





Plooigedrag van verstijfde cilinders op lokale steunpunten

Wesley Vanlaere

Promotoren: prof. dr. ir. R. Van Impe, prof. dr. ir. G. Lagae  
Proefschrift ingediend tot het behalen van de graad van  
Doctor in de Ingenieurswetenschappen: Bouwkunde

Vakgroep Bouwkundige Constructies  
Voorzitter: prof. dr. ir. L. Taerwe  
Faculteit Ingenieurswetenschappen  
Academiejaar 2005 - 2006



Copyright © Wesley Vanlaere

Alle rechten voorbehouden. Dit werk of delen ervan mogen onder geen enkele voorwaarde en ook niet voor persoonlijk gebruik worden uitgeleend, gekopieerd of op gelijk welke manier vermenigvuldigd zonder voorafgaande, schriftelijke toestemming van de auteur.

ISBN 90-8578-058-6

NUR 956, 955

Wettelijk depot: D/2006/10.500/16



*Promotoren:*

Prof. dr. ir. R. Van Impe  
Prof. dr. ir. G. Lagae

*Examencommissie:*

Prof. dr. ir. L. Taerwe (voorzitter)	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. G. De Schutter	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. A.M. Gresnigt	TU Delft (NL)
Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. W. Guggenberger	TU Graz (A)
Prof. dr. ir. G. Lagae	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. Ph. Van Bogaert	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. R. Van Impe	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. W. Van Paepegem	Universiteit Gent
Prof. dr. ir. B. Verhegghe (secretaris)	Universiteit Gent

*Onderzoeksinstelling:*

Laboratorium voor Modelonderzoek  
Vakgroep Bouwkundige Constructies  
Universiteit Gent  
Technologiepark-Zwijnaarde 904  
B-9052 Zwijnaarde  
België

Tel: +32 (0)9 264 54 70  
Fax: +32 (0)9 264 58 38  
E-mail: Wesley.Vanlaere@UGent.be

Dit doctoraal onderzoek werd financieel  
gesteund door het Fonds voor Wetenschappelijk  
Onderzoek – Vlaanderen.



*Aan mijn ouders,  
Patrick Vanlaere  
en  
Rita Byttebier  
en vriendin  
Hanne Neyens*



# Dankwoord

Het ligt voor de hand dat een omvangrijk doctoraal werk niet kan geschreven worden zonder de hulp van andere personen. Het is dan ook op zijn plaats om hier deze personen uitdrukkelijk te bedanken. In de eerste plaats ben ik dank verschuldigd aan mijn twee promotoren, nl. Prof. Rudy Van Impe en Prof. Guy Lagae. Het is dankzij Prof. Van Impe dat ik mijn droom om wetenschapper te worden kon vervullen toen hij me na mijn afstudeerwerk vroeg om wetenschappelijk medewerker van het Laboratorium voor Modelonderzoek te worden. Tijdens mijn voorbije jaren aan het laboratorium heeft Prof. Van Impe me steeds de wetenschappelijke vrijheid gegund om het doctoraal onderzoek op mijn eigen manier te voeren. Ook gaf hij me telkens weer de mogelijkheid om in contact te komen met gelijkgestemde zielen, zowel op binnenlandse als buitenlandse congressen en symposia. Een welgemeende *dank u wel* is hier dan ook op zijn plaats.

Ook mijn tweede promotor, Prof. Lagae, ben ik veel dank verschuldigd. Hoewel ik in eerste instantie zijn doctoraatsstudent niet was, heeft hij altijd tijd voor me vrijgemaakt om te luisteren naar mijn wetenschappelijke overpeinzingen, om me raad te geven, om me terug op het goede pad te zetten en vooral om me te steunen. Zelden zijn de keren dat ik niet wijzer zijn bureau verlaten heb. Zijn – soms bijna vaderlijke – raad en zijn rust hebben me vele malen de moed en de overtuiging gegeven om door te zetten en te blijven zoeken naar de preciese wetenschappelijke achtergrond van de waargenomen fenomenen. Voor dit, en voor nog tal van andere zaken – teveel om op te sommen – ben ik Prof. Lagae uiterst dankbaar.

Mijn doctoraal onderzoek was gelijktijdig ook het onderwerp van een projectvoorstel dat financieel ondersteund werd door het Fonds voor Wetenschappelijk Onderzoek - Vlaanderen (FWO). Ik wens dan ook de bestuursleden van dit fonds hartelijk te bedanken voor deze financiële bijdrage.

Bepaalde onderdelen van dit werk zijn de vrucht van een intensieve samenwerking met collega's of thesisstudenten. Één van de eerste stappen in

de richting van het uiteindelijke resultaat werden gezet tijdens de vruchtbare samenwerking met mijn toenmalige thesisstudent Thomas Maes. Dankzij zijn grote inzet en nauwgezet werken is zijn afstudeerwerk een grote hulp gebleken in mijn zoektocht naar een ontwerpregel. Gelijkaardige inspanningen werden geleverd door Christof Fimmers tijdens zijn vijf maanden als wetenschappelijk medewerker aan het Laboratorium voor Modelonderzoek.

Alle medewerkers van het Laboratorium voor Modelonderzoek verdienen een plaats in dit dankwoord. Ik dank in het bijzonder Peter Buffel, Maarten De Strycker en Francine Joliet die altijd klaarstonden om me te steunen en te helpen. Ook de techniekers van het Laboratorium – Dennis Elias en Eric Vonck – wens ik te bedanken voor hun inzet om de experimenten op cilinders te perfectioneren.

Tot slot wil ik bij deze nog Hanne, mijn ouders, mijn familie en mijn vrienden bedanken voor hun jarenlange steun en geduld. Hoewel ik het misschien te weinig heb laten merken, is hun steun essentieel geweest voor het welslagen van dit doctoraal onderzoek. Dank je wel.

Wesley Vanlaere  
Gent, 27 Maart 2006

# Samenvatting

Op het gebied van bouwkundige constructies dienen een aantal constructies nog steeds aan uitgebreid onderzoek onderworpen te worden vooraleer hun gedrag volledig kan begrepen worden en de nodige ontwerpregels kunnen opgesteld worden. Dankzij de opkomst van eindige elementen pakketten en krachtige rekencomputers, kunnen sommige van deze complexe constructies tegenwoordig onderzocht worden. Een belangrijke klasse van constructies die tegenwoordig nog vaak het onderwerp zijn van wetenschappelijk onderzoek, zijn de dunwandige stalen schaalconstructies. Zij worden vaak gebruikt in de ingenieurswereld omwille van hun efficiënte vorm. Voorbeelden zijn watertorens, opslagtanks, silo's, ... Het lijken eenvoudige constructies te zijn, maar vaak is hun dunne wand gevoelig voor lokale instabiliteit.

Op het gebied van dunwandige schaalconstructies zijn de cilinderschalen zonder twijfel het meest voorkomend. Dit verklaart waarom deze cilinderschalen de voorbije decennia het onderwerp waren van talloze studies. In deze studies werd voornamelijk gefocust op het gedrag van cilinderschalen die onderworpen zijn aan uniforme axiale lasten. In praktische schaalconstructies echter worden deze cilinders vaak aan andere belastingsgevallen onderworpen. Als voorbeeld van zo'n praktische constructie kan een stalen silo aangehaald worden. Het belangrijkste deel van deze constructie is zonder twijfel het cilindrische lichaam dat rust op een beperkt aantal steunkolommen. Deze discrete ondersteuning veroorzaakt een lokale krachtsinleiding in de cilinder, wat aanleiding geeft tot axiale spanningsconcentraties in cilinderwand. Deze concentraties zijn natuurlijk nadelig voor de stabiliteit van de constructie en constructieve maatregelen dienen genomen te worden om het bezwijken van de constructie te vermijden.

Hoewel de meest voor de hand liggende oplossing bestaat uit het verhogen van de wanddikte voor de volledige cilinder, is het in tijden waarin grondstoffen schaars worden van essentieel belang om deze efficiënt aan te wenden. In deze optiek wordt de in het proefschrift behandelde oplossing voor het instabiliteitsprobleem voorgesteld. De spanningsconcentraties bevinden zich in afgebakende zones - zowel in verticale richting als in omtreksrichting - boven de steunpunten. Dat is dan ook de plaats waar extra materiaal dient toegevoegd te worden. In het proefschrift wordt een constructie onderzocht waarbij instabiliteit wordt vermeden door het verstevigen van de cilinderwand door

middel van verstijvers. Boven elk steunpunt worden twee longitudinale verstijvers geplaatst met een beperkte hoogte. Boven en onder deze verstijvers wordt een ringverstijver aangebracht. Op deze manier wordt het materiaal toegevoegd op de plaatsen waar het echt nodig is.

In het doctoraal proefschrift wordt beschreven hoe deze constructie onderzocht werd. Globaal gezien kan het onderzoek opgedeeld worden in twee grote componenten, nl. het experimentele luik en het numerieke luik. Beide componenten gaan goed samen, gezien de experimenten ook gebruikt worden om het numerieke model te valideren. Voor het experimentele luik worden een aantal proeven op schaalmodellen van de beschouwde constructie beschreven. Deze proeven leren ons dat de constructie twee fundamenteel verschillende bezwijkpatronen kan vertonen. Een eerste patroon wordt gekenmerkt door builen in de zone net boven de steunpunten. Dit toont aan dat de verstijvers de plooiweerstand van de verstijfde constructie niet voldoende verhogen om builen in die zone te vermijden. Bij het tweede patroon doen de verstijvers dit wel en treden de builen dan ook op buiten de verstijfde zone, namelijk in de zone net boven de bovenring.

Wat het numerieke luik van het onderzoek betreft, wordt in het proefschrift eerst beschreven hoe het numerieke model tot stand is gekomen. De keuze van tal van dimensies en parameters wordt verklaard. Ook wordt aangetoond dat voor de steunpunten twee mogelijke aannames kunnen worden gemaakt en deze twee worden in het vervolg van het werk ook gebruikt. Met deze twee onderstellingen worden een aantal simulaties uitgevoerd alvorens het numerieke model wordt gevalideerd.

Voor de validatie van het model, wordt teruggegrepen naar de resultaten van de proeven op de schaalmodellen. Voor het uitvoeren van de proeven werd telkens de vorm van de cilinders opgemeten gezien het belang van vormonvolmaaktheden bij dunwandige schaalconstructies. Om dit opmeten mogelijk te maken, is voor het onderzoek een nieuw toestel ontworpen en vervaardigd. Met dit toestel is het mogelijk om contactloos de vorm van de cilinder nauwkeurig op te meten. Deze resultaten worden voor de validatie in het numerieke model ingevoerd. Bijkomend worden ook de resultaten van trekproeven op het gebruikte materiaal aangewend om het materiaalgedrag in het numerieke model te implementeren. Numerieke simulaties met deze kenmerken geven aanleiding tot een goede overeenstemming met de proefresultaten en het is dan ook toegelaten om te stellen dat ons numerieke model geschikt is om het gedrag van de verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten te simuleren.

In een volgende fase wordt in het proefschrift het onderzoek naar de invloed van alle relevante parameters beschreven. Dit onderzoek toont aan dat de beschouwde cilinder eigenlijk een complexe constructie is waarvan het gedrag afhankelijk is van tal van parameters die elk een niet te onderschatten invloed hebben. Het doel van het doctoraal onderzoek is het opstellen van een praktische rekenregel voor de verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten. Het ligt voor de hand dat in die regel zo veel mogelijk relevante



parameters dienen in rekening te worden gebracht. Het is echter niet mogelijk alle parameters te onderzoeken en daarom is een verstandige keuze gemaakt. Met de parameters die over blijven wordt vervolgens een uitgebreide parameterstudie ondernomen, en dit met beide steunpuntsonderstellingen. De resultaten van deze parameterstudie worden vervolgens verwerkt tot een ontwerpregel die in het proefschrift wordt voorgesteld. Bij de toepassing van deze regel heeft de ontwerper een grote vrijheid in de keuze van de afmetingen van de cilinder en de verstijvers. Nadat hij deze keuze gemaakt heeft, wordt de optimale verstijverhoogte bepaald en de corresponderende bezwijkbelasting gevonden.

Op deze manier is vervuld aan de belangrijkste doelstelling van het doctoraal onderzoek. Natuurlijk is hiermee het onderzoek naar het gedrag van deze constructies niet afgelopen. Zo kan de ontwerpregel in de toekomst nog uitgebreid worden voor andere slankheden. Ook is voor onderhavig werk geen rekening gehouden met de invloed van de inwendige druk die meestal in deze constructie aanwezig is. Een verdere uitbreiding van de regel kan bekomen worden door de inwendige druk wel in rekening te brengen, alsook door de invloed van het aantal steunpunten op de optimale verstijverhoogte te onderzoeken.

De auteur is ook van plan om verder onderzoek uit te voeren naar het verschil tussen rigide en soepele steunpunten. Verder ligt het voor de hand dat de gekozen rechthoekige verstijverdoorsnede aanleiding geeft tot een zeer snelle instabiliteit van de verstijvers zelf. Dit is natuurlijk niet optimaal en het is dus aangewezen om in de toekomst het onderzoek uit te breiden tot verstijvers met een groter traagheidsmoment.



# Summary

In the field of structural engineering, a number of complex structures still need extensive research before their structural behaviour can be fully understood and the necessary design rules can be developed. With the advent of finite element programs and powerful computers with increasing capacity, some of these complex structures can be investigated nowadays.

An important class of structures which are the subject of ongoing research are thin-walled steel shells. Shell structures like water towers, storage tanks, silos, ... are frequently used in the field of engineering because of their efficient shape. They appear to be simple structures, but quite often their thin wall is prone to local instability phenomena.

In the world of thin metal shells, cylindrical shells are without a doubt the most commonly used type of shells and therefore their buckling behaviour was in the past decades the subject of numerous studies. The focus of these studies was however mainly on cylinders subjected to uniform axial loads. In practical structures, these cylinders are also frequently subjected to other load types. As example, an elevated steel silo can be mentioned. The main part of such a silo is a cylindrical shell that rests on a limited number of supports. These discrete supports cause a local force introduction into the cylinder, which leads to axial stress concentrations in the cylindrical wall. These concentrations are of course detrimental with respect to the stability of the construction and structural measures have to be taken.

The most logical solution to this structural problem is increasing the wall thickness of the entire cylinder. Nevertheless, in times where natural resources are becoming more and more expensive, it is essential that these resources are used efficiently. Therefore, in this doctoral thesis, another solution to the problem is investigated. The stress concentrations in the cylindrical wall are located in well known areas, i.e. in the region just above a support. In this region, extra material has to be added in order to prevent the instability. For the cylinder that is studied in this thesis the wall is reinforced by means of stiffeners. Above each support, two longitudinal stiffeners with limited length are placed. Above and below these stiffeners, two rings are placed. With this stiffener configuration, the material is only added in the regions where the danger of instability is present.

In the doctoral thesis, the study of the stiffened cylinder is presented. Ba-

sically, the investigation can be divided into two components, i.e. the experiments on scale models and the numerical simulations. There is a strong link between the two components, since the experimental results are used for the validation of the numerical model. In the experimental part of the study, a number of tests are performed on scale models of the stiffened cylinder. These tests show us that there are two fundamentally different failure patterns. The first pattern is characterised by buckles in the area just above the supports. This indicates that the buckling resistance of the stiffened shell is not high enough to force the buckles out of the stiffened region. For the second failure pattern, the raise of the buckling strength of the stiffened region is high enough and the buckles appear in the unstiffened part of the cylindrical shell, just above the upper ring.

For the numerical part of the study, the development of the numerical model is described in the doctoral thesis. The choice of numerous dimensions and parameters is explained. As explained in the text, for locally supported cylinders, two possible assumptions can be made for the behaviour of the supports. Both rigid and flexible supports are investigated in the study. With these two assumptions, a number of analyses are performed before the numerical model is validated.

This validation of the model is done by comparing the results of the experiments with the numerical results. Before an experiment was done, the shape of the scale models was carefully measured since geometrical imperfections tend to have an important influence on the buckling behaviour of thin-walled shell structures. In order to make the measurement of the cylinder possible a new device was designed and manufactured. The measured shape was included into the numerical model for validation purposes. In addition, the results of tensile tests on the steel plates were also used to implement the real material behaviour into the numerical model. Numerical simulations with these characteristics led to a good correspondence with the experiments and this means that the numerical model is suitable for the simulations of the structural behaviour of the stiffened cylinders on local supports.

In a next step, the effect of all relevant parameters on the buckling behaviour is presented. This study shows that the stiffened cylinder is in fact a complex structure depending on a large number of parameters. All these parameters have an important influence. The aim of the present doctoral study is to develop practical design rules for the stiffened cylinders on local supports. It is obvious that as many as possible of the relevant parameters have to be taken into account for the design rules. However, it is not possible to incorporate all the parameters, and therefore a wise choice has to be made. With the chosen parameters, an extensive parametrical study is performed, and this for both of the support assumptions. The results of this parametrical study are then processed into a design rule that is presented in the doctoral thesis. For this rule, the designer has the freedom to choose most of the dimensions of the cylinder and stiffeners. With these dimensions, the optimal stringer height can be determined and the corresponding failure load is found.

With this rule, the main objective of the doctoral research is met. Of course, this doesn't mean that the study of the structural behaviour of this type of structures is finished. In the future, this rule can be modified for other values of the radius to thickness ratio. Furthermore, in this study, the influence of the internal pressure is not taken into account. A further extension of the rule can be obtained by incorporating the effect of the internal pressure as well as by investigating the effect of the number of supports on the optimal stringer height.

The author also intends to further investigate the difference between the assumption of rigid and flexible supports. Another topic that deserves attention is the cross-section of the stiffeners. So far, only rectangular cross-sections have been investigated. It is clear that this shape is prone to instability and that other shapes may be preferable.



# Inhoud

<b>I</b>	<b>Het onderzoek</b>	<b>1</b>
<b>1</b>	<b>Inleiding</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Stand van de wetenschap</b>	<b>5</b>
2.1	Een kort historisch overzicht . . . . .	5
2.2	Recente ontwikkelingen . . . . .	8
2.2.1	Ontwerpregels voor onverstijfde cilinderschalen met uniforme wanddikte over de volledige hoogte . . . . .	9
2.2.2	Ontwerpregels voor cilinderschalen waarvan de wanddikte onderaan verhoogd is . . . . .	12
2.2.3	Ontwerpregels voor cilinderschalen voorzien van ringen en longitudinale verstijvers . . . . .	14
2.3	Situering van het onderzoek . . . . .	19
<b>3</b>	<b>Experimenten op schaalmodellen</b>	<b>21</b>
3.1	Algemeen . . . . .	21
3.2	De basiscilinder . . . . .	23
3.2.1	Keuze van de cilinderafmetingen . . . . .	23
3.2.2	Dimensionering van de ringverstijvers . . . . .	25
3.2.3	Dimensionering van de langsverstijvers . . . . .	28
3.2.4	Bespreking van de verstijverdoorsneden . . . . .	29
3.2.5	Rudimentaire voorspelling van de plooilast van de cilinder . . . . .	30
3.3	Het vervaardigen van de cilindermodellen . . . . .	30
3.3.1	De oorspronkelijke toestand . . . . .	30
3.3.2	De aangebrachte wijzigingen . . . . .	34
3.4	De proefopstelling . . . . .	37
3.4.1	De oorspronkelijke toestand . . . . .	39
3.4.2	De aangebrachte wijzigingen . . . . .	40
3.5	Het opmeten van de imperfecties . . . . .	43
3.5.1	De oorspronkelijke toestand . . . . .	43
3.5.2	De aangebrachte wijzigingen . . . . .	44
3.6	De experimenten . . . . .	46

<b>4</b>	<b>Resultaten van de cilinderproeven</b>	<b>47</b>
4.1	De uitgevoerde proeven . . . . .	47
4.2	Beproevingen van de basiscilinder . . . . .	48
4.2.1	Algemeen . . . . .	48
4.2.2	Imperfecties volgens de Eurocode . . . . .	48
4.2.3	Resultaten van trekproeven . . . . .	50
4.2.4	Resultaten van cilinderproeven . . . . .	51
4.3	Proeven ter controle van de ontwerpregel . . . . .	66
4.4	Bemerkingen . . . . .	77
<b>5</b>	<b>Het numerieke model</b>	<b>81</b>
5.1	Algemeen . . . . .	81
5.2	De onverstijfde cilinderschaal . . . . .	82
5.2.1	Het numerieke model ontwikkeld door Guggenberger . . . . .	82
5.2.2	Narekenen van de onverstijfde cilinder . . . . .	83
5.2.3	Resultaten . . . . .	84
5.3	Opstellen van het verstijfde model . . . . .	91
5.3.1	Geometrie . . . . .	91
5.3.2	De randvoorwaarden van het numerieke model . . . . .	94
5.3.3	De belasting van het model . . . . .	99
5.3.4	De keuze van de elementen . . . . .	102
5.3.5	Bepaling van de optimale mesh . . . . .	107
5.3.6	Mogelijke materiaaleigenschappen voor het numerieke model . . . . .	123
5.4	Berekeningsresultaten met het verstijfde model . . . . .	126
5.4.1	Overzicht van de types berekeningen vermeld in de Eurocode . . . . .	126
5.4.2	Overzicht van de resultaten . . . . .	127
<b>6</b>	<b>Validatie van het numerieke model</b>	<b>143</b>
6.1	Algemeen . . . . .	143
6.2	Randvoorwaarden langsheen de longitudinale symmetrieranden	144
6.2.1	Algemeen . . . . .	144
6.2.2	Interstringerafstand gelijk aan 24 mm . . . . .	145
6.2.3	Interstringerafstand gelijk aan 45 mm . . . . .	146
6.2.4	Conclusies voor de symmetrierandvoorwaarden . . . . .	146
6.3	Invloed van de modellering van de steunpunten . . . . .	149
6.3.1	Mogelijke modelleringen . . . . .	149
6.3.2	Vergelijking van de spanningsbeelden . . . . .	150
6.3.3	Vergelijking van de berekeningsresultaten . . . . .	154
6.3.4	Conclusies voor de steunpuntmodellering . . . . .	158
6.4	Overeenkomst tussen experiment en simulaties . . . . .	158
6.4.1	Algemeen . . . . .	158
6.4.2	Vergelijking van experimentele resultaten met de numerieke simulaties . . . . .	160
6.4.3	Numerieke simulaties met opgemeten imperfecties . . . . .	164



6.4.4	Numerieke simulaties met opgemeten imperfecties en werkelijk materiaalgedrag . . . . .	178
6.4.5	Conclusies van het validatieproces . . . . .	184
<b>7</b>	<b>Invloed van de verschillende relevante parameters</b>	<b>187</b>
7.1	Relevante parameters . . . . .	187
7.2	Bespreking van de twee bezwijkfenomenen . . . . .	188
7.3	Invloed geometrische parameters . . . . .	200
7.3.1	Parameters van de cilinder . . . . .	200
7.3.2	Parameters van de verstijvers . . . . .	210
7.4	Invloed materiaaleigenschappen . . . . .	220
7.4.1	Invloed van het materiaalgedrag . . . . .	222
7.4.2	Invloed van de vloeigrens bij ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag . . . . .	223
7.5	Invloed aanwezigheid van inwendige druk . . . . .	225
7.6	Invloed imperfectiegrootte en -vorm . . . . .	229
7.6.1	Imperfectiegrootte volgens de Eurocode . . . . .	229
7.6.2	Eigenmodes als imperfectievorm . . . . .	230
7.6.3	Opgemeten cilinder als imperfectievorm . . . . .	235
7.6.4	Buil van Li als imperfectievorm . . . . .	239
7.6.5	Buil van Guggenberger als imperfectievorm . . . . .	246
7.6.6	Buil in de langsverstijver . . . . .	250
7.6.7	Vergelijking van de verschillende imperfectievormen . . . . .	253
7.7	Invloed van de positie van de resultante . . . . .	255
7.8	Invloed op de ontwerpregel . . . . .	257
<b>8</b>	<b>De ontwerpregel</b>	<b>259</b>
8.1	Inleiding . . . . .	259
8.2	Parameters die in rekening worden gebracht . . . . .	260
8.3	Resultaten van de parameterstudie . . . . .	261
8.3.1	Vergelijking van de resultaten voor beide steunpuntsmodelleringen . . . . .	263
8.3.2	Plastisch plooien versus elastisch plooien . . . . .	265
8.4	Knock-down factor voor imperfecties . . . . .	266
8.5	De ontwerpregel . . . . .	271
8.5.1	Ontwerpregel voor rigide steunpunten . . . . .	272
8.5.2	Ontwerpregel voor soepele steunpunten . . . . .	272
8.5.3	De voorgestelde ontwerpregel en zijn toepassingsgebied . . . . .	273
8.5.4	Vergelijking van de bekomen ontwerpregel met deze van Herzig . . . . .	274
8.6	Conclusie . . . . .	275
<b>9</b>	<b>Besluiten en toekomstig onderzoek</b>	<b>277</b>

---

<b>II Bijlagen</b>	<b>279</b>
<b>A De cilindermodellen</b>	<b>281</b>
A.1 De resultaten van de trekproeven . . . . .	281
<b>B Het onverstijfde model</b>	<b>283</b>
B.1 Eigenmodes . . . . .	283
B.2 Materiaal niet-lineaire analyse – MNA . . . . .	285
<b>C Het verstijfde model</b>	<b>287</b>
C.1 De keuze van de elementen . . . . .	287
C.2 De bepaling van het elementennet . . . . .	290
<b>D De eerste berekeningsresultaten</b>	<b>295</b>
D.1 Eigenwaardeberekeningen – Rigide steunpunten . . . . .	295
D.2 Eigenwaardeberekeningen – Soepele steunpunten . . . . .	298
D.3 GNA – Rigide steunpunten . . . . .	301
D.4 GNA – Soepele steunpunten . . . . .	302
D.5 MNA – Rigide steunpunten . . . . .	303
D.6 MNA – Soepele steunpunten . . . . .	304
D.7 GMNA – Rigide steunpunten . . . . .	305
D.8 GMNA – Soepele steunpunten . . . . .	306
D.9 GMNIA – Rigide steunpunten . . . . .	307
D.10 GMNIA – Soepele steunpunten . . . . .	310
<b>E De invloed van de geometrische parameters</b>	<b>313</b>
E.1 De parameters van de cilinder . . . . .	313
E.2 De parameters van de langsverstijver . . . . .	315
E.3 De parameters van de ringen . . . . .	317
<b>Bibliografie</b>	<b>319</b>

# Tabellen

3.1	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de cilinder . . . . .	24
3.2	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de langsverstijvers of <i>stringers</i> . . . . .	24
3.3	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de ringverstijvers .	25
4.1	Grenzen voor de kwaliteitsklassen op basis van de Out-of-Roundness tolerantie voor onze schaalmodellen . . . . .	49
4.2	Grenzen voor de kwaliteitsklassen op basis van de Dimple to- lerantie voor onze schaalmodellen . . . . .	50
4.3	Waarden voor de 0,2% strekgrens voor beide plaatdiktes (in MPa)	50
4.4	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 1 . . . . .	54
4.5	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 2 . . . . .	55
4.6	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 3 . . . . .	56
4.7	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 4 . . . . .	60
4.8	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 5 . . . . .	61
4.9	Overzicht van de eerste vijf proeven op nominaal dezelfde ci- linders . . . . .	63
4.10	Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 6 . .	66
4.11	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 6 . . . . .	69
4.12	Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 7 . .	70
4.13	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het <i>onverstijfde</i> schaalmo- del voor Proef 7 . . . . .	71
4.14	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het <i>verstijfde</i> schaalmodel voor Proef 7 . . . . .	74
4.15	Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 8 . .	74
4.16	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het <i>onverstijfde</i> schaalmo- del voor Proef 8 . . . . .	75
4.17	Bepaling van de kwaliteitsklasse van het <i>verstijfde</i> schaalmodel voor Proef 8 . . . . .	77

5.1	Afmetingen van de onverstijfde cilinder . . . . .	83
5.2	Vergelijking van de bekomen eigenwaarden met deze uit [13] . . . . .	88
5.3	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de cilinder . . . . .	92
5.4	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de langsverstijvers of <i>stringers</i> . . . . .	92
5.5	Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de ringverstijvers . . . . .	93
5.6	Vergelijking van eigenwaarden en rekestijd bekomen met de verschillende elementtypes . . . . .	103
5.7	Vergelijking van plooilast (GMNA) en rekestijd bekomen met de verschillende elementtypes . . . . .	105
5.8	Overzicht van de verschillende parameters van het elementennet	108
5.9	De correlatiecoëfficiënten voor de geometrische grootheden en de eigenwaarden . . . . .	116
5.10	De afgeleide parameters voor de lineaire verbanden tussen de verstijvergeometrie en de eigenwaarden . . . . .	117
5.11	De relevante parameters van het gekozen elementennet . . . . .	121
5.12	Bekomen eigenwaarden voor een niet-uniforme en een unifor- me mesh . . . . .	122
5.13	De aangenomen materiaaleigenschappen van het staal . . . . .	123
5.14	Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen . . . . .	129
6.1	Vergelijking van de resultaten voor beide cilindersegmenten . . . . .	146
6.2	Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen met een uit de experimenten af- geleide vloeigrens . . . . .	155
6.3	Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen met een uniforme vloeigrens van 235 MPa . . . . .	159
6.4	Vergelijking van de resultaten voor de experimenten en de si- mulaties . . . . .	161
6.5	Resultaten van de GMNIA analyses met werkelijke imperfecties	167
6.6	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties . . . . .	167
6.7	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 6 . . . . .	171
6.8	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 7 . . . . .	173
6.9	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 8 . . . . .	176
6.10	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 5	180
6.11	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 6	183
6.12	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 7	183

6.13	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 8	184
7.1	Vergelijking van de resultaten voor beide cilindermodellen bij veranderende interstringerafstand	188
7.2	Vergelijking van de verschillende types materiaalgedrag	222
7.3	Amplitude van de vormfout volgens EC3 voor de verschillende kwaliteitsklassen	230
7.4	Resultaten van GMNIA analyses met een eigenmode als imperfectievorm en 1,75 mm als imperfectiegrootte	232
7.5	Resultaten van GMNIA analyses met een eigenmode als imperfectievorm en 3 mm als imperfectiegrootte bij vloeigrenzen corresponderend met de cilinderproeven.	236
7.6	Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties	238
7.7	Vergelijking van de daling van de bezwijkspanning ten opzichte van de perfecte cilinder voor de verschillende onderzochte vormfouten	254
8.1	Overzicht van de in rekening gebrachte parameters voor de parameterstudie die zal leiden tot een ontwerpregel	260
8.2	Amplitude van de vormfout volgens EC3 voor de verschillende kwaliteitsklassen bij $r/t = 250$	268
8.3	Bepaling van de knock-down factor en vergelijking van ontwerpregel met numerieke analyses voor de onderstelling van rigide steunpunten (voor $r = 350$ mm)	269
8.4	Bepaling van de knock-down factor en vergelijking van ontwerpregel met numerieke analyses voor de onderstelling van soepele steunpunten (voor $r = 350$ mm)	270
8.5	De knock-down factoren voor de verschillende kwaliteitsklassen	271
A.1	Resultaten van trekproeven voor de twee gebruikte plaatdiktes – Deel 1	281
A.2	Resultaten van trekproeven voor de twee gebruikte plaatdiktes – Deel 2	282
C.1	Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 1	290
C.2	Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 2	291
C.3	Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 3	292
C.4	Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 4	293



# Figuren

2.1	Een stalen silo op een beperkt aantal kolommen. . . . .	9
2.2	De lokaal ondersteunde cilinder: (a) Onverstijfd; (b) Onderaan verhoogde wanddikte; (c) Verstijfd met langsverstijvers en ringen. . . . .	10
2.3	De parameters van de lokaal ondersteunde cilinder. . . . .	11
2.4	De parameters van de cilinder met onderaan verhoogde wanddikte. . . . .	13
2.5	Principiële voorstelling van de invloed van de hoogte $h_1$ op de plooispanning. . . . .	15
2.6	De parameters van de verstijfde cilinder. . . . .	16
2.7	Principiële voorstelling van de invloed van de hoogte $h_s$ op de bezwijkbelasting. . . . .	18
3.1	De geometrische parameters van de verstijfde cilinder. . . . .	24
3.2	De schikking van de langsverstijvers. . . . .	29
3.3	De knipbank waarmee de platen op maat geknipt worden. . . . .	31
3.4	De machine waarmee de platen gerold worden. . . . .	32
3.5	Het gebruikte lasapparaat. . . . .	32
3.6	De bekomen lasnaad in de cilinderwand. . . . .	33
3.7	De toegepaste soldeertechniek ter bevestiging van de verstijvers aan de cilinderwand. . . . .	33
3.8	Een cilindermodel met de basisafmetingen. . . . .	34
3.9	Het opmeten van de imperfecties na het lassen van een verstijver op de cilinderwand. . . . .	35
3.10	Het toevoegmateriaal bij het gewone soldeerprocédé. . . . .	36
3.11	De bagetten van verschillende diameter, gebruikt als toevoegmateriaal bij het solderen met tinzilver. . . . .	37
3.12	De oorspronkelijke opstelling van de proefstand. . . . .	38
3.13	Een detail van een steunpunt. . . . .	39
3.14	Foto van de oorspronkelijke opstelling van de proefstand. . . . .	40
3.15	Foto van de aangepaste opstelling van de proefstand. . . . .	41
3.16	Een detail van een nieuw steunpunt. . . . .	42
3.17	Het nieuwe meetsysteem voor de vorm van de cilinder. . . . .	45
4.1	Voorbeeld spannings-rek diagrammen voor beide plaatdiktes. . . . .	51
4.2	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 1. . . . .	52

4.3	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 1. . . . .	53
4.4	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 2. . . . .	54
4.5	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 2. . . . .	55
4.6	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 3. . . . .	56
4.7	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 3. . . . .	57
4.8	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 4. . . . .	58
4.9	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 4. . . . .	59
4.10	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 5. . . . .	60
4.11	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 5. . . . .	62
4.12	Mogelijks verband tussen de bezwijkbelasting van een steunpunt en de Out-of-Roundness parameter $U_r$ . . . . .	64
4.13	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 6. . . . .	67
4.14	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 6. . . . .	68
4.15	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 7. . . . .	70
4.16	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7 voor het bevestigen van de verstijvers. . . . .	72
4.17	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7 na het bevestigen van de verstijvers. . . . .	73
4.18	Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 8. . . . .	75
4.19	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8 voor het bevestigen van de verstijvers. . . . .	76
4.20	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8 na het bevestigen van de verstijvers. . . . .	78
5.1	Het deel van de onverstijfde cilinder dat door Guggenberger werd gemodelleerd. . . . .	82
5.2	Het model in ABAQUS van de ondersteuningscilinderschaal. . . . .	84
5.3	De vervorming van de cilinder bij een lineaire analyse. . . . .	85
5.4	Het verloop van de axiale spanning langsheen de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt. . . . .	86
5.5	Het verloop van de axiale spanning langsheen de bovenrand. . . . .	86
5.6	De radiale verplaatsingen van de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt. . . . .	87
5.7	De radiale verplaatsingen van de bovenrand. . . . .	87
5.8	De eerste eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25. . . . .	88
5.9	Het last-verplaatsingsdiagram horende bij de geometrisch niet-lineaire analyse. . . . .	90
5.10	De vervorming van de cilinder bij een geometrisch niet-lineaire analyse. . . . .	90
5.11	De geometrische parameters van de verstijfde cilinder. . . . .	93



5.12	Het numerieke model – geometrie en de lokale assenstelsels. . .	95
5.13	De randvoorwaarden van het numerieke model – Rigide ondersteuning versus soepele ondersteuning. . . . .	97
5.14	De belasting van het numerieke model – Rigide ondersteuning versus flexibele ondersteuning. . . . .	100
5.15	De last-verplaatsingsdiagrammen horende bij de 5 elementtypes	106
5.16	Onderverdeling van de geometrie in 4 zones voor verschillende meshdichtheden. . . . .	108
5.17	Resultaten van de initiële meshstudie voor de eerste eigenwaarde.	110
5.18	Resultaten van de initiële meshstudie voor de tweede eigenwaarde. . . . .	110
5.19	Resultaten van de initiële meshstudie voor de derde eigenwaarde.	111
5.20	Verloop van de eigenwaarde $EV$ . . . . .	112
5.21	Resultaten van de tweede meshstudie voor de eerste eigenwaarde. . . . .	113
5.22	Resultaten van de tweede meshstudie voor de tweede eigenwaarde. . . . .	113
5.23	Resultaten van de tweede meshstudie voor de derde eigenwaarde. . . . .	114
5.24	Verloop van de eerste eigenwaarde voor $k_{1,axiaal} = 125$ en de interstringerafstand in functie van $k_{1,omtrek}$ . . . . .	115
5.25	Verloop van de derde eigenwaarde voor $k_{1,omtrek} = 135$ en de hoogte van de verstijver in functie van $k_{1,axiaal}$ . . . . .	116
5.26	Resultaten na correctie voor de eerste eigenwaarde. . . . .	118
5.27	Resultaten na correctie voor de tweede eigenwaarde. . . . .	119
5.28	Resultaten na correctie voor de derde eigenwaarde. . . . .	119
5.29	Verloop van de gecorrigeerde eerste eigenwaarde voor $k_{1,axiaal} = 125$ en de interstringerafstand in functie van $k_{1,omtrek}$ . . . . .	120
5.30	Het elementennet met de gekozen dichtheden. . . . .	121
5.31	Het spannings-rekdiagram horende bij de staalplaat met dikte van 0,7 mm – Overzicht van de verschillende materiaalgedragingen. . . . .	124
5.32	Het spannings-rekdiagram horende bij de staalplaat met dikte van 1,5 mm – Overzicht van de verschillende materiaalgedragingen. . . . .	125
5.33	De vervormingsfiguren en de contourplots van de von Mises en axiale spanningen voor beide modellen: (a) – (c) Rigide steunpunten; (d) – (f) Soepele steunpunten. . . . .	130
5.34	De eerste vijf eigenmodes voor de veronderstelling van rigide steunpunten . . . . .	133
5.35	De eerste vijf eigenmodes voor de veronderstelling van soepele steunpunten . . . . .	134
5.36	Vervormingspatronen en last-verplaatsingsdiagrammen bij rigide steunpunten. . . . .	136

5.37	Vervormingspatronen en last-verplaatsingsdiagrammen bij soepele steunpunten. . . . .	137
5.38	De vijf vervormingspatronen van de GMNIA berekeningen bij rigide steunpunten . . . . .	140
5.39	De vijf vervormingspatronen van de GMNIA berekeningen bij soepele steunpunten . . . . .	142
6.1	Het model van de halve cilinder. . . . .	145
6.2	De vervormingen voor beide cilindermodellen bij een afstand tussen de verstijvers van 24 mm . . . . .	147
6.3	De vervormingen voor beide cilindermodellen bij een afstand tussen de verstijvers van 45 mm . . . . .	148
6.4	De twee mogelijke modelleringen van de lokale steunpunten en de bijhorende spanningen ter hoogte van de onderrand. . . . .	149
6.5	De spanningsbeelden voor een LA analyse, horende bij de twee mogelijke onderstellingen voor de steunpunten. . . . .	151
6.6	De spanningsbeelden voor een GMNA analyse, horende bij de twee mogelijke onderstellingen voor de steunpunten. . . . .	153
6.7	De invloed van de vloeigrens op de simulaties van Proef 6 & 7. . . . .	162
6.8	Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 5. . . . .	165
6.9	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 5. . . . .	166
6.10	De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder . . . . .	168
6.11	Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 6. . . . .	169
6.12	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 6. . . . .	170
6.13	De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 170 MPa voor Proef 6. . . . .	171
6.14	Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 7. . . . .	173
6.15	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7. . . . .	174
6.16	De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 170 MPa voor Proef 7. . . . .	175
6.17	De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 200 MPa voor Proef 7. . . . .	175
6.18	Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 8. . . . .	176
6.19	De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8. . . . .	177
6.20	De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder voor Proef 8. . . . .	178
6.21	Effect van het ontlasten en herbelasten van het spannings-rek diagram. . . . .	179

6.22	De aangewende spannings-rek diagrammen voor Proef 5, 6, 7 & 8. . . . .	181
6.23	De gevaarlijkste bezwijkpatronen van de GMNIA analyses van de halve cilinder met opgemeten imperfecties en een werkelijk materiaalgedrag voor de verschillende proeven. . . . .	182
7.1	Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm. . . . .	190
7.2	De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm. . .	191
7.3	Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm. . . . .	193
7.4	De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm. . .	194
7.5	Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm. . . . .	196
7.6	De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm. . .	197
7.7	Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm. . . . .	198
7.8	De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm. . .	199
7.9	De invloed van de hoogte van de cilinder op het plooigedrag. . .	202
7.10	De invloed van de breedte van het steunpunt op het plooigedrag. . .	204
7.11	De invloed van de breedte van het steunpunt op het plooigedrag. . . . .	205
7.12	De invloed het aantal steunpunten op het plooigedrag. . . . .	206
7.13	De invloed van het aantal steunpunten op het plooigedrag. . . . .	206
7.14	De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag. . .	208
7.15	De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag. . .	209
7.16	De invloed van de hoogte van de langsverstijver op het plooi-gedrag. . . . .	212
7.17	De invloed van de breedte van de langsverstijver op het plooi-gedrag. . . . .	213
7.18	De invloed van de dikte van de langsverstijver op het plooi-gedrag. . . . .	214
7.19	De invloed van de interstringerafstand op het plooigedrag. . . . .	215
7.20	De invloed van de breedte van de bovenring op het plooigedrag. . .	217
7.21	De invloed van de dikte van de bovenring op het plooigedrag. . .	218
7.22	De invloed van de breedte van de onderring op het plooigedrag. . .	219
7.23	De invloed van de dikte van de onderring op het plooigedrag. . .	220
7.24	De verbanden tussen spanning en rek voor de drie types van materiaalgedrag. . . . .	221

7.25	Invloed van de vloeigrens op de GMNA analyses voor beide modellen. . . . .	224
7.26	Invloed van de vloeigrens op de GMNA analyses voor beide modellen. . . . .	225
7.27	De invloed van de inwendige druk op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen. . . . .	226
7.28	De twee vervormingspatronen van het type <i>Elephant foot</i> . . . . .	227
7.29	Interactie tussen de axiale spanning en de inwendige druk voor beide modellen. . . . .	228
7.30	De invloed van een buil in de vorm van de derde eigenmode op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten. . . . .	233
7.31	De invloed van een buil in de vorm van de vijfde eigenmode op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten. . . . .	234
7.32	Invloed van de imperfectiegrootte op de bezwijkbelasting bij een imperfectie met de vorm van de vierde eigenmode en bij vloeigrenzen corresponderend met de cilinderproeven voor de onderstelling van rigide steunpunten. . . . .	237
7.33	De vorm van de buil van Li. . . . .	240
7.34	De invloed van een Li-buil op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen voor verschillende axiale posities van de buil – Deel 1. . . . .	241
7.35	De invloed van een Li-buil op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen voor verschillende axiale posities van de buil – Deel 2. . . . .	242
7.36	De invloed van de imperfectiegrootte in het volgens EC3 relevante interval voor een Li-buil op 350 mm hoogte bij de onderstelling van rigide steunpunten. . . . .	243
7.37	De invloed van de imperfectiegrootte in het volgens EC3 relevante interval voor een Li-buil op 50 mm hoogte bij de onderstelling van soepele steunpunten. . . . .	244
7.38	De invloed van een ellipsvormige Li-buil op hoogte van 350 mm voor rigide steunpunten. . . . .	245
7.39	De invloed van een ellipsvormige Li-buil op hoogte van 50 mm voor soepele steunpunten. . . . .	245
7.40	De vorm van de buil van Guggenberger. . . . .	246
7.41	De invloed van een Guggenberger-buil bovenaan op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten. . . . .	247
7.42	De invloed van een Guggenberger-buil bovenaan op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten. . . . .	248
7.43	De invloed van een Guggenberger-buil onderaan op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten. . . . .	249
7.44	De invloed van een Guggenberger-buil onderaan op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten. . . . .	249
7.45	De invloed van een Guggenberger-buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringen. . . . .	251

7.46	De invloed van een uniforme Guggenberger-buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringsen. . . . .	252
7.47	De invloed van een uniforme sinusoidale buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringsen. . . . .	253
7.48	De ligging van de krachtsresultante. . . . .	255
7.49	Invloed van de positie van de krachtsresultante voor de onderstelling van soepele steunpunten. . . . .	256
8.1	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en $r/t = 250$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa en $t_s/t = 1,75$ . . . . .	261
8.2	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de dimensieloze bezwijkspanning voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en $r/t = 250$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa en $t_s/t = 1,75$ . . . . .	262
8.3	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsonderstellingen en $r/t = 250$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa, $t_s/t = 1,75$ en $w_s/r = 0,095$ . . . . .	264
8.4	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsonderstellingen en $r/t = 250$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa, $t_s/t = 3,25$ en $w_s/r = 0,071$ . . . . .	265
8.5	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en $r/t = 500$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa en $t_s/t = 1,75$ . . . . .	266
8.6	Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de dimensieloze bezwijkspanning voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en $r/t = 500$ , $w_{sup}/r = 0,029$ , $f_y = 235$ MPa en $t_s/t = 1,75$ . . . . .	267
8.7	Invloed van imperfecties op de dimensieloze bezwijkspanning voor de verschillende cilinderafmetingen uit Tabel 8.3 en rigide steunpunten. . . . .	271
8.8	Invloed van imperfecties op de dimensieloze bezwijkspanning voor de verschillende cilinderafmetingen uit Tabel 8.4 en soepele steunpunten. . . . .	272
B.1	De eerste eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25. . . . .	283
B.2	De tweede eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25. . . . .	284
B.3	De derde eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25. . . . .	284
B.4	De vervorming van de cilinder bij een materiaal niet-lineaire analyse. . . . .	285

B.5	De last-verplaatsingsdiagrammen horende bij een GNA en een MNA analyse. . . . .	285
C.1	De eerste eigenmode van de perfecte cilinder. . . . .	287
C.2	De tweede eigenmode van de perfecte cilinder. . . . .	288
C.3	De derde eigenmode van de perfecte cilinder. . . . .	288
C.4	Het vervormingspatroon van de perfecte cilinder bij een GMNA analyse. . . . .	289
D.1	De eerste eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten. . . . .	295
D.2	De tweede eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten. . . . .	296
D.3	De derde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten. . . . .	296
D.4	De vierde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten. . . . .	297
D.5	De vijfde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten. . . . .	297
D.6	De eerste eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten. . . . .	298
D.7	De tweede eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten. . . . .	298
D.8	De derde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten. . . . .	299
D.9	De vierde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten. . . . .	299
D.10	De vijfde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten. . . . .	300
D.11	Het vervormingspatroon voor de GNA analyse – rigide steunpunten. . . . .	301
D.12	Het vervormingspatroon voor de GNA analyse – soepele steunpunten. . . . .	302
D.13	Het vervormingspatroon voor de MNA analyse – rigide steunpunten. . . . .	303
D.14	Het vervormingspatroon voor de MNA analyse – soepele steunpunten. . . . .	304
D.15	Het vervormingspatroon voor de GMNA analyse – rigide steunpunten. . . . .	305
D.16	Het vervormingspatroon voor de GMNA analyse – soepele steunpunten. . . . .	306
D.17	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de eerste eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten. . . . .	307
D.18	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de tweede eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten. . . . .	307

---

D.19	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de derde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten. . . . .	308
D.20	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vierde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten. . . . .	308
D.21	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vijfde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten. . . . .	309
D.22	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de eerste eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten. . . . .	310
D.23	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de tweede eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten. . . . .	310
D.24	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de derde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten. . . . .	311
D.25	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vierde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten. . . . .	311
D.26	Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vijfde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten. . . . .	312
E.1	De invloed van de hoogte van de cilinder op het plooigedrag. . . . .	313
E.2	De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag voor meerdere steunpuntsbreedtes bij rigide steunpunten. . . . .	314
E.3	De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag voor meerdere steunpuntsbreedtes bij soepele steunpunten. . . . .	314
E.4	De invloed van de hoogte van de langsverstijver op het plooi- gedrag. . . . .	315
E.5	De invloed van de breedte van de langsverstijver op het plooi- gedrag. . . . .	315
E.6	De invloed van de dikte van de langsverstijver op het plooi- gedrag. . . . .	316
E.7	De invloed van de interstringerafstand op het plooi- gedrag. . . . .	316
E.8	De invloed van de breedte van de bovenring op het plooi- gedrag. . . . .	317
E.9	De invloed van de dikte van de bovenring op het plooi- gedrag. . . . .	317
E.10	De invloed van de breedte van de onderring op het plooi- gedrag. . . . .	318
E.11	De invloed van de dikte van de onderring op het plooi- gedrag. . . . .	318





# Symbolenlijst

Symbol	Verklaring	Eenheid
$A_{lr}$	Oppervlakte van de dwarsdoorsnede van de eindring	mm <sup>2</sup>
$A_s$	Gezamenlijke oppervlakte van de dwarsdoorsneden van de langsverstijvers per steunpunt plus de oppervlakte van de effectieve schaaldoorsnede	mm <sup>2</sup>
$b_{eff}$	Breedte van de effectieve schaaldoorsnede	mm
$c_c$	Parameter die rekening houdt met de staal-soort in de ontwerpregel van Guggenberger	–
$c_e$	Parameter die rekening houdt met de staal-soort in de ontwerpregel van Guggenberger	–
$d$	Diameter van de cilinder	mm
$d_{max}$	Maximaal opgemeten inwendige diameter	mm
$d_{min}$	Minimum opgemeten inwendige diameter	mm
$d_{nom}$	Nominale inwendige diameter	mm
$d_s$	Afstand tussen de twee langsverstijvers boven een steunpunt	mm
$E$	Elasticiteitsmodulus	MPa
$F_u$	Bezwijkbelasting	kN
$F_{u,steun}$	Bezwijkbelasting per steunpunt	kN
$f_y$	Vloegrens	MPa
$f_{y,ref}$	Referentiewaarde voor de vloegrens bij de ontwerpregel van Herzig	MPa
$G$	Glijdingsmodulus	MPa
$h$	Hoogte van de cilinder	mm
$h_1$	Hoogte van het verdikte deel van de cilinder	mm
$h_{1,min}$	Nodige hoogte van het verdikte deel van de cilinder	mm
$h_s$	Hoogte van de langsverstijvers	mm
$h_{s,crit}$	Nodige hoogte van de langsverstijvers	mm
$h_{s,opt}$	Nodige hoogte van de langsverstijvers bij Herzig	mm
$i$	Gyratiestraal	mm

Symbool	Verklaring	Eenheid
$I$	Traagheidsmoment van de doorsnede van de eindring plus een effectieve schaaldoorsnede	mm <sup>4</sup>
$k_{imp}$	Knock-down factor voor imperfecties	–
$l_{gx}$	Voorgescreven lengte van het meetlatje voor de bepaling van de Dimple kwaliteitsklasse	mm
$n_{sup}$	Aantal steunpunten	–
$N_u$	Plooiweerstand	kN
$r$	Straal van de cilinder	mm
$R$	Lokale radiale coördinaat	mm
$r_c$	Straal van de cirkel beschreven door de middellijn van de doorsnede bestaande uit de doorsnede van de eindring plus de effectieve schaaldoorsnede	mm
$R_d$	Bezwijkbelasting van de verstijfde cilinder volgens de ontwerpregel van Herzig	kN
$t$	Dikte van de cilinderwand	mm
$T$	Lokale tangentiële coördinaat	mm
$t_1$	Wanddikte van het verdikte deel van de cilinder	mm
$t_k$	Wanddikte van de kegelvormige bodem	mm
$t_{lr}$	Dikte van de onderring	mm
$t_s$	Dikte van de langsverstijvers	mm
$t_{ur}$	Dikte van de bovenring	mm
$U$	Radiale verplaatsing	mm
$U_0$	Parameter ter bepaling van de Dimple kwaliteitsklasse	–
$U_r$	Parameter ter bepaling van de Out-of-Roundness kwaliteitsklasse	–
$V$	Tangentiële verplaatsing	mm
$W$	Axiale verplaatsing	mm
$w_{lr}$	Breedte van de onderring	mm
$w_s$	Breedte van de langsverstijvers	mm
$w_{sup}$	Steunpuntsbreedte	mm
$w_{ur}$	Breedte van de bovenring	mm
$x$	Radiale coördinaat	mm
$y$	Tangentiële coördinaat	mm
$y_G$	Ligging van de krachtsresultante	mm
$z$	Axiale coördinaat	mm
$Z$	Lokale axiale coördinaat	mm

Symbool	Verklaring	Eenheid
$\alpha$	De helling van de kegelbeschrijvende	°
$\alpha$	Reductiefactor volgens [9]	—
$\alpha_{st}$	Hoek die de breedte van een steunpunt bepaalt	°
$\gamma$	Parameter bij de bepaling van $\sigma_u$ volgens [9]	—
$\gamma_M$	Materiaalfactor bij Herzig	—
$\Delta w$	Lokale grootte van de vormfout	mm
$\Delta w_0$	Amplitude van de vormfout	mm
$\Delta w_{0,eff}$	Amplitude van de equivalente geometrische imperfectie volgens [35]	mm
$\epsilon$	Dimensieloze parameter die de staalsoort karakteriseert	—
$\zeta$	Correctiefactor bij de ontwerpregel van Herzig	—
$\zeta_f$	Correctiefactor voor de vloeigrens bij de ontwerpregel van Herzig	—
$\zeta_h$	Correctiefactor voor de vulhoogte van de cilinderschaal bij de ontwerpregel van Herzig	—
$\zeta_\mu$	Correctiefactor voor de wandwrijving bij de ontwerpregel van Herzig	—
$\eta$	Relatieve ondersteuningsbreedte	—
$\kappa_2$	Reductiefactor voor onverstijfde cilinders onderworpen aan uniforme axiale samendrukking	—
$\kappa_{2,local}$	Lokale reductiefactor voor onverstijfde cilinders op soepele ondersteuning	—
$\lambda$	Slankheid van de langsverstijvers	—
$\lambda$	Scalaire belastingsparameter bij het Riks-algoritme	—
$\lambda'$	Gereduceerde slankheid	—
$\lambda_g$	Veralgemeende slankheid	—
$\mu$	Ondersteunde deel van de omtrek	—
$\mu$	Wandwrijvingscoëfficiënt	—
$\nu$	Getal van Poisson	—
$\sigma_{cl}$	De klassieke elastische kritieke spanning	MPa
$\sigma_{mm}$	Gemiddelde axiale spanning ter plaatse van een steunpunt	MPa
$\sigma_u$	Ontwerpwaarde van de plooispanning volgens [9]	MPa
$\sigma_u$	Gemiddelde bezwijkspanning ter plaatse van een steunpunt	MPa

---

Symbool	Verklaring	Eenheid
$\varphi_R$	Hoekverdraaiing om de $R$ -as	—
$\varphi_T$	Hoekverdraaiing om de $T$ -as	—
$\varphi_x$	Hoekverdraaiing om de $x$ -as	—
$\varphi_y$	Hoekverdraaiing om de $y$ -as	—
$\varphi_z$	Hoekverdraaiing om de $z$ -as	—
$\varphi_Z$	Hoekverdraaiing om de $Z$ -as	—

**Deel I**

**Het onderzoek**



# Hoofdstuk 1

## Inleiding

De verantwoordelijkheid van een ontwerper van bouwkundige constructies ten opzichte van de maatschappij en het individu is niet te onderschatten. Wanneer hij een constructie ontwerpt, dan dient het bezwijken van deze constructie uitgesloten te zijn. Falen is geen optie. Het uitsluiten van dit bezwijken is evenwel niet altijd zo makkelijk. Als voorbeeld van moeilijk te ontwerpen constructies kan een stalen silo aangehaald worden. Zo'n silo is niets anders dan een schaalconstructie en bij dergelijke constructies is altijd het gevaar voor een vroegtijdig bezwijken aanwezig. De oorzaak is meestal een instabiliteitsfenomeen. Onderzoek naar instabiliteit is nog altijd aan de gang en gezien het een fenomeen is dat gekenmerkt wordt door niet-lineaire effecten en een sterke afhankelijkheid van a priori onbekende onvolmaaktheden, ziet het er naar uit dat deze instabiliteit nog lang een open onderzoeksdomein zal blijven. Het onderzoek vergt vele experimenten, maar ook gedetailleerde numerieke simulaties die pas de laatste tientallen jaren mogelijk werden dankzij steeds krachtiger rekencomputers en -programma's.

Een van de onderwerpen in dit onderzoeksdomein die de nodige aandacht verdienen, is het mechanisch gedrag van lokaal ondersteunde cilinderschalen. Dergelijke schalen komen typisch voor bij de traditionele stalen silo. Het vermijden van instabiliteit bij deze cilinders kan op meerdere manieren. Een veelbelovende en materiaalbesparende manier bestaat uit het lokaal verstijven van de cilinderwand op de plaatsen waar de instabiliteit te vreezen valt, i.e. in de zones boven de discrete steunpunten. Deze verstijfde cilinders vormen het onderwerp van onderhavig werk.

Dit onderzoek omvat vele facetten, welke in volgende hoofdstukken worden besproken. De start wordt gegeven met een bespreking van de stand van de wetenschap omtrent schaalstructuren, waarbij de grootste aandacht uitgaat naar de lokaal ondersteunde cilinderschalen.

Voor dit onderzoek werden zowel experimenten op schaalmodellen als numerieke simulaties uitgevoerd. In volgende hoofdstukken worden deze twee

componenten van het onderzoek toegelicht en worden de belangrijkste resultaten gegeven en besproken. Wanneer een onderzoeker de rijkdom heeft om een onderwerp op twee verschillende manieren te kunnen onderzoeken, dient hij gebruik te maken van de mogelijkheid om de verschillende resultaten te vergelijken, te combineren, alsook te valideren. Bij dit onderzoek worden de resultaten van de numerieke simulaties dan ook gevalideerd aan de hand van de experimentele resultaten.

Na deze validatie wordt overgegaan tot het bestuderen van de invloed van de verschillende parameters op het mechanisch gedrag van de verstijfde cilinderschalen. Met deze kennis wordt vervolgens een uitgebreide parameterstudie uitgewerkt zodanig dat het mogelijk wordt om een ontwerpregel op te stellen voor de beschouwde constructie. Deze ontwerpregel vormt dan ook het sluitstuk van dit werk.



## Hoofdstuk 2

# Stand van de wetenschap

In dit hoofdstuk wordt een summier overzicht gegeven van de huidige kennisstand betreffende dunwandige cilinderschalen. Op basis van dit overzicht wordt de noodzaak voor verder onderzoek aangetoond. Verder wordt aangegeven op welke manier onderhavig doctoraat voor een deel op die noden inspeelt.

### 2.1 Een kort historisch overzicht

In verschillende takken van de ingenieurswetenschappen worden dunwandige schaalconstructies angewend. Als voorbeelden kunnen o.a. vliegtuigen, drukvaten, auto's, pijplijnen, silo's en watertorens aangehaald worden. Het feit dat deze schaalconstructies tegenwoordig succesvol kunnen toegepast worden, is voornamelijk te danken aan de grote inspanningen die op gebied van onderzoek geleverd werden in vorige en huidige eeuw. Vooral het constructief gedrag van cilinderschalen was en is het onderwerp van talloze onderzoeken. Een zeer belangrijke stap in het onderzoek naar cilinderschalen was het opstellen van een theoretische uitdrukking voor de plooispanning in een uniform ondersteunde cilinder onderworpen aan axiale samendrukking, nl.

$$\sigma_{cl} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{t}{r} \simeq 0,605E \cdot \frac{t}{r} \quad (2.1)$$

Deze plooispanning werd onafhankelijk afgeleid door Lorenz (1908), Timoshenko (1910) en Southwell (1914) [29, 57, 52] en staat bekend als de 'klassieke elastische kritieke spanning' (*classical elastic critical stress*). Deze uitdrukking geldt voor een eenvoudig ondersteunde axiaal samengedrukte cilinder zonder geometrische imperfecties, met een 'gemiddelde' lengte en randvoorwaarden die verplaatsingen in omtreksrichting verhinderen gedurende het plooiën. In de uitdrukking is  $E$  de elasticiteitsmodulus,  $\nu$  het getal van Poisson

(met de waarde 0,3 voor staal),  $t$  de wanddikte en  $r$  de straal van de cilinder. Toen enige tijd later onderzoekers (o.a. Flügge (1932) en Lundquist (1933) [8, 30]) deze formule probeerden te valideren door middel van experimenten, bleken de cilinders reeds te bezwijken bij spanningen die ver onder deze voorspelde plooispanning lagen. Bovendien was er een zeer grote spreiding op de resultaten merkbaar. In de decennia die volgden, werden de onderzoeksinspanningen vooral gefocust op het verklaren van deze discrepantie tussen theorie en experiment. Deze inspanningen leidden tot een algemene aanvaarding van vier factoren als oorzaak voor deze discrepantie [56]:

1. Vervormingen die optreden voor het plooiën en de bijhorende veranderingen in het spanningsbeeld.
2. Randvoorwaarden.
3. Excentriciteiten en niet-uniformiteit van de aangebrachte lasten en ondersteuning.
4. Geometrische imperfecties en eigenspanningen in de schaal.

Deze redenen verklaren de afwijkingen voor de meeste schaalconstructies. In onderstaande zullen we deze echter uitwerken voor uniform ondersteunde cilinderschalen, onderworpen aan axiale samendrukking.

### **Het initiële spanningsbeeld en de bijhorende niet-lineaire wijzigingen die optreden voor het plooiën.**

Achter formule (2.1) ligt de klassieke lineaire plooietheorie ten gronde die onderstelt dat het spanningsbeeld voor het plooiën perfect uniform is en enkel membraanspanningen bevat. Voor de uniform axiaal samengedrukte cilinder leidt dit tot de voorwaarde dat de cilinder vrij moet kunnen uitzetten in radiale richting ten gevolge van het Poisson effect. In de praktijk is het meestal moeilijk om deze verplaatsingen aan de schaaluiteinden toe te laten, waardoor lokale buigspanningen en bijhorende vervormingen in de schaalwand optreden. Deze spanningen nemen in niet-lineaire mate toe met de aangebrachte belasting. Ondanks het lokale karakter van deze spanningen, kunnen ze toch de plooispanningen van de cilinder in belangrijke mate reduceren.

### **Randvoorwaarden.**

Als mogelijke oorzaak voor de discrepantie tussen theorie en experiment, werd de invloed van verschillende randvoorwaarden op de plooispanning onderzocht. Bijvoorbeeld het werk van Ohira (1961) en Hoff (1965) [33, 22] leidde tot de conclusie dat het al dan niet vrij laten van de verplaatsingen in omtreksrichting een grote invloed heeft op de plooispanning. Het vrijlaten van deze verplaatsing doet de plooispanning namelijk fors dalen. Dit

kan echter niet de verklaring zijn van de opgemerkte discrepantie, gezien deze verplaatsing in omtreksrichting in vrijwel elk experiment verhinderd wordt. Onderzoek naar andere randvoorwaarden toonde aan dat deze een veel minder uitgesproken invloed hebben op de plooispanning.

#### **Excentriciteit en niet-uniformiteit van de last en ondersteuning.**

Voor de beschouwde axiaal samengedrukte cilinders geldt dat kleine excentriciteiten van de aangebrachte last weinig invloed hebben. Van groter belang voor de uiteindelijke plooispanning is de mogelijke niet-uniformiteit van de aangebrachte last langsheen de omtrek. Hoewel zowel in experiment als bij de in de praktijk opgetrokken schaalconstructies deze ongelijkheden zoveel mogelijk worden vermeden, kan hun optreden soms niet uitgesloten worden. Voor schaalconstructies die op de grond steunen, kunnen kleine differentiële zettingen reeds aanleiding geven tot een verstoring van de vooropgestelde uniformiteit van de axiale last [23]. Deze niet-uniformiteit kan ook optreden omwille van constructieve maatregelen. In veel gevallen zijn de eisen die aan een constructie gesteld worden van die aard dat moet gekozen worden voor een discreet ondersteunde cilinderschaal. Logischerwijs betekent deze ondersteuningsvorm het einde van de onderstelling van een uniforme axiale belasting. De gevolgen van dit type ontwerp werden onderzocht door Guggenberger en komen uitgebreid aan bod in volgend lid van dit hoofdstuk [15].

#### **Geometrische imperfecties en eigenspanningen in de schaalwand.**

De enorme inspanningen die de laatste decennia geleverd werden in het onderzoek naar de oorzaak voor de beschreven discrepantie hebben geleid tot een algemene aanvaarding van geometrische imperfecties als belangrijkste oorzaak. Belangrijke bijdragen op dit vlak werden geleverd door von Karman en Tsien (1941) [61], Koiter (1945) [27], ... Het effect van eigenspanningen op de plooiesterkte werd minder uitvoerig onderzocht. Het schaarse onderzoek (o.a. het werk van Guggenberger [14]) toonde aan dat deze eigenspanningen wel degelijk een duidelijke invloed hebben. In tegenstelling tot wat bij balken en kolommen meestal wordt aangenomen, is hun invloed evenwel niet noodzakelijk nadelig.

Hiermee zijn de redenen voor de discrepantie tussen experiment en theorie aangehaald en toegepast op het geval van een uniform axiaal samengedrukte cilinder. Het verklaren van deze discrepantie betekende een grote stap op weg naar praktische rekenregels voor de meest voorkomende schaalconstructies. Het opstellen van dergelijke regels blijft evenwel een moeilijke klus, net omwille van de discrepantie.

## 2.2 Recente ontwikkelingen

De meest eenvoudige schaalconstructie is de uniform ondersteunde en axiaal samengedrukte cilinderschaal. Deze constructie kreeg in het verleden reeds de meeste aandacht en is nog steeds een geliefd onderzoeksthema. Dit alles leidde tot het bestaan van rekenregels voor deze schaalconstructie in de Europese norm, nl. ENV 1993-1-6 (2004) [35]. De laatste decennia zijn ook gekenmerkt door de opkomst van steeds krachtiger computers. Deze tendens vormt een stimulans voor het gebruik van eindige elementenprogramma's en maakt het mogelijk om grote aantallen experimenten deels te vervangen door numerieke simulaties. Dit bespaart niet enkel tijd, maar ook financiële middelen. Experimenten kunnen natuurlijk niet volledig vervangen worden door numerieke simulaties, gezien de experimenten nodig blijven om elk numeriek model te valideren.

Dankzij de uitgebreide mogelijkheden van dergelijke numerieke technieken kunnen steeds complexere schaalconstructies onderzocht worden. Rekenregels voor uniform ondersteunde en axiaal samengedrukte cilinderschalen zijn natuurlijk uitermate nuttig, maar in praktische constructies komen vaak schalen voor die onderworpen zijn aan complexere belastingsgevallen of ondersteuningswijzen. Om dergelijke constructies te onderzoeken en er eventueel rekenregels voor op te stellen, zijn numerieke simulaties onontbeerlijk.

Een voorbeeld van een dergelijke complexere, maar vaak voorkomende schaalconstructie is een stalen silo, rustend op een beperkt aantal kolommen (zie Fig. 2.1).

Traditioneel bestaat zo'n silo uit een conisch deksel, een cilindrisch lichaam en een conische bodem. De discrete ondersteuning gebeurt ter plaatse van de overgang tussen cilinder en trechtervormige bodem. Hoewel een dergelijke opbouw het voordeel heeft dat de lediging van de silo makkelijk verloopt, zijn er ook heel wat nadelen aan de beschouwde bouwwijze verbonden. Vooral de lokale krachtsinleiding ten gevolge van de discrete ondersteuning is de oorzaak van de voornaamste problemen die met deze constructie verbonden zijn. Het beperkt aantal steunpunten zorgt er namelijk voor dat de totale belasting van de silo moet verdeeld worden over de steunpunten en dat er bijgevolg spanningsconcentraties ontstaan in de cilinderwand in een zone boven elk steunpunt. Gezien we te maken hebben met dunwandige schaalconstructies betekenen deze verhoogde drukspanningen dat het gevaar voor lokale instabiliteit van de cilinderschaal reëel is. Het is evident dat deze instabiliteit dient vermeden te worden, gezien deze lokale instabiliteit een bezwijken van de ganse constructie met zich mee kan brengen.

Er zijn meerdere mogelijkheden om de stabiliteit van de silo te garanderen. Een aantal van die mogelijkheden zijn weergegeven in Fig. 2.2 en worden hieronder uitgewerkt.

1. Onverstijfde cilinderschaal met voldoende wanddikte over de volledige hoogte (Fig. 2.2(a)).



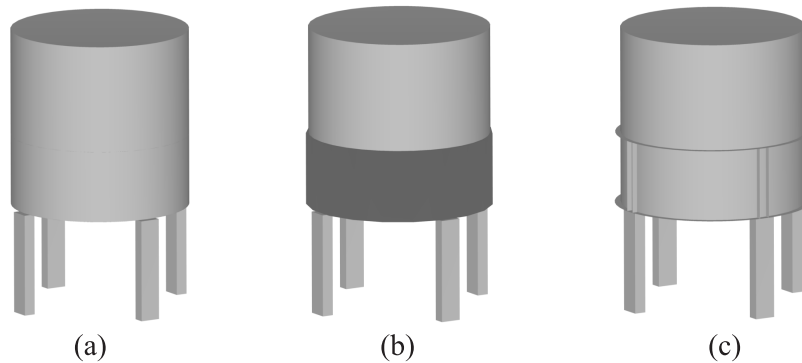
Figuur 2.1: Een stalen silo op een beperkt aantal kolommen.

2. Cilinderschaal waarvan de wanddikte onderaan verhoogd is (Fig. 2.2(b)).
3. Cilinderschaal voorzien van ringen en longitudinale verstijvers (Fig. 2.2(c)).

De maatregelen die kunnen genomen worden om instabiliteit te vermijden zijn natuurlijk niet beperkt tot deze drie mogelijkheden die hier opgesomd worden. Deze mogelijkheden en een aantal alternatieven werden in de praktijk reeds toegepast, maar adequate voorschriften voor deze constructieve maatregelen ontbreken meestal nog.

### 2.2.1 Ontwerpregels voor onverstijfde cilinderschalen met uniforme wanddikte over de volledige hoogte

De meest voor de hand liggende maatregel om de instabiliteit van de cilinderschaal te vermijden is het verhogen van de wanddikte tot een waarde die instabiliteit uitsluit. Dit is dan ook de eerst onderzochte oplossing die in de literatuur terug te vinden is. Al het onderzoek naar de invloed van lokale steunpunten op het spanningsbeeld in een cilinderschaal is echter van relatief recente datum. De reden hiervoor is dat deze discrete ondersteuning het probleem onmiddellijk complexer maken en men bijgevolg zijn toevlucht moet nemen tot numerieke technieken. Pas met de opkomst van deze technieken kon het onderzoek naar de invloed van deze lokale steunpunten echt van

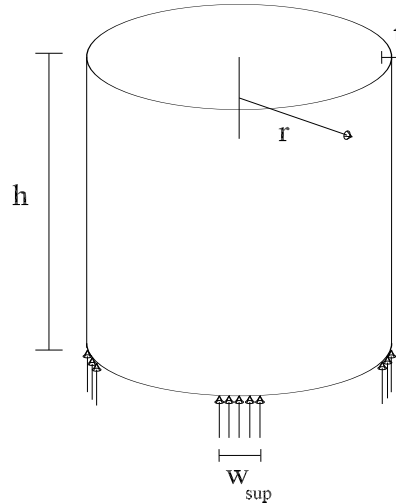


Figuur 2.2: De lokaal ondersteunde cilinder: (a) Onverstijfd; (b) Onderaan verhoogde wanddikte; (c) Verstijfd met langsverstijvers en ringen.

start gaan.

Als belangrijke pioniers bij het onderzoek naar het effect van lokale steunpunten bij schaalconstructies kunnen Kildegaard (1969) [25], Gould *et al.* (1976) [11] en Rotter (1982) [40] vermeld worden. Deze onderzoekers voerden lineaire spanningsanalyses uit met als doel een beeld te krijgen van de spanningen die in een dergelijke schaal veroorzaakt werden. Gezien het gedrag van lokaal ondersteunde cilinderschalen zeer sterk niet-lineair mag genoemd worden en bovendien geometrische imperfecties een belangrijke rol kunnen spelen, ligt het voor de hand dat deze lineaire analyses geen afdoende oplossing konden verschaffen voor het plooi probleem van deze schalen. Bijgevolg moest men lange tijd zijn toevlucht nemen tot empirische formules om lokale instabiliteit te vermijden (bijvoorbeeld Bodarski *et al.* (1985) [1], Samuelson (1987) [48]).

Door de toenemende rekenkracht van hedendaagse computers, werd het mogelijk om op grote schaal niet-lineaire berekeningen uit te voeren. Zowel Guggenberger in Graz als Rotter en Teng in Edinburgh grepen deze mogelijkheid met beide handen en voerden geometrisch niet-lineaire analyses van discreet ondersteunde cilinderschalen door. Dit onderzoek leidde tot een eerste voorstel van ontwerpregels voor discreet ondersteunde cilinderschalen met uniforme wanddikte [46]. Verder onderzoek werd uitgevoerd en een samenwerkingsverband tussen het Laboratorium voor Modelonderzoek (Universiteit Gent) en de Technische Universiteit van Graz werd opgesteld (Guggenberger *et al.* (1994) [16]). Het geheel van dit onderzoek leidde uiteindelijk tot de ontwerpregels die door Guggenberger *et al.* (2004) [18] worden voorgesteld. Voor deze ontwerpregels worden een aantal parameters gedefinieerd (zie ook Fig.2.3). In de eerste plaats wordt de relatieve ondersteuningsbreedte  $\eta$  (*support width parameter*) gedefinieerd als de verhouding van de breedte van één steunpunt  $w_{sup}$  en de cilinderstraal  $r$ :  $\eta = w_{sup}/r$ . Ook wordt een



Figuur 2.3: De parameters van de lokaal ondersteunde cilinder.

veralgemeende slankheid  $\lambda_g$  ingevoerd:

$$\lambda_g = \sqrt{f_y / \sigma_{cl}} \quad (2.2)$$

waar  $\sigma_{cl}$  de elastische plooispanning van de uniform ondersteunde cilinder is (zie uitdrukking (2.1)) en  $f_y$  de vloeigrens van het gebruikte staal. Met deze parameters kan de gemiddelde plooispanning ter plaatse van een steunpunt bepaald worden als:

$$\sigma_u = \kappa_{2,local} \cdot f_y \quad (2.3)$$

De lokale reductiefactor  $\kappa_{2,local}$  voor onverstijfde cilinders op soepele ondersteuning<sup>1</sup> wordt als volgt berekend:

$$\kappa_{2,local} = \frac{\sigma_u}{f_y} = 0,19 + \left( \frac{0,0283c_c}{\eta\lambda_g^{0,77c_e}} \right) - 1,04 \log \lambda_g \quad (2.4)$$

met de beperkingen

$$\kappa_{2,local} \leq 1,0 \text{ of } 1,15 \quad (2.5)$$

$$\kappa_{2,local} \geq \kappa_2 \quad (2.6)$$

$$\kappa_{2,local} \leq \kappa_2 / \mu \quad (2.7)$$

<sup>1</sup>Het begrip soepele steunpunten zal in dit doctoraal werk later nog uitvoerig behandeld worden. Voorlopig volstaat het te beseffen dat de steunpunten hier gemodelleerd worden door het aanbrengen van een uniforme spanningsverdeling over de steunpuntsbreedte.

De parameter  $\kappa_2$  is een reductiefactor voor cilinders onderworpen aan uniforme axiale samendrukking en is gedefinieerd in DIN 18800 (1990) [7]. De parameters  $c_c$  en  $c_e$  houden rekening met de staalsoort en worden berekend als

$$c_c = -0,43 + 5\epsilon - 3,57\epsilon^2 \quad (2.8)$$

$$c_e = -0,87 + 6,38\epsilon - 4,51\epsilon^2 \quad (2.9)$$

met  $\epsilon = \sqrt{235/f_y}$ . De eerste voorwaarde (2.5) heeft betrekking op het vloeien onder ééndimensionale of tweedimensionale spanningen ter plaatse van de steunpunten. De tweede voorwaarde (2.6) stelt dat de plooispanning bij lokale lasten nooit kleiner kan zijn dan deze voor een uniforme belasting. De laatste voorwaarde (2.7) tenslotte sluit het onlogische geval uit van een lokaal ondersteunde cilinder – rustend op een groot aantal smalle steunpunten met geringe tussenafstand – die op deze manier een grotere plooielast zou bezitten dan een uniform ondersteunde cilinder. De parameter  $\mu$  wordt door Guggenberger *et al.* [18] gedefinieerd als

$$\mu = \frac{nw_{sup}}{2\pi r} = \frac{n}{2\pi}\eta \quad (2.10)$$

met  $n$  het aantal steunpunten.

Deze ontwerpregel (2.3) – (2.9) is geverifieerd voor volgende parameterwaarden:

$$200 \leq r/t \leq 750 \quad (2.11)$$

$$0 \leq \eta \leq 0,15 \quad (2.12)$$

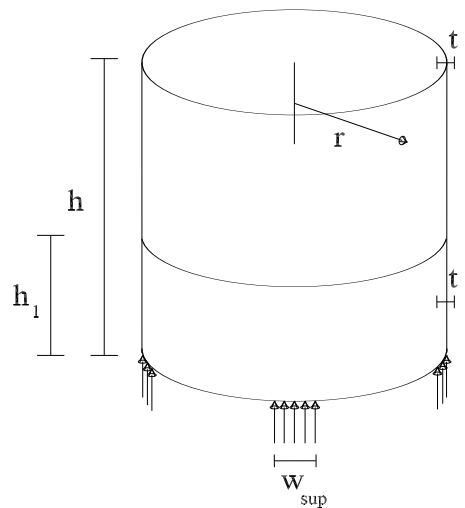
$$235 \text{ MPa} \leq f_y \leq 355 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

## 2.2.2 Ontwerpregels voor cilinderschalen waarvan de wanddikte onderaan verhoogd is

De hiervoor beschreven ontwerpregel (2.3) – (2.9) laat toe de benodigde wanddikte van de lokaal ondersteunde cilinder te bepalen opdat een zekere axiale last kan gedragen worden zonder gevaar voor lokale instabiliteit. Onderzoek heeft echter aangetoond dat het gevreesde knikpatroon bestaat uit builen en deuken in de cilinderwand in een zone net boven de steunpunten. Het uniform verhogen van de wanddikte betekent dus dat ook materiaal wordt toegevoegd in zones waar nagenoeg geen gevaar voor builen bestaat. Hoewel een uniforme wanddikte constructief en praktisch de meest eenvoudige oplossing is, kan het voor lokaal ondersteunde cilinders dus aanleiding geven tot een overkost, met name door het teveel aan materiaal dat aangebracht wordt in de bovenste cilinderhelft. Dit is economisch natuurlijk niet te verantwoorden en vormt dan ook de drijfveer voor de zoektocht naar meer kostenbesparende constructieve maatregelen in de strijd tegen lokale instabiliteit. Een



mogelijke aanpassing van het ontwerp is voorgesteld in Fig. 2.2(b). Bij deze mogelijkheid wordt niet meer vastgehouden aan de wens voor een uniforme wanddikte, maar wordt een onderste deel van de cilinderwand voorzien van een grotere dikte dan het bovenste deel. Op deze manier is het materiaal dat toegevoegd wordt om lokale instabiliteit te vermijden beter geconcentreerd in de zones waar het gevaar reëel is. Deze constructieve oplossing werd eveneens onderzocht tijdens het reeds beschreven samenwerkingsverband tussen de Technische Universiteit van Graz en het Laboratorium voor Modelonderzoek (Universiteit Gent). Dit onderzoek bestond uit zowel numerieke simulaties als experimenten op cilindermodellen en leidde tot de nodige voorschriften omtrent deze lokaal ondersteunde cilinderschalen waarvan de wanddikte onderaan verhoogd is. Deze voorschriften zijn voorgesteld door Rathé *et al.* (1996) [37]. De nodige ontwerpregels kunnen ook geschreven worden in een vorm die compatibel is met de regels voor lokaal ondersteunde cilinderschalen met uniforme wanddikte (Guggenberger *et al.* [18]). Deze regels worden hier kort toegelicht (zie ook Fig. 2.4).



Figuur 2.4: De parameters van de cilinder met onderaan verhoogde wanddikte.

De dikte van het bovenste deel van de cilinderwand wordt aangeduid met het symbool  $t$ , de dikte van het onderste deel met  $t_1$ . De ontwerpregel onderstelt een constante verhouding  $t_1/t = 1,5$ . Verder werd in de numerieke simulaties – zowel voor deze ontwerpregel als deze voor uniforme wanddikte – uitgegaan van de onderstelling dat de steunpunten zich soepel gedragen. De gevolgen van deze onderstelling worden verder in onderhavig werk uitgelegd. Met deze bedenkingen voor ogen maakt de regel het mogelijk om de nodige hoogte te bepalen waarover de wanddikte dient aangepast te worden

om dezelfde sterkte te krijgen als een cilinder met een uniforme wanddikte  $t_1$ . Deze nodige hoogte wordt aangeduid met het symbool  $h_{1,min}$ . De werkelijke hoogte van de aangepaste wanddikte wordt genoteerd als  $h_1$ . Met deze symbolen betekent een verhouding  $h_1/r = 0$  dat de cilinder een uniforme wanddikte bezit en bijgevolg de kleinste plooilast. Zoals reeds vermeld, zijn de bijhorende builen en deuken gelokaliseerd in zones net boven de steunpunten. Wanneer de verhouding  $h_1/r$  toeneemt, worden de builen in eerste instantie naar boven gedreven. Dit betekent dus dat het builenpatroon blijft optreden in het stuk met de kleinste wanddikte. De corresponderende plooispanning<sup>2</sup> neemt wel toe met toenemende waarden van  $h_1$ . Wanneer de verhouding  $h_1/r$  verder toeneemt en de kritieke hoogte bereikt wordt (i.e. de hoogte  $h_{1,min}$  die we zoeken), treedt de buil nog steeds op in het dunnere wandgedeelte, maar verdere toename van  $h_1$  zorgt er voor dat de buil terugkeert naar de zone net boven de steunpunten (dus in de zone met verhoogde wanddikte) en tegelijk blijft de plooispanning constant bij toenemende  $h_1$ . Dit verloop van de plooispanning in functie van  $h_1$  is principieel weergegeven in Fig.2.5. In de ontwerpregel is de kritieke hoogte  $h_{1,min}$  een functie van de relatieve steunpuntsbreedte  $\eta$ , de staalsoortparameter  $\epsilon$  en de schaalslankheid  $r/t_1$ . Voor een hoogte  $h_1$  kleiner dan deze voorgesteld door de regel, mag lineaire interpolatie toegepast worden tussen de sterkte horende bij de hoogte  $h_{1,min}$  en het resultaat zonder een verdikte onderrand.

De voorgeschreven hoogte  $h_{1,min}$  wordt als volgt bekomen:

voor  $0 < \eta < 0,075$

$$h_{1,min}/r = 0,2 + 0,53(1 - \epsilon) + 0,2\left(\frac{r/t_1 - 200}{300}\right) \quad (2.14)$$

voor  $0,075 < \eta < 0,15$

$$h_{1,min}/r = 0,1 + 1,33\eta + 0,53(1 - \epsilon) + 0,2\left(\frac{r/t_1 - 200}{300}\right) \quad (2.15)$$

voor  $0,15 < \eta$

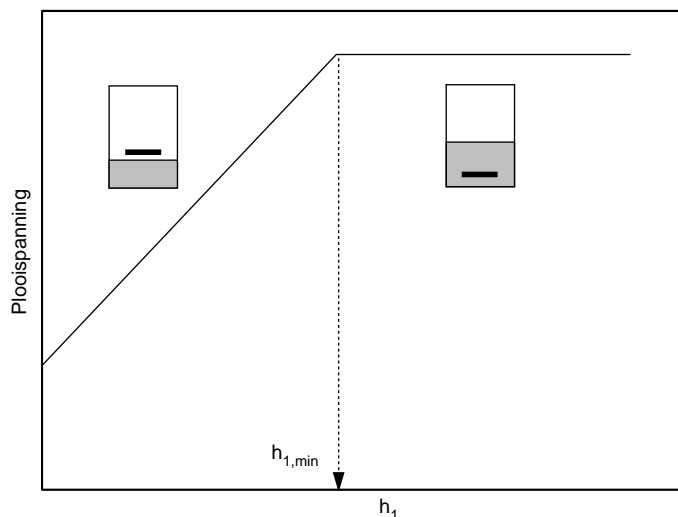
$$h_{1,min}/r = \frac{4}{\sqrt{r/t}} \quad (2.16)$$

Deze regel is geverifieerd voor slankheden  $r/t_1$  tussen 200 en 500. De laatste voorwaarde (2.16) heeft betrekking op de breedte van lokale builen.

### 2.2.3 Ontwerpregels voor cilinderschalen voorzien van ringen en longitudinale verstijvers

In vorig lid werd uitgelegd dat het voorkomen van instabiliteit bij lokaal ondersteunde cilinders vooral neerkomt op het voorzien van voldoende mate-

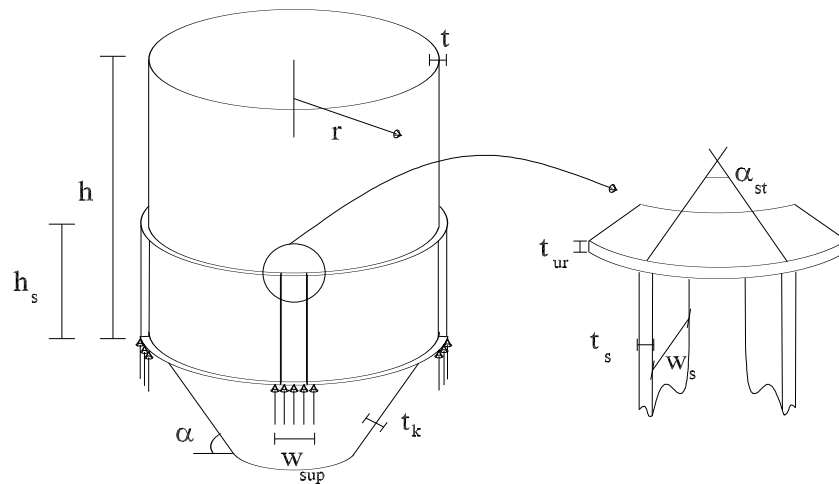
<sup>2</sup>Met plooispanning duiden we de gemiddelde axiale membraanspanning aan ter hoogte van de ondersteunde rand, ongeacht de plaats waar het builen optreedt.



Figuur 2.5: Principiële voorstelling van de invloed van de hoogte  $h_1$  op de plooispanning.

riaal in de zones waar de builen kunnen voorkomen. Voor deze cilinders betekent dit het gedeelte van de cilinderwand net boven de steunpunten. De volledige schaal dikker maken om deze vorm van instabiliteit te voorkomen, leidt onvermijdelijk tot het aanwenden van materiaal waar dit strikt genomen niet noodzakelijk is. De oplossing voorgesteld in het vorig lid, probeert hieraan tegemoet te komen door enkel het onderste deel van de cilinderwand te voorzien van een grotere wanddikte. Dit is natuurlijk economisch gezien reeds een flinke verbetering, maar bij deze oplossing wordt nog steeds materiaal toegevoegd in de zones waar geen gevaar voor builvorming bestaat, i.e. tussen de steunpunten. Om hieraan te verhelpen, wordt in dit lid een derde mogelijkheid voorgesteld om de instabiliteit te vermijden. Bij deze mogelijkheid wordt de wanddikte niet gedimensioneerd in functie van de potentiële instabiliteitsverschijnselen, maar wordt gezocht naar een verstijverconfiguratie die in staat is om samen met de aanwezige wanddikte de stabiliteit van de constructie te garanderen.

Concreet wordt de verstijverconfiguratie opgevat als een combinatie van ringverstijvers en langverstijvers (zoals kan gezien worden in Fig.2.2(c)). Boven elk steunpunt worden twee longitudinale verstijvers met rechthoekige doorsnede voorzien. Deze verstijvers hebben slechts een beperkte lengte en helpen op die manier de spanningen ten gevolge van de lokale krachtsinleiding te verdelen over de volledige omtrek van de cilinder. Boven en onder deze langverstijvers wordt telkens een ringverstijver aangebracht met als doel



Figuur 2.6: De parameters van de verstijfde cilinder.

de cirkelvormige doorsnede op die hoogte beter te behouden.

Bij lokaal ondersteunde cilinders die op deze manier verstijfd zijn, wordt het extra materiaal dus enkel toegevoegd in de zones waar instabiliteit van de cilinderwand te vreezen valt. Voor dergelijk verstijfde cilinderschalen zijn nog geen regels opgenomen in de Europese normen. Noch in Deel 1.6 van Eurocode 3 [35] – waar de regels vermeld zijn voor schaalconstructies in het algemeen – noch in Deel 4.1 [36] – waar specifieke richtlijnen opgenomen zijn voor silo's, i.e. constructies waar lokaal ondersteunde cilinderschalen vaak worden toegepast – zijn richtlijnen opgenomen voor lokaal ondersteunde cilinderschalen voorzien van de beschreven verstijverconfiguratie. De reden voor dit gemis aan regels ligt natuurlijk voor de hand: voldoende wetenschappelijk onderzoek naar deze constructies ontbreekt.

Deze verstijfde cilinders werden pas recent door Herzig (2001) [19] onderzocht. In deze studie werd op basis van louter numerieke simulaties het gedrag onderzocht van een silo op lokale steunpunten. Van deze silo werd zowel het cilindervormig lichaam als de trechtervormige bodem gemodelleerd. Op de cilinderschaal werd de verstijvercombinatie zoals hiervoor besproken aangebracht (zie Fig. 2.6). De studie leidde tot voorschriften voor de dimensies van de verstijvers en een regel die de corresponderende bezwijkbelasting voorspelt.

De rechthoekige doorsnede van de langsverstijvers heeft een dikte  $t_s$  en

een breedte  $w_s$ . De dikte moet volgens de voorschriften voldoen aan

$$0,11\sqrt{rt} < t_s \leq 4t \quad (2.17)$$

De ondergrens zorgt er voor dat de langsverstijvers geen lokale instabiliteit vertonen, de bovengrens bakent het gebied af dat door Herzig onderzocht is. Ook voor de breedte van de langsverstijvers zijn restricties opgegeven, nl.

$$w_s \leq 20t_s \quad (2.18)$$

$$w_s \leq 0,6\sqrt{\frac{E}{f_y}}t_s \quad (2.19)$$

$$0,06r \leq w_s \leq 0,12r \quad (2.20)$$

De eerste twee voorwaarden beperken terug de slankheid van de verstijver. De derde voorwaarde geeft het bereik aan waarin de uiteindelijke ontwerpregel geldig is. Net zoals bij de ontwerpregel voor cilinderschalen met onderaan een verhoogde wanddikte, schrijft deze ontwerpregel een optimale hoogte  $h_{s,opt}$  van de langsverstijvers voor. Wanneer de langsverstijvers een kleinere hoogte  $h_s$  hebben dan deze aanbevolen hoogte, dan treedt het builenpatroon op boven de verstijfde zone. Een verdere toename van  $h_s$  verhoogt de bezwijkbelasting van de cilinder, tot een kritieke hoogte bereikt wordt, i.e.  $h_{s,opt}$ . Bij deze hoogte keert de buil terug naar de verstijfde zone, net boven de steunpunten. De corresponderende bezwijkbelasting heeft haar optimum bereikt en verdere toename van de hoogte levert geen toename van de bezwijkbelasting op. Dit verloop is principieel weergegeven in Fig.2.7. De kritieke hoogte  $h_{s,opt}$  wordt gegeven door:

$$h_{s,opt} = \zeta \cdot 0,11 \cdot \sqrt{\frac{r}{t} \cdot \frac{w_s \cdot t_s}{t}} \quad (2.21)$$

Hierin is de parameter  $\zeta$  een correctiefactor die rekening houdt met drie effecten:

$$\zeta = \zeta_h \cdot \zeta_\mu \cdot \zeta_f \quad (2.22)$$

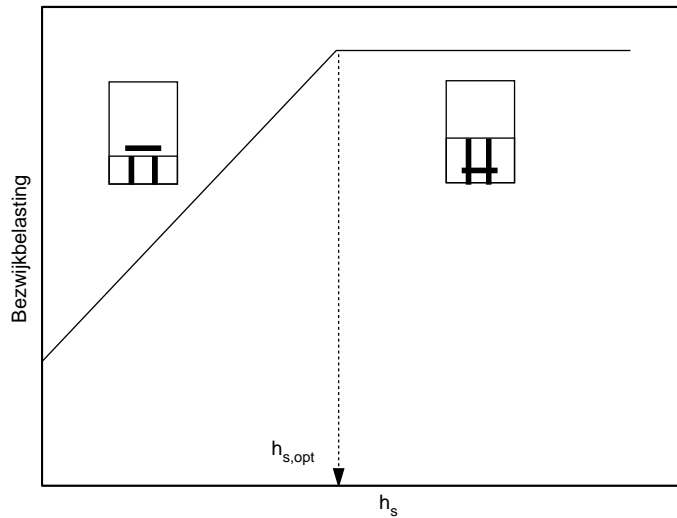
De correctiefactor  $\zeta_h$  houdt rekening met de vulhoogte van de cilinderschaal:

$$\zeta_h = 1 + \frac{[(\frac{h}{r} - 4) \cdot \frac{r}{t} \cdot (\frac{h}{t})^{0,8}]}{7 \cdot 10^6} \quad (2.23)$$

De correctiefactor  $\zeta_\mu$  geeft de invloed weer van de wandwrijving:

$$\zeta_\mu = 1 + \frac{[(\mu - 0,5) \cdot (\frac{r}{t})^{3,5}]}{1,3 \cdot 10^{10}} \quad (2.24)$$

Hierin is  $\mu$  de wandwrijvingscoëfficiënt die van toepassing is voor de interactie tussen het materiaal opgeslagen in de silo en de silowand. Tot slot is er nog



Figuur 2.7: Principiële voorstelling van de invloed van de hoogte  $h_s$  op de bezwijkbelasting.

de correctiefactor  $\zeta_f$  die de waarde van de vloeigrens van het staal in rekening brengt. Er wordt uitgegaan van een referentiewaarde  $f_{y,ref} = 240$  MPa.

$$\zeta_f = \sqrt{\frac{f_y}{f_{y,ref}}} \quad (2.25)$$

Wanneer deze voorschriften gevolgd worden, kan de bezwijkbelasting van de verstijfde cilinder als volgt worden bepaald:

$$R_d = n \cdot \left[ (t + t_k \cdot \sin \alpha) \cdot r \cdot \alpha_{st} \cdot \frac{\pi}{180} + 2 \cdot t_s \cdot w_s \right] \cdot \frac{f_y}{\gamma_M} \quad (2.26)$$

Hierin is  $n$  het aantal steunpunten waar de cilinder op rust. De parameter  $t_k$  stelt de wanddikte van de kegelvormige bodem voor. De hoek  $\alpha$  is de helling van de kegelbeschrijvende. De breedte van een steunpunt wordt gegeven als een openingshoek  $\alpha_{st}$  van een cilindersegment.

Deze rekenregel is geldig onder volgende voorwaarden:

$$\text{Cilinderstraal} \quad 1 \text{ m} \leq r \leq 4 \text{ m} \quad (2.27)$$

$$\text{Cilinderhoogte} \quad 2 \leq \frac{h}{r} \leq 16 \quad (2.28)$$

$$\text{Dunwandigheid} \quad \frac{r}{t} \leq 500 \quad (2.29)$$

$$\text{Kegelhoek} \quad 30^\circ \leq \alpha \leq 75^\circ \quad (2.30)$$

$$\text{Openingshoek steunpunt} \quad 4^\circ \leq \alpha_{st} \leq 8^\circ \quad (2.31)$$

$$\text{Aantal steunpunten} \quad n = 4 \quad (2.32)$$

$$\text{Dikte van de ringen} \quad t_{ur} \geq t_s \quad (2.33)$$

$$\text{Van toepassing voor } r/t < 250 : \quad t_{ur} \geq 1,75t \left(1 - \frac{(r/t - 250)}{250}\right) \quad (2.34)$$

$(r/t < 250 \text{ wordt niet aanbevolen})$

## 2.3 Situering van het onderzoek

Uit voorgaande blijkt dat in een recent verleden reeds heel wat onderzoek verricht is naar praktische belastingsgevallen van cilinderschalen. Voor dit doctoraal onderzoek zijn meer bepaald lokaal ondersteunde cilinderschalen van belang. In lid 2.2 werd aangetoond dat deze cilinders kunnen voorzien worden van langs- en ringverstijvers om instabiliteit op een economische manier te vermijden. Hoewel door Herzig reeds onderzoek is uitgevoerd naar dergelijk verstijfde silo's, is verder onderzoek van deze materie noodzakelijk. De ontwerpregel (2.17) – (2.34) is voorlopig enkel gebaseerd op numerieke simulaties. Het komt natuurlijk de betrouwbaarheid van het onderzoek en de daaruit voortvloeiende ontwerpregel ten goede indien het numerieke model gevalideerd wordt door middel van proeven op modellen en indien gelijkaardige proefresultaten de voorspellingen van de bekomen ontwerpregel staven. Het is de bedoeling van dit doctoraal werk om het structurele gedrag van lokaal ondersteunde cilinders voorzien van langs- en ringverstijvers te onderzoeken met behulp van zowel experimenten op schaalmodellen als numerieke simulaties. De resultaten van dit onderzoek zullen leiden tot een alternatieve ontwerpregel. Deze regel kan dan vergeleken worden met de regel (2.17) – (2.34) van Herzig. De nieuwe ontwerpregel zal niet enkel dienen als een controle, maar ook als een aanvulling voor de regel van Herzig, gezien ook andere parameters van de verstijvers in rekening zullen gebracht worden. Wel dient opgemerkt te worden dat voor dit doctoraal onderzoek – in tegenstelling tot wat Herzig gedaan heeft – de cilinderschaal zonder de kegelvormige bodem zal bestudeerd worden.





## Hoofdstuk 3

# Experimenten op schaalmodellen

Zoals in vorig hoofdstuk vermeld werd, bestaat het onderzoek naar het plooi-gedrag van verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten uit twee componenten, i.e. proeven uitgevoerd op cilindermodellen en numerieke simulaties. In dit hoofdstuk wordt dieper ingegaan op de eerste component van het onderzoek.

### 3.1 Algemeen

Bij het bestuderen van problemen op het gebied van de toegepaste mechanica, bezit de onderzoeker hedentendage twee complementaire middelen in de zoektocht naar een betere kennis. Deze twee middelen zijn het theoretisch onderzoek, waarbij de laatste jaren wordt gefocust op numerieke simulaties, en het experimenteel onderzoek. Hoewel deze twee middelen intrinsiek complementair zijn, wordt de laatste decennia door de opkomst van steeds krachtiger computers de klemtoon meer en meer gelegd op het theoretisch onderzoek. Ondanks het feit dat de capaciteiten van technieken als eindige elementen zeker niet onderschat mogen worden, is het toch duidelijk dat gedegen onderzoek enkel kan gevoerd worden als de theoretische voorspellingen ook gecontroleerd en gevalideerd worden door experimentele data. Bovendien is een theoretisch model altijd een vereenvoudiging van de werkelijkheid en kunnen experimenten nieuwe elementen opleveren waarmee rekening dient gehouden te worden bij het beschrijven van het mechanische gedrag van een constructie. Onderzoek leidt tot de betrouwbaarste resultaten en de snelste vooruitgang wanneer een evenwicht wordt gevonden tussen de experimentele en theoretische component.

Gezien in deze tijden van krachtige computers de noodzaak voor dit even-

wicht vaak wordt vergeten, worden in Singer *et al.* [50] acht motieven gegeven voor het gebruik van experimenten bij het bestuderen van schaalconstructies. De voornaamste van deze motieven worden hier kort aangehaald.

#### **Experimenten leiden tot een beter begrip van het plooigedrag.**

Wanneer eindige elementenberekeningen worden ingeschakeld in het onderzoek, dan kan op deze resultaten vertrouwd worden op voorwaarde dat reeds een grote kennis en begrip aanwezig is van de fysische fenomenen die het vertoonde gedrag veroorzaken. Indien dit niet het geval is, kunnen eindige elementenberekeningen leiden tot onrealistische resultaten zonder dat de onderzoeker er enig besef van heeft. Deze valkuil kan vermeden worden door het uitvoeren van experimenten om op die manier de kennis van de fysische fenomenen aan te scherpen.

#### **Experimenten kunnen leiden tot de ontdekking van nieuwe fenomenen.**

Wanneer we dit toepassen op het bestuderen van het plooigedrag en het post-kritiek plooi gedrag, dan kunnen experimenten bijvoorbeeld leiden tot de observatie van interactie tussen verschillende bezwijkmodes. De onderzoeker die dit waarneemt bij experimenten zal geneigd zijn om dit verder te onderzoeken, wat niet altijd het geval zou zijn indien dit fenomeen zou waargenomen worden bij eindige elementenberekeningen. In dit laatste geval zou dit nieuwe fenomeen aan de kant kunnen geschoven worden in de veronderstelling dat het een anomalie is die geen werkelijk fysisch fenomeen weergeeft.

#### **Experimenten kunnen betere input voor simulaties opleveren.**

Het uitvoeren van experimenten laat toe om realistischere simulaties te bekomen door bijvoorbeeld extra informatie te verschaffen met betrekking tot de werkelijke randvoorwaarden, de materiaaleigenschappen, de imperfecties die in de constructie optreden, de eigenspanningen, . . . Deze experimenten zorgen ook voor een stimulans om de invloed van deze eigenschappen te bestuderen.

#### **Experimenten laten toe om de nodige correlatiefactoren te bepalen tussen de analyses en de testen**

Zelfs wanneer gesofisticeerde eindige elementenprogramma's gebruikt worden, kunnen de resultaten van experimenten fel afwijken van de numerieke simulaties. Om hiermee veilig rekening te houden, kan op de resultaten van de numerieke simulaties een correlatiefactor (of *knock-down factor*) worden toegepast. Deze correlatiefactoren kunnen enkel worden bepaald op basis van een groot aantal experimenten.

Met deze motieven en de in Hoofdstuk 2 vermelde discrepantie tussen experiment en theorie bij schaalconstructies in het achterhoofd, is het duidelijk dat het experimentele luik van dit onderzoek een onmisbare schakel is. Één van de belangrijkste oorzaken van de discrepantie zijn de geometrische imperfecties die in een werkelijke schaalconstructie inherent in de constructie aanwezig zijn. Bij het uitvoeren van experimenten is het van groot belang om deze imperfecties voor de uiteindelijke bezwijkttest op te meten. Dit opmeten van geometrische imperfecties is geen eenvoudige taak en vereist enige ervaring.

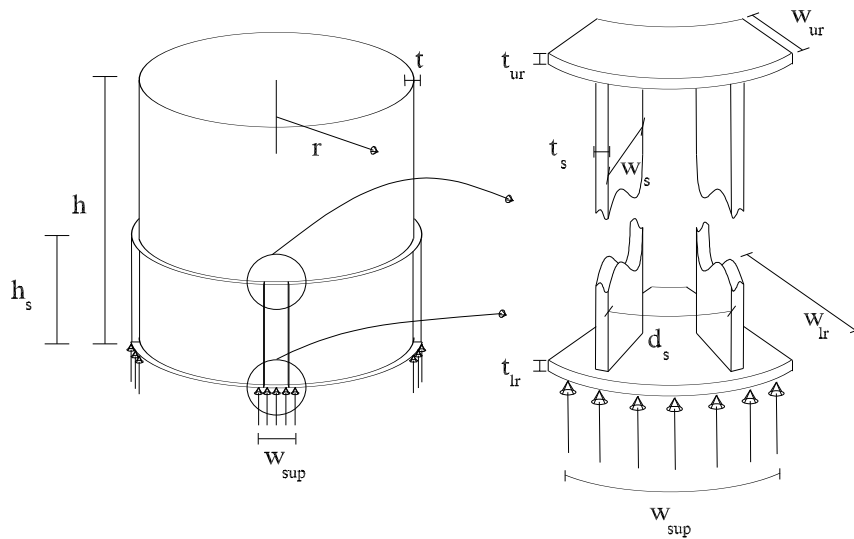
Aan het Laboratorium voor Modelonderzoek – waar dit onderzoek uitgevoerd wordt – is een jarenlange ervaring met experimenteel onderzoek in het algemeen en experimenten op schaalconstructies in het bijzonder aanwezig. Als voorbeeld kan het onderzoek naar cilinderschalen waarvan de wanddikte onderaan verhoogd is aangehaald worden. Dit onderzoek was een samenwerking tussen het Laboratorium voor Modelonderzoek – dat instond voor het experimentele luik – en de Technische Universiteit van Graz – waar de numerieke simulaties werden uitgevoerd. Dit onderzoek resulteerde in de ontwerpregels zoals beschreven in [37]. Ook met experimenten op lokaal ondersteunde cilinderschalen voorzien van ringen en longitudinale verstijvers was voor de aanvang van dit doctoraal onderzoek reeds ervaring aanwezig. In [59] wordt het resultaat van een succesvolle beproeving van een dergelijke cilinderschaal beschreven.

## 3.2 De basiscilinder

Zoals reeds vermeld, werd voor de aanvang van dit doctoraal onderzoek een eerste proef uitgevoerd op een lokaal ondersteunde cilinder voorzien van ringen en longitudinale verstijvers. De afmetingen van deze cilinder en zijn verstijvers zijn samengevat in Tabel 3.1 – Tabel 3.3. Deze cilinder is ook grafisch voorgesteld in Fig. 3.1. In deze figuur is zichtbaar dat het lokale karakter van de ondersteuning tot stand wordt gebracht door vier steunpunten met een breedte  $w_{sup}$ . De verstijfde cilinder met deze afmetingen zullen we in het vervolg de *basiscilinder* noemen en zal dienen als vertrekpunt voor zowel de experimenten als het numerieke luik van het onderzoek.

### 3.2.1 Keuze van de cilinderafmetingen

In Tabel 3.1 zijn de dimensies van de cilinder op zich aangegeven. Deze dimensies vinden hun oorsprong in onderzoek uitgevoerd door Dhanens *et al.* naar het plooigedrag van onverstijfde cilinders [5]. Bij dit onderzoek werden lokaal ondersteunde cilinders met straal  $r = 350$  mm en wanddikte  $t = 0,7$  mm onderzocht. Om een zekere overeenstemming met dit onderzoek te bereiken, werden voor de eerste cilinderproef op de verstijfde cilinders – zoals



Figuur 3.1: De geometrische parameters van de verstijfde cilinder.

Tabel 3.1: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de cilinder

Cilinderparameter	Symbol	Waarde [mm]
Straal Cilinder	$r$	350
Dikte Cilinderwand	$t$	0,7
Hoogte Cilinder	$h$	700
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	80

Tabel 3.2: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de langsverstijvers of *stringers*

Stringerparameter	Symbol	Waarde [mm]
Hoogte Stringer	$h_s$	280
Dikte Stringer	$t_s$	1,5
Breedte Stringer	$w_s$	20
Interstringer Afstand	$d_s$	37

Tabel 3.3: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de ringverstijvers

Ringparameter	Symbool	Waarde [mm]
Breedte van de Bovenring	$w_{ur}$	20
Dikte van de Bovenring	$t_{ur}$	1,5
Breedte van de Onderring	$w_{lr}$	45
Dikte van de Onderring	$t_{lr}$	0,7

beschreven in [59] – dezelfde afmetingen aangenomen. De hoogte van de cilinder werd gelijk gesteld aan  $h = 700$  mm. Op de breedte van de lokale steunpunten wordt later teruggekomen.

### 3.2.2 Dimensionering van de ringverstijvers

Het materiaal dat gebruikt werd voor de resultaten beschreven in [5] en dat ook voor deze experimenten zal gebruikt worden, werd verkregen van de staalfabrikant SIDMAR NV. De staalsoort werd door deze onderneming gespecificeerd als ST12/03 met een gemiddelde vloeigrens  $f_y = 174$  MPa en een treksterkte gelijk aan 318 MPa. Als elasticiteitsmodulus  $E$  werd bij de bepaling van de verstijverafmetingen 210000 MPa aangenomen<sup>1</sup>. Met deze materiaaleigenschappen kunnen dan de dimensies van de onderring worden bepaald op basis van de aanbevelingen vermeld in de ECCS Recommendations for Buckling of Shells (1988) [9]. In deze aanbevelingen zijn voor cilinders onderworpen aan uniforme axiale samendrukking regels opgenomen voor eindringen opdat deze de cirkelvorm van de cilinder langs de onderrand zouden garanderen. Hoewel bij onze cilinders de belastingsvorm anders is, werden deze regels toch toegepast om de dimensies van de onderring te bepalen. Deze dimensies volgen uit volgende voorwaarden:

$$I \geq \frac{t_r^4 \sigma_u}{1000 E h} \quad \text{en} \quad A_{lr} \geq \left[ 0,06 + \frac{2r^2 t^2}{(1 - \nu^2) h^4} \right] h t \quad (3.1)$$

waarbij

<sup>1</sup>Deze waarde werd voor de start van het doctoraal onderzoek aangenomen. In overeenstemming met [36] zullen we in het verder verloop van het onderzoek rekenen met een elasticiteitsmodulus  $E = 200000$  MPa. Dit stemt ook overeen met de waarde die volgt uit proeven op trekstaven (cf. infra).

- $A_{lr}$  de oppervlakte is van de dwarsdoorsnede van de eindring, de schaalwand niet inbegrepen;
- $I$  het traagheidsmoment voorstelt van de doorsnede van de eindring plus een effectieve schaaldoorsnede met hoogte  $h_{ef} = 15t$  rond de as door de middellijn van de gecombineerde doorsnede en evenwijdig met de cilinderas;
- $r_c$  de straal is van de cirkel beschreven door de middellijn van de doorsnede bestaande uit de doorsnede van de eindring plus de effectieve schaaldoorsnede met hoogte  $h_{ef} = 15t$ ;
- $\sigma_u$  de ontwerpwaarde is van de plooispanning onder druk.

Deze ontwerpwaarde  $\sigma_u$  wordt volgens [9] becijferd als:

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \frac{\alpha\sigma_{cl}}{\gamma}, \text{ met } \gamma = 4/3 \text{ wanneer } \alpha\sigma_{cl} \leq 1/2f_y \\ \text{of} & \\ \sigma_u &= f_y \left[ 1 - 0,4123 \left( \frac{f_y}{\alpha\sigma_{cl}} \right)^{0,6} \right] \text{ wanneer } \alpha\sigma_{cl} \geq 1/2f_y \end{aligned} \quad (3.2)$$

Hierin is  $\sigma_{cl}$  de theoretische elastische plooispanning in een uniform ondersteunde cilinder onderworpen aan axiale samendrukking zoals gegeven door formule (2.1) en deze heeft voor onze basiscilinder met afmetingen volgens Tabel 3.1 en een elasticiteitsmodulus van 210000 MPa de waarde 254,2 MPa. De parameter  $\alpha$  is een reductiefactor die rekening houdt met de nadelige invloed van vormimperfecties, eigenspanningen en verstoringen van het spanningsbeeld nabij de randen. Gezien de verhouding  $r/t$  gelijk is aan 500 en dus groter dan 212 wordt deze reductiefactor volgens [9] gegeven door:

$$\alpha = \frac{0,70}{\sqrt{0,1 + 0,01r/t}} = 0,31$$

Bijgevolg is  $\alpha\sigma_{cl} = 78,8$  MPa. Dit resultaat is kleiner dan  $1/2f_y$  en dus wordt de ontwerpwaarde van de plooispanning van de cilinder gegeven door:

$$\sigma_u = \frac{\alpha\sigma_{cl}}{\gamma} = \frac{78,8}{4/3} \text{ MPa} = 59,1 \text{ MPa}$$

Er wordt geopteerd voor de constructieve situatie waarbij de middellijn van de onderring samenvalt met de hartlijn van de cilinderwand. Daardoor wordt parameter  $r_c$  gelijk aan de straal van de cilinder  $r$ .

Nu deze waarden bepaald zijn, kunnen we met behulp van de voorwaarden (3.1) de dimensies van de onderring bepalen zodat ter plaatse van de onderrand geen verplaatsingen in radiale en omtreksrichting optreden. Er wordt gekozen voor ringen met een rechthoekige doorsnede, gekenmerkt door de breedte  $w_{lr}$  en dikte  $t_{lr}$ . Met deze notaties worden de voorwaarden<sup>2</sup>:

$$I = \frac{t_{lr}w_{lr}^3}{12} \geq \frac{tr_c^4\sigma_u}{1000Eh}$$

<sup>2</sup>Merk op dat in de uitdrukking voor het traagheidsmoment het aandeel van de schaalwand met een hoogte  $h_{ef} = 15t$  verwaarloosd werd. Vermits  $r_c = r$  is dit aanvaardbaar.

en

$$A_{lr} = t_{lr}w_{lr} \geq \left(0,06 + \frac{2r^2t^2}{(1-\nu^2)h^4}\right)ht$$

Gezien het staal dat ter beschikking was bestond uit staalplaten<sup>3</sup> met dikte 0,7 mm en dikte 1,5 mm, beïnvloedt dit de mogelijke afmetingen. Wanneer gekozen wordt voor een ring met dikte  $t_{lr} = 0,7$  mm, dan worden de voorwaarden omgevormd tot:

$$w_{lr} \geq \sqrt[3]{\frac{12tr_c^4\sigma_u}{1000Eht_{lr}}} = 4,2 \text{ mm}$$

en

$$w_{lr} \geq \left(0,06 + \frac{2r^2t^2}{(1-\nu^2)h^4}\right)h\frac{t}{t_{lr}} = 42 \text{ mm}$$

Gezien deze dimensies bepaald worden in de niet-gevulde onderstelling dat de cilinder uniform ondersteund wordt, kan het geen kwaad om de afmetingen iets groter te nemen en als mogelijke dimensies voor de onderring werden de waarden  $t_{lr} = 0,7$  mm en  $w_{lr} = 45$  mm aangenomen. Een andere mogelijkheid is het aanwenden van een ring met dikte  $t_{lr} = 1,5$  mm. In dat geval worden de voorwaarden:

$$w_{lr} \geq \sqrt[3]{\frac{12tr_c^4\sigma_u}{1000Eht_{lr}}} = 3,23 \text{ mm}$$

en

$$w_{lr} \geq \left(0,06 + \frac{2r^2t^2}{(1-\nu^2)h^4}\right)h\frac{t}{t_{lr}} = 19,6 \text{ mm}$$

Wanneer terug een kleine reserve in acht wordt genomen, dan kunnen deze voorwaarden vertaald worden in een tweede mogelijke ring met afmetingen  $t_{lr} = 1,5$  mm en  $w_{lr} = 20$  mm. Uiteindelijk werd in [59] gekozen voor een onderring met de afmetingen  $t_{lr} = 0,7$  mm en  $w_{lr} = 45$  mm.

Zoals in Fig. 3.1 aangegeven is, is niet enkel een onderring voor de cilinder voorzien, maar ook een ring die geplaatst wordt langsheen de cilinderwand net boven de langsverstijvers. Net als de onderring heeft deze ring voornamelijk tot doel om de cirkelvorm van de cilinder lokaal min of meer te verzekeren. Daardoor helpt deze bovenring om het effect van de lokale krachtsinleiding uit te middelen over de volledige omtrek. Hoewel de uitdrukkingen (3.1) strikt genomen opgesteld werden voor eindringen van uniform axiaal samengedrukte cilinders, worden ze in [59] toch gebruikt om deze bovenring te

<sup>3</sup>Zoals reeds vermeld werden deze staalplaten verkregen van de firma SIDMAR NV. De platen met dikte 0,7 mm behoren tot de reeds vermelde staalsoort. Voor de platen met dikte 1,5 mm, was bij de aanvang van het doctoraal onderzoek de staalsoort niet meer gekend. De eigenschappen van deze platen werden echter wel bepaald door het uitvoeren van proeven op trekstaven.

dimensioneren. Daar deze ring aangebracht wordt aan de buitenkant van de cilinderwand valt de middellijn van de ring niet meer samen met de hartlijn van de cilinderwand, i.e.  $r_c \neq r$ . Dit verschil wordt in [59] achterwege gelaten, maar gezien de uitdrukking voor de minimale doorsnede voor beide plaatdiktes strenger is dan deze voor het minimale traagheidsmoment, heeft dit geen enkel gevolg. Uiteindelijk wordt voor de bovenring gekozen voor een ringdikte  $t_{ur} = 1,5$  mm en de bijhorende breedte  $w_{ur} = 20$  mm. De afmetingen van beide ringen zijn weergegeven in Tabel 3.3.

### 3.2.3 Dimensionering van de langsverstijvers

Zoals in Fig. 3.1 kan gezien worden, worden per steunpunt twee langsverstijvers met beperkte hoogte aangebracht op de cilinderwand om op die manier het nefaste effect van een lokale krachtsinleiding te milderen. Voor het bepalen van de dimensies van de langsverstijvers voor de basiscilinder, wordt in [59] uitgegaan van de veronderstelling dat de lokale krachtsinleiding ter plaatse van de vier cilindersteunpunten uitgespreid wordt in de cilinderwand onder een hoek van  $45^\circ$ . De hoogte van de langsverstijvers  $h_s$  wordt zo bepaald dat de drukspanningen in de cilinderwand op een hoogte  $h_s$  als uniform over de omtrek kunnen verondersteld worden. Om hieraan te voldoen, wordt  $h_s$  bepaald als:

$$8h_s \cong 2\pi r \quad \text{of} \quad h_s = 274,8 \text{ mm}$$

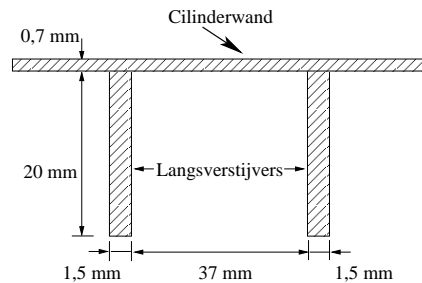
Als praktische waarde wordt  $h_s = 280$  mm genomen.

De doorsnede van de langsverstijvers wordt nu bepaald door uit te drukken dat het bezwijken van de cilinder niet voorafgegaan mag worden door het vloeien van deze langsverstijvers. De bezwijkbelasting van een uniform ondersteunde en axiaal samengedrukte cilinder met dezelfde afmetingen als de hier beschouwde, wordt gegeven door  $F_u = 2\pi r t \sigma_u = 90,978$  kN. Het ligt voor de hand dat de bezwijkbelasting van een lokaal ondersteunde cilinder kleiner zal zijn dan deze van een uniform ondersteunde belasting bij axiale samendrukking. Bijgevolg is de aanname dat de maximale last per steunpunt niet groter zal worden dan  $F_u/4$  vermoedelijk een veilige. Men verkrijgt een eerste idee betreffende de afmetingen van de langsverstijvers door uit te drukken dat de belasting waarbij de verstijvers gaan vloeien niet lager mag zijn dan  $F_u/4$ :

$$A_s \geq \frac{F_u}{4f_y} = 130,7 \text{ mm}^2$$

waarbij  $A_s$  de gezamenlijke oppervlakte van de dwarsdoorsneden van de langsverstijvers per steunpunt plus de oppervlakte van een effectieve schaaldoorsnede voorstelt. Deze eis is min of meer voldaan indien per steunpunt twee langsverstijvers worden voorzien met als breedte  $w_s = 20$  mm, dikte  $t_s = 1,5$  mm en onderlinge afstand  $d_s = 37$  mm. Bij een dergelijke schikking





Figuur 3.2: De schikking van de langsverstijvers.

(zie ook Fig. 3.2) werkt een effectieve schaaldoorsnede met breedte:

$$b_{ef} = 1,9t \sqrt{\frac{E}{f_y}} \cong 46 \text{ mm}$$

samen met de twee langsverstijvers. Op deze manier krijgen we een samengestelde doorsnede met oppervlakte  $A_s = 120,2 \text{ mm}^2$  en een traagheidsmoment  $I_s = 5221,5 \text{ mm}^4$ .

Tot slot wordt in [59] ook nog de keuze voor de breedte van de steunpunten  $w_{sup}$  verklaard. Gezien het evident is dat de langsverstijvers het best functioneren indien ze boven het steunpunt worden geplaatst, werd de steunpuntsbreedte aangepast aan de net berekende samengestelde doorsnede en gelijk genomen aan 80 mm. Al deze dimensies zijn terug te vinden in Tabel 3.1 – Tabel 3.3.

### 3.2.4 Bespreking van de verstijverdoorsneden

In [59] werden voor de eenvoud zowel ring- als langsverstijvers met een rechthoekige doorsnede aangenomen. Het ligt voor de hand dat één van de mogelijke bezwijkmechanismen van deze lokaal ondersteunde cilinders zal bestaan uit het plooiën van de verstijver-cilindercombinatie boven de steunpunten, gezien daar de hoogste drukspanningen zullen optreden. Om dit zo goed mogelijk te vermijden, moet de plooiweerstand van de verstijfde zone zo hoog mogelijk gemaakt worden, zonder evenwel te veel materiaal te gebruiken. Dit betekent dat deze rechthoekige doorsnede daardoor niet de optimale vorm van de verstijvers zal zijn. Een doorsnede die een groter traagheidsmoment oplevert zal de bezwijkbelasting van de verstijfde cilinder mogelijks doen toenemen. Deze alternatieve doorsneden werden voor dit doctoraal onderzoek echter niet bestudeerd.

### 3.2.5 Rudimentaire voorspelling van de plooilast van de cilinder

In [59] wordt een poging gedaan om de plooielast van de samengestelde verstijver – dit is de langsverstijvers plus een deel van de cilinderwand – te voorspellen aan de hand van plooielast  $c$  van de ECCS. De gereduceerde slankheid  $\lambda'$  wordt berekend als:

$$\lambda' = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{f_y}{E}}.$$

Hierin is  $\lambda$  de slankheid van de langsverstijvers, gegeven door  $\lambda = \frac{h_s}{i}$ . De gy-ratiestraal  $i$  wordt bepaald door  $i = \sqrt{\frac{I_s}{A_s}}$ . Dit alles leidt tot een dimensieloze slankheid  $\lambda' = 0,3892$ . Daarmee kan de plooielast  $N_u$  bepaald worden als:

$$N_u = \nu f_y A_s = 18,94 \text{ kN}.$$

Indien het bezwijken van de cilinder wordt veroorzaakt door het plooiën van de verstijfde cilinderwand, levert deze berekening een voorspelling van de bezwijkbelasting voor de volledige cilinder, met name  $F_u = 75,76 \text{ kN}$ .

## 3.3 Het vervaardigen van de cilindermodellen

Zoals reeds vermeld was voor de start van onderhavig doctoraal onderzoek reeds heel wat ervaring aan het Laboratorium voor Modelonderzoek opgebouwd, niet enkel inzake het *uitvoeren* van experimenten op schaalconstructies, maar ook wat betreft het *vervaardigen* van de bewuste modellen. Al deze ervaring werd gebruikt bij de vervaardiging van de eerste lokaal ondersteunde cilinder voorzien van ring- en langsverstijvers [59]. Desondanks stond na deze eerste cilinder het vervaardigen nog niet op punt en werden tijdens onderhavig onderzoek een aantal wijzigingen aangebracht aan de manier waarop de cilinders tot stand komen. In onderstaande zullen we eerst de originele toestand schetsen om daarna meer informatie te geven omtrent de aangebrachte wijzigingen.

### 3.3.1 De oorspronkelijke toestand

Het vervaardigen van de cilinders gebeurde volgens een procedure zoals beschreven in [5] en [59]. Deze procedure zal hier kort worden toegelicht.

Het vertrekpunt voor de cilinderschaal, zijn de staalplaten die geleverd werden door de staalfabrikant SIDMAR NV. Deze rechthoekige staalplaten zijn 933 mm breed, 2785 mm lang en 0,7 mm dik. De eerste stap in het vervaardigingsproces bestaat uit het reduceren van deze platen tot de gewenste afmetingen voor de cilinders, met name een breedte van 700 mm en een lengte



Figuur 3.3: De knipbank waarmee de platen op maat geknipt worden.

van 2199,1 mm. Dit wordt gedaan door een snijoperatie met behulp van een knipbank (zie Fig. 3.3). Vervolgens wordt de vlakke plaat door middel van een roloperatie (zie Fig. 3.4) omgevormd tot een cilindervormig lichaam. Om deze vorm te behouden, worden de longitudinale randen van de plaat verbonden door een las. Gezien de geringe dikte van de staalplaat, wordt hiervoor een speciale lastechniek toegepast.

Bij deze vorm van T.I.G. lassen worden de te verbinden randen lokaal samengesmolten langsheen de lasnaad. Op die manier dient geen toevoegmateriaal gebruikt te worden en wordt een gladde lasnaad bekomen (zie Fig. 3.5 en Fig. 3.6).

Om de vorm van de onderrand van de cilinder beter te behouden, wordt een onderring aangebracht met de afmetingen zoals bepaald in lid 3.2.2. De dikte van deze ring is ook 0,7 mm, zodat deze ring kan vervaardigd worden uit de beschikbare staalplaten. Om niet al te veel materiaal te verspillen, worden twee halve ringen uit de platen gesneden, welke worden samengelast tot een volledige ring. Deze ring wordt aan de onderrand van de cilinder bevestigd door middel van solderen (zie Fig. 3.7).

Op een zelfde manier worden de overige verstijvers aan de cilinderwand bevestigd. De dikte van de bovenring en de langsverstijvers is evenwel 1,5 mm, maar ook in deze dikte zijn staalplaten ter beschikking. Na het bevestigen van alle verstijvers aan de cilinderwand is het cilindermodel klaar en kan het beproefd worden. Een voorbeeld van een dergelijk vervaardigd model is weergegeven in Fig. 3.8.

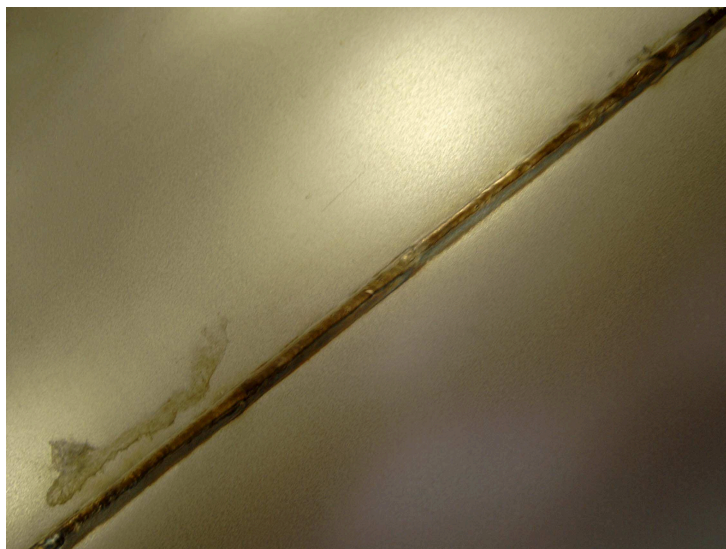
De kritische lezer zal bij het zien van deze foto zich onmiddellijk de beden-



Figuur 3.4: De machine waarmee de platen gerold worden.



Figuur 3.5: Het gebruikte lasapparaat.



Figuur 3.6: De bekomen lasnaad in de cilinderwand.



Figuur 3.7: De toegepaste soldeertechniek ter bevestiging van de verstijvers aan de cilinderwand.



Figuur 3.8: Een cilindermodel met de basisafmetingen.

king maken dat het aanwenden van een ringverstijver bovenaan de cilinder ook tot een flinke verhoging van de plooiweerstand zou kunnen leiden. Hier wordt echter geen ring geplaatst, omdat tijdens het beproeven een deksel op de cilinder wordt geplaatst, wat op zich reeds zal zorgen voor het behouden blijven van de cirkelvorm. Meer uitleg hierover en over de proefstand zal verder in dit hoofdstuk verschaft worden.

### 3.3.2 De aangebrachte wijzigingen

De wijzigingen die aangebracht werden aan het vervaardigingsprocédé situeren zich vooral op het gebied van de bevestiging van de verstijvers. Wat betreft het vervaardigen van de cilinders op zich, had de ervaring van het verleden reeds geleid tot een zeer geschikt proces. Voor het aanbrengen van de verstijvers, was er minder ervaring in huis.

#### Verbindingstechniek

Na de beproeving van het eerste cilindermodel, was twijfel gerezen omtrent de sterkte van de soldeerverbinding tussen de verstijvers en de cilinderwand<sup>4</sup>. Na de proef bleek dat de verstijvers los waren gekomen van de cilinderwand, maar er bestond onduidelijkheid over het tijdstip van dit loskomen: voor of na het bezwijken van de cilinder. Vandaar dat gezocht werd naar een andere techniek die deze verbinding een grotere sterkte kon geven, zonder dat deze techniek een grote warmte-inbreng veroorzaakte. Bij deze dunwandige scha-

<sup>4</sup>Een bespreking van de resultaten van de verschillende cilinderproeven volgt verder in dit werk.





Figuur 3.9: Het opmeten van de imperfecties na het lassen van een verstijver op de cilinderwand.

len is het namelijk van het grootste belang dat vervormingen – die eventueel kunnen veroorzaakt worden door de warmte-inbreng die ontstaat bij het verbindingsproces – zoveel mogelijk vermeden worden, gezien deze een grote invloed op het mechanisch gedrag kunnen hebben.

De technieken die onderzocht werden, zijn lassen (met laspassen over de volledige lengte of met puntsgewijs lassen) en zachtsolderen (met tinlood of tinzilver als soldeermateriaal). Telkens werd na het bevestigen van een verstijver met één van deze technieken de geometrie van de cilinder in de buurt van de verstijver opgemeten om te controleren of de onvermijdelijke warmte-inbreng geen al te grote vervormingen veroorzaakte.

Hoewel de sterkte die aanwezig is bij een gelaste verbinding natuurlijk het hoogst is, bleek bij het opmeten van de vervormingen voor en na de lasoperatie (zie Fig. 3.9) dat te grote vormvolmaaktheden werden veroorzaakt ten gevolge van de grote warmte-inbreng die met het lassen samengaat. Daardoor werd deze techniek als niet-geschikt beoordeeld.

De andere mogelijkheid die onderzocht werd, was solderen. Het solderen, zoals toegepast voor de eerste cilinderproef, is zachtsolderen met tinlood als soldeermateriaal (60% Sn - 40% Pb, zie Fig. 3.10). Dit soldeermateriaal heeft een smelttemperatuur van ongeveer  $185^{\circ}$  en een zeer lage treksterkte van ongeveer  $50 \text{ N/mm}^2$  [6]. Dit verklaart onmiddellijk het loskomen van de verstijvers en is de reden waarom deze techniek niet geschikt blijkt te zijn. Alternatieve soldeermaterialen kunnen wel aanleiding geven tot hogere trek-



Figuur 3.10: Het toevoegmateriaal bij het gewone soldeerprocédé.

sterktes. Daarom werden in een volgende fase de eigenschappen van verbindingen met tinzilver soldeer onderzocht (zie Fig. 3.11). Dit tinzilver solderen is ook een zachtsolderen, waarbij het soldeermateriaal een smeltemperatuur van ongeveer  $230^{\circ}$  heeft en een treksterkte rond de  $100 \text{ N/mm}^2$ . Door deze hogere sterkte bleek deze techniek beter in staat om de verbinding te garanderen tijdens een bezwijkproef op de cilinders. Terzelfder tijd blijft de temperatuur tijdens het solderen lager dan bij het lassen, waardoor de vormonvolmaaktheiden minder fel optreden dan bij het lassen. Deze twee factoren samen maken deze techniek geschikt voor de verbindingen van de verstijvers met de cilinderwand.

### Vervaardiging van de ringverstijvers

Om een goede verbinding van de verstijvers met de cilinderwand te verkrijgen, is het belangrijk dat met het soldeersel geen al te grote openingen moeten gedicht worden. Voor de langsverstijvers is dit niet zo moeilijk te realiseren, maar voor de bovenste ringverstijver betekent dit dat de binnencirkel bijna een perfecte cirkelvorm dient te hebben.

Oorspronkelijk werd de cirkelvorm van deze bovenste ring bekomen door gebruik te maken van een eenvoudige lintzaag. Het is evident dat dit geen perfecte binnencirkel opleverde en dat daardoor tussen de cilinderwand en de ring een aantal openingen optraden die met het soldeersel dienden gedicht te worden.

Om dit te vermijden en bijgevolg een betere verbinding tussen deze ring en de cilinderwand te bekomen, werd geopteerd voor een andere techniek ter vervaardiging van deze ringverstijvers. Een techniek die een zeer hoge nauw-





Figuur 3.11: De bagetten van verschillende diameter, gebruikt als toevoegmateriaal bij het solderen met tinzilver.

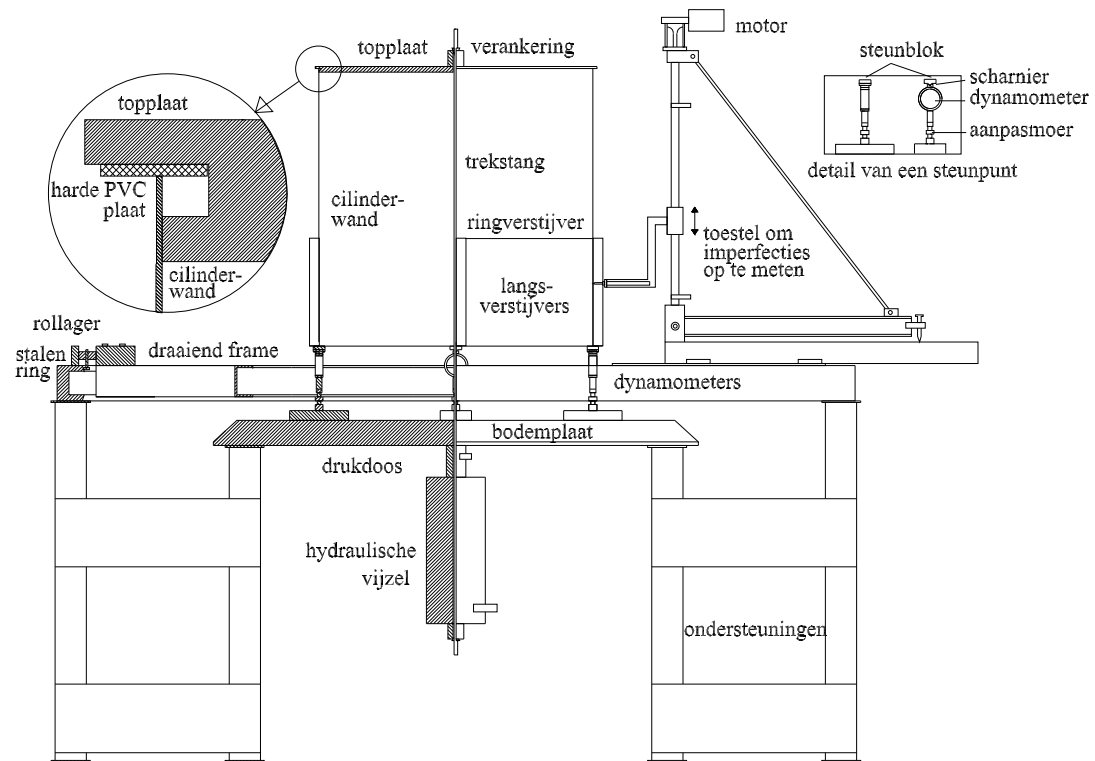
keurigheid toelaat, is draadvonken. Dit is een machinale bewerkingstechniek waarmee vormen in staal zeer nauwkeurig en computergestuurd (CNC) kunnen vervaardigd worden. Op deze manier bekomen we bijna perfecte ringen die bijgevolg zeer goed aansluiten op de cilinderwand. Dit maakt het mogelijk om een betere soldeerverbinding te bekomen.

Gezien voor de onderste ring de vorm van minder belang is voor de verbinding, wordt deze nog altijd met de lintzaag vervaardigd.

### 3.4 De proefopstelling

De schaalmodellen, vervaardigd zoals hiervoor beschreven, worden onderworpen aan lokale axiale lasten tot plooiën van de cilinderwand optreedt. Het doel van deze destructieve test is het bepalen van de totale kracht die op de cilinder uitgeoefend wordt op het tijdstip van bezwijken. Bijkomend is het ook belangrijk om de verdeling van de krachten over de vier steunpunten te kennen.

Het ontwerpen van een proefopstelling die toelaat om dergelijke proeven tot een goed einde te brengen, is geen koud kunstje. Gelukkig was voor de aanvang van het doctoraal onderzoek reeds een eerste schaalmodel beproefd en was dus een proefopstelling beschikbaar. Deze opstelling werd zoveel mogelijk overgenomen voor onderhavig onderzoek. In onderstaande wordt eerst de oorspronkelijke proefopstelling beschreven, gevolgd door een overzicht van de aangebrachte wijzigingen.



Figuur 3.12: De oorspronkelijke opstelling van de proefstand.



Figuur 3.13: Een detail van een steunpunt.

### 3.4.1 De oorspronkelijke toestand

De oorspronkelijke proefopstelling zal uitgelegd worden aan de hand van Fig. 3.12. Wanneer we de opstelling overlopen van onder naar boven, dan zien we op de figuur dat de basis van de opstelling wordt gevormd door een dikke cirkelvormige bodemplaat die ondersteund wordt door vier korte U-profielen die de verbinding met de buitenwereld vormen. Deze zware horizontale bodemplaat wordt als star beschouwd. Op deze plaat zijn vier dynamometers aangebracht langsheen de omtrek van een cirkel met straal 350 mm op plaatsen die overeenkomen met hoeken van  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  en  $270^\circ$ . Een detail van deze dynamometers is in Fig. 3.12 rechtsboven gegeven en daarop is te zien dat de hoogte van de dynamometers nauwkeurig te regelen is door middel van een aanpasmoer. Deze hoogteregeling is noodzakelijk om er voor te zorgen dat bij aanvang van elke test de vier reactiekrachten van de steunpunten ongeveer dezelfde zijn.

Boven op elke dynamometrische ring is een staalblok gelast met afmetingen 8 mm x 15 mm x 20 mm. In deze blokken is een groef gemaakt (3 mm diep en 10 mm breed), loodrecht op het vlak van de ringen. Boven op elk van deze samengestelde ringen wordt een nieuw staalblok geplaatst met afmetingen 80 mm x 40 mm x 20 mm. Aan de onderkant heeft dit staalblok een V-vormige uitstulping die in de groef van het onderliggend staalblok past. Op deze manier wordt een scharnierende ondersteuning gerealiseerd. De positie van de uitstulping is dusdanig dat de middellijn van de dynamometer samenvalt met de middellijn van het steunpunt. Een detail van zo'n steunpunt is afgebeeld in Fig. 3.13.

Boven de steunblokken wordt de cilinder zeer nauwkeurig geplaatst om excentriciteiten tussen de cilinderas en het middelpunt van de cirkelvormige bodemplaat zoveel mogelijk uit te sluiten. Om de kracht bovenaan de cilinder



Figuur 3.14: Foto van de oorspronkelijke opstelling van de proefstand.

min of meer uniform in te kunnen leiden, wordt op de bovenrand een deksel geplaatst dat precies in de cilinder past. Om overall contact tussen het deksel en de bovenrand van de cilinder te garanderen wordt tussenin een plaat uit hard PVC geplaatst.

De axiale kracht wordt op het deksel aangebracht door gebruik te maken van een hydraulische vijzel en een trekstang. Het ene einde van de trekstang wordt verankerd ter plaatse van het middelpunt van het deksel. De trekstang gaat door een opening in de zware bodemplaat, door een drukdoos en de vijzel om onderaan de vijzel vast gemaakt te worden. Door het uitzetten van de vijzel wordt de drukdoos tegen de bodemplaat gedrukt en wordt het cilindermodel onder druk gebracht. Deze schikking maakt het mogelijk om via de drukdoos de totale belasting op de cilinder te becijferen en via de dynamometers de corresponderende reacties van de vier steunpunten. Op elk moment van de proef moet de som van de vier reactiekrachten gelijk zijn aan de waarde bekomen via de drukdoos vermeerderd met het gewicht van de vijzel, de kabel, het deksel en het schaalmodel. Een foto van de opstelling is weergegeven in Fig. 3.14.

### 3.4.2 De aangebrachte wijzigingen

Hoewel de beschreven opstelling geschikt is voor de betreffende cilinderproeven, werden tijdens de loop van het doctoraal onderzoek toch een aantal aanpassingen aangebracht. De eerste aanpassing werd ingevoerd om de veiligheid tijdens een proef te verhogen. Tijdens de proef worden grote krachten op de cilinder uitgeoefend en bij het bezwijken van de cilinder is het mogelijk dat deze krachten vrijkomen onder de vorm van kinetische energie. De kans bestaat met andere woorden dat de cilinder wegschiet van de opstelling



Figuur 3.15: Foto van de aangepaste opstelling van de proefstand.

en dat daarbij een toeschouwer geraakt wordt. Dit moet natuurlijk vermeden worden en daarom werd een veiligheidsraamwerk ontworpen dat de cilinder niet raakt tijdens het opvoeren van de belastingen, maar dat de zijdelingse verplaatsingen van de cilinder binnen de perken houdt na het bezwijken. Dit veiligheidsraamwerk is weergegeven in Fig. 3.15.

In diezelfde figuur zijn ook de andere aanpassingen duidelijk. Vooral de nieuwe vorm van de steunpunten valt op. Waar bij de oorspronkelijke opstelling een steunpunt bestond uit een dynamometrische ring, geplaatst op een bout, is het voornaamste onderdeel van de nieuwe steunpunten nu een drukdoos. Deze wijziging werd doorgevoerd daar de bouten waarop de dynamometers geplaatst waren na elke cilinderproef ernstige vervormingen bleken ondergaan te hebben. Daardoor dienden telkens nieuwe bouten vervaardigd te worden. Bovendien was het met die opvatting van de steunpunten niet mogelijk om de positie van de steunpunten te wijzigen in het horizontale vlak. Die mogelijkheid is echter wel gewenst, omwille van twee redenen:

1. De geometrie van de schaalmodellen is nooit perfect, waardoor het soms moeilijk is om alle middellijnen van de verstijfde zones te laten samenvallen met de corresponderende middellijnen van de steunpunten. Door kleine wijzigingen aan te brengen in de positie van de steunpunten wordt dit probleem opgelost.
2. De oorspronkelijke steunpunten waren geplaatst op een cirkel met straal 350 mm, dezelfde straal als de cilinder. De radiale afstand tussen de centrale as van de cilinder en het zwaartepunt van het ondersteunde deel van de verstijfde cilinderwand is groter dan deze 350 mm, nl. ongeveer 355 mm. Het is logischer om de steunpunten te plaatsen op een cirkel



Figuur 3.16: Een detail van een nieuw steunpunt.

met straal 355 mm, want op die manier wordt buiging in het steunpunt vermeden.

Om aan deze wensen te voldoen en de beschreven problemen te vermijden werden nieuwe steunpunten ontworpen. Een voorbeeld van een dergelijk steunpunt is weergegeven in Fig. 3.16. Het steunpunt is met de dikke plaat verbonden door middel van het onderste stalen blok. De boutverbinding tussen deze plaat en het blok is zodanig opgevat dat een zekere positioneringsvrijheid in radiale richting mogelijk is dankzij de radiaal gerichte sleuven in het blok. In dit blok is ook een sleufvormige uitsparing in tangentiële richting aangebracht. Daarin wordt de drukdoos geplaatst en door deze sleuven is het mogelijk om de drukdoos te positioneren op de gewenste plaats. Boven in de drukdoos is een opening gelaten waarin een kogel past. Het steunpunt wordt verder opgebouwd door bovenop deze kogel een steunblok te plaatsen met onderaan een kogelvormige uitsparing. Boven op dit blok wordt dan de cilinder geplaatst en door gebruik van de kogel krijgen we terug een scharnierende ondersteuning. Door het steunblok met zeer dunne staalplaatjes te verhogen krijgen we de mogelijkheid om de krachten in de steunpunten min of meer gelijk te stellen voor de aanvang van de proef. Het gebruik van drukdozen in deze steunpunten maakt het opnieuw mogelijk de kracht in elk steunpunt afzonderlijk registreren.

## 3.5 Het opmeten van de imperfecties

Bij het plooigedrag van cilinderschalen blijkt uit de literatuur dat de imperfecties in de geometrie een zeer grote rol kunnen spelen. Het is daarom noodzakelijk dat deze geometrische imperfecties geïdentificeerd worden vooraleer de bezwijkproef wordt uitgevoerd. Het toestel dat gebruikt werd om de imperfecties op te meten bij de aanvang van het doctoraal onderzoek werd na verloop van tijd vervangen door een nieuw toestel. Beide toestellen zullen in onderstaande besproken worden.

### 3.5.1 De oorspronkelijke toestand

Ook voor het opmeten van de geometrische imperfecties was reeds een toestel ter beschikking dat voordien gebruikt werd om *onverstijfde* cilinderschalen op te meten. Zoals in [5] beschreven, worden deze imperfecties aan de buitenzijde van de cilinderschaal opgemeten met behulp van een roterende arm. Voor de onverstijfde cilinderschalen is het geen probleem om de opmeting aan de buitenzijde te laten verlopen, maar voor onze verstijfde cilinderschalen kan dit wel problemen opleveren, gezien de manier van opmeten contact tussen de cilinderschaal en de verplaatsingsmeter veronderstelt.

De opstelling voor de opmeting bevat een grote horizontale stalen ring (diameter van 2 meter) die rond de proefstand geplaatst is (zie Fig. 3.12). Op deze stalen ring rust een roterend frame. De isostatische ondersteuning van dit frame wordt gerealiseerd door drie armen die onderling verschoven zijn over  $120^\circ$ . Ter plaatse van de contactzone tussen ring en armen werden rollagers aangebracht.

Op één van deze armen is een verticale geleidingsarm geplaatst langswaar een inductieve verplaatsingsmeter een verticale beweging kan uitvoeren. De exacte verticale positie van de meter, samen met de gemeten afstand tot de cilinder, wordt doorgestuurd naar een datalogger en via een PC opgeslagen. Op deze manier kunnen beschrijvenden van de cilinder opgemeten worden. Op de zware stalen ring zijn bovendien 42 referentiepunten aangebracht zodat de geometrie van de cilinder kan bepaald worden door in deze 42 punten de beschrijvende op te meten.

Met deze manier van werken is echter een belangrijk probleem verbonden. De verplaatsingsmeter is geplaatst op het roterend frame, terwijl de cilinder gesteund wordt door de zware horizontale plaat. Het is niet zeker dat de rotaties van het frame samenvalt met de verticale as van de cilinder. Om aan dit probleem te verhelpen werd een massieve aluminium testzuil met zeer grote nauwkeurigheid vervaardigd. Deze testzuil heeft een hoogte van 740 mm, een diameter van 107,5 mm en een bijhorende tolerantie op deze maten van 0,005 mm. Deze zuil wordt voor het opmeten van de cilindervorm centraal op de zware bodemplaat geplaatst en de opmeting van deze zuil dient als calibratie van de meetapparatuur.



### 3.5.2 De aangebrachte wijzigingen

Voor het opmeten van de vorm van de verstijfde cilinderschalen heeft de opstelling zoals uiteengezet in vorig lid een aantal belangrijke nadelen.

- Positionering van de cilinder.

Het is bij de oorspronkelijke opstelling moeilijk om er voor te zorgen dat de centrale as van cilinder samenvalt met de rotatieas van het frame waarop de meetarm bevestigd is. Er bestaan correctieformules om het niet-samenvallen van deze assen te verdisconteren, maar indien één van beide assen bovendien niet verticaal is, dan is het helemaal onmogelijk om betrouwbare resultaten te bekomen.

- De inductieve verplaatsingsmeter.

De inductieve verplaatsingsmeter die in de oorspronkelijke opstelling gebruikt wordt, is een meter die de vorm van de cilinder *aftast*. Er is bij deze meting contact tussen de meter en de cilinder. Daar de cilinder aan de buitenzijde wordt opgemeten, betekent dit dat het in de buurt van de verstijvers moeilijk wordt om metingen te verrichten. Het is nu evenwel zo dat net in de buurt van de verstijvers deze vormonvolmaaktheden belangrijk zijn, gezien het lokale builfenomeen daar verwacht wordt.

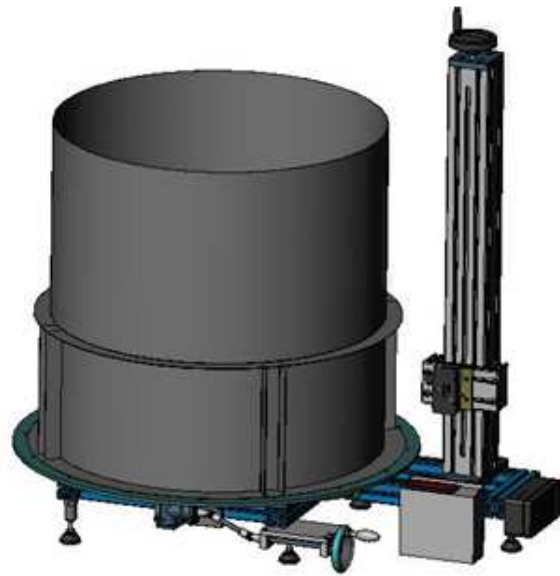
- Het gebruik van een beperkt aantal referentiepunten.

Bij de oorspronkelijke opstelling waren op de zware ring die het roterend frame ondersteunt 42 referentiepunten aangebracht om op die gekende plaatsen beschrijvend van de cilinder te kunnen opmeten. Dit betekent een serieuze beperking voor het opmeten van de vorm van de cilinder en laat enkel toe om een globaal beeld te krijgen van de vorm, terwijl ook lokale imperfecties van belang zijn.

Deze nadelen gaven aanleiding tot de beslissing om over te gaan tot het ontwerp van een nieuw toestel om de vorm van de cilinders voor het beproeven te bepalen. Dit toestel werd ontworpen door Dhr. Rudy Desmet van vakgroep Mechanische Constructie en Productie van de Universiteit Gent en is weergegeven in Fig. 3.17.

Wanneer we de werking van dit toestel overlopen, dan merken we dat de cilinder geplaatst wordt op een grote cirkelvormige horizontale plaat. In de linkerfiguur is de cilinder rechtop geplaatst, maar het is ook mogelijk om het deksel van de proefopstelling op de cilinder te plaatsen en de cilinder omgekeerd op de schijf te zetten. Het deksel kan dan vastgemaakt worden aan de schijf en op die manier er voor zorgen dat de positie van de cilinder bij elke opmeting dezelfde is. De stand van de horizontale schijf is op elk moment gekend door middel van een encoder. De opmeting van de cilinder gebeurt door middel van een laser – een contactloze meting dus – die op een verticale arm geplaatst is. De hoek tussen deze arm en de horizontale schijf is





(a) Het ontwerp



(b) Het toestel

Figuur 3.17: Het nieuwe meetsysteem voor de vorm van de cilinder.

precies  $90^\circ$ , zodat de centrale as van de cilinder en verticale arm parallel zijn. De laser kan op deze verticale as naar boven en beneden bewogen worden zodat samen met de draaibeweging van de horizontale schijf elk punt van de cilinder in principe kan opgemeten worden. Op deze manier worden de tekortkomingen van vorig toestel verholpen.

### 3.6 De experimenten

Met de hier beschreven toestellen werd een reeks experimenten uitgevoerd. De bespreking van de resultaten wordt in een volgend hoofdstuk gegeven. Bijkomend wordt voor elke proef vermeld welke de gebruikte opstelling was en welke vaststellingen aanleiding gaven tot de hier beschreven aanpassingen.

## Hoofdstuk 4

# Resultaten van de cilinderproeven

In vorig hoofdstuk werd alles aangereikt wat nodig was om experimenteel onderzoek naar het lokaal plooi gedrag van verstijfde cilinderschalen op discrete steunpunten uit te voeren. In dit hoofdstuk zullen de uitgevoerde proeven overlopen worden en de resultaten toegelicht.

### 4.1 De uitgevoerde proeven

Tijdens dit doctoraal onderzoek werden doorlopend proeven op schaalmodellen uitgevoerd. Zoals in vorig hoofdstuk werd vermeld, werd vertrokken van een bestaande opstelling waaraan geleidelijk een aantal aanpassingen werden aangebracht. Daardoor kunnen niet alle resultaten van de uitgevoerde proeven even goed met elkaar vergeleken worden. In onderstaande worden de proeven opgesplitst in twee delen: de proeven uitgevoerd op cilinders met de afmetingen zoals samengevat in Tabel 3.1 – Tabel 3.3 enerzijds en de proeven uitgevoerd op cilinders met andere afmetingen anderzijds. Doordat de zoektocht naar de geschikte opstelling en vervaardiging van de cilindermodellen voornamelijk gepaard ging met experimenten op de basiscilinder, werden er meerdere resultaten voor deze nominaal dezelfde cilinderproef bekomen. Nadat tot een geschikte proefopstelling en vervaardiging werd gekomen, werden ook andere afmetingen van de verstijfde cilinder onderzocht. Met deze nieuwe experimenten werd het mogelijk om zich een beter beeld te vormen omtrent de invloed van de verschillende (geometrische) parameters op het mechanisch gedrag van deze lokaal ondersteunde cilinderschalen.

## 4.2 Beproevingen van de basiscilinder

### 4.2.1 Algemeen

Het vertrekpunt van dit doctoraal onderzoek is een verstijfde cilinder op lokale steunpunten met de afmetingen als gegeven in Tabel 3.1 – Tabel 3.3, i.e. de *basiscilinder*. Het mechanisch gedrag van deze cilinder wordt onderzocht met behulp van zowel proeven als numerieke simulaties. De al dan niet aanwezige overeenkomst tussen deze twee componenten van het onderzoek maakt het mogelijk om uitsluitend te geven omtrent de capaciteit van het numerieke model om het werkelijk gedrag van de cilinder te simuleren. Ten einde dit te verwezenlijken, ligt het voor de hand dat meerdere experimenten op de basiscilinder dienen uitgevoerd te worden. Bovendien bleek bij het uitvoeren van deze experimenten zowel de opstelling als de vervaardiging van het schaalmodel voor verbeteringen vatbaar te zijn. Het is evident dat na het uitvoeren van deze aanpassingen een nieuw experiment op nominaal dezelfde cilinder werd uitgevoerd. Dit alles zorgt er voor dat uiteindelijk vijf succesvolle experimenten op nominaal dezelfde cilinder werden uitgevoerd. Dit had ook als voordeel dat hierdoor reeds een beeld kon gevormd worden van de spreiding op de resultaten die inherent is aan het uitvoeren van dergelijke experimenten.

De resultaten van deze vijf experimenten zullen uitvoerig besproken worden in één van de volgende leden. Eerst wordt echter nog informatie gegeven over de verschillende imperfectieclassen zoals die voorkomen in de Eurocode [35]. Vervolgens worden de resultaten van trekproeven op het gebruikte staal voor de cilinderproeven besproken alvorens de eigenlijke resultaten van de experimenten onder de loep te nemen.

### 4.2.2 Imperfecties volgens de Eurocode

Het is ondertussen meerdere malen vermeld in dit werk dat (geometrische) imperfecties aanwezig in schaalconstructies een grote invloed kunnen hebben op het mechanisch gedrag. Het is dan ook evident dat in de Europese normen regels terug te vinden zijn die voorwaarden opleggen aan deze imperfecties, de zogenaamde toleranties. In [35] worden voor schaalconstructies drie kwaliteitsklassen ingevoerd, klasse *A*, *B* en *C*, op basis van de fabricatietoleranties waaraan voldaan is. Ter bepaling van de klasse van de schaal worden vier verschillende types imperfecties in rekening gebracht. Voor de hier besproken modellen voor de proeven, lijken slechts twee van de imperfectietypes relevant:

- *Out-of-Roundness* tolerantie

Bij deze tolerantie wordt gekeken naar de mate waarin de cilinder voldoet aan de cirkelvorm. De klassenbepaling voor deze tolerantie is ge-

Tabel 4.1: Grenzen voor de kwaliteitsklassen op basis van de Out-of-Roundness tolerantie voor onze schaalmodellen

Kwaliteitsklasse	Beschrijving	$U_{r,max}$
Klasse A	Uitstekend	0,012
Klasse B	Hoog	0,017
Klasse C	Normaal	0,026

baseerd op de parameter  $U_r$  die gegeven wordt door:

$$U_r = \frac{d_{max} - d_{min}}{d_{nom}},$$

met

- $d_{max}$  de maximaal opgemeten inwendige diameter;
- $d_{min}$  de minimum opgemeten inwendige diameter;
- $d_{nom}$  de nominale inwendige diameter.

De voorwaarde om tot een bepaalde klasse te behoren wordt dan:

$$U_r \leq U_{r,max}$$

De waarden voor  $U_{r,max}$  die horen bij de verschillende klassen voor een diameter  $d$  gelijk aan 700 mm (wat voor onze schaalmodellen het geval is), zijn gegeven in Tabel 4.1.

- *Dimple* tolerantie

Het bepalen van de kwaliteitsklasse waartoe een schaalmodel behoort op basis van de lokale builen en deuken in de cilinderwand dient te gebeuren op basis van de regels beschreven in [35]. In dit deel van de Eurocode is een procedure uitgewerkt die gebaseerd is op het gebruik van een *meetlatje* met voorgeschreven lengte dat in meerdere richtingen tegen de cilinderwand dient geplaatst te worden. De verhouding van de afstand tussen de schaalwand en het meetlatje ter plaatse van een buil en de lengte van het meetlatje wordt dan gelijk gesteld aan een parameter  $U_0$ . Voor de verschillende klassen is de maximale waarde van deze parameter weergegeven in Tabel 4.2. De voorwaarde om tot een bepaalde klasse te behoren wordt dus ook hier:

$$U_0 \leq U_{0,max}$$

Voor elk van de schaalmodellen waarvan de resultaten in onderstaande zullen besproken worden, zal indien mogelijk aangegeven worden tot welke kwaliteitsklasse het model behoort. Men kan zich echter vragen stellen omtrent de relevantie van deze dusdanig gedefinieerde kwaliteitsklassen gezien de spanningen bij lokaal ondersteunde cilinderschalen sterk variëren in omtrekrichting en dus de positie van de vormfouten ook een grote rol zal spelen.

Tabel 4.2: Grenzen voor de kwaliteitsklassen op basis van de Dimple tolerantie voor onze schaalmodellen

Kwaliteitsklasse	Beschrijving	$U_{0,max}$
Klasse A	Uitstekend	0,006
Klasse B	Hoog	0,010
Klasse C	Normaal	0,016

Tabel 4.3: Waarden voor de 0,2% strekgrens voor beide plaatdiktes (in MPa)

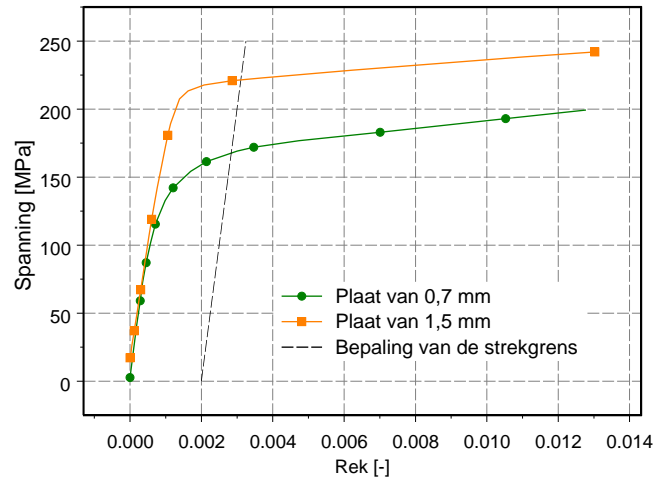
	0,7 mm	1,5 mm
Aanvangswaarde	170	215
Gemiddelde	174,1	220,6

### 4.2.3 Resultaten van trekproeven

Het staal dat gebruikt werd voor de vervaardiging van de verstijfde cilinderschalen werd, zoals vermeld in vorig hoofdstuk, verkregen van de firma SIDMAR NV. Volgens [5] hebben de platen met dikte 0,7 mm een vloeigrens van 174 MPa. Voor de platen van 1,5 mm dikte waren geen gegevens omtrent de vloeigrens van het materiaal aanwezig. Gezien we echter de experimenten willen gebruiken om het numeriek model te valideren, is het belangrijk om een goed idee te hebben omtrent de materiaaleigenschappen van het gebruikte staal. Vandaar werd voor elke cilinderproef een aantal trekproeven op het gebruikte staal uitgevoerd. Een overzicht van de uitgevoerde trekproeven per cilinder is in Bijlage A terug te vinden<sup>1</sup>. Uit de uitgevoerde trekproeven kan telkens een spannings-rek diagram worden bepaald. Daaruit kan de 0,2% strekgrens  $f_{0,2}$  van het materiaal worden afgeleid. Het gemiddelde van de afgeleide strekgrenzen is voor beide plaatdiktes in Tabel 4.3 weergegeven.

In deze tabel is naast de gemiddelde waarde ook een *aanvangswaarde* voor deze strekgrenzen gegeven. Bij de start van het onderzoek waren namelijk slechts een beperkt aantal trekstaven beproefd. Op basis van dit kleine aantal werden dan de strekgrenzen zoals vermeld in Tabel 4.3 aangenomen. Gelet op de redelijke spreiding die aanwezig is op de resultaten van de trekproeven, vormt het geen groot bezwaar om voor het verdere verloop van dit doctoraal onderzoek te werken met deze aanvangswaarden, tenzij andere waarden vermeld worden. De trekproeven leidden ook nog tot de vaststelling dat de werkelijke waarde van de elasticiteitsmodulus dicht in de buurt van 200000 MPa ligt, wat de aanname van deze waarde nog meer aanvaardbaar maakt. Verder wordt ook nog een typisch spannings-rek diagram voor beide plaatdiktes en de afleiding van de bijhorende strekgrens gegeven in Fig. 4.1.

<sup>1</sup>Merk op dat de resultaten voor plaatdikte 1,5mm voor Proef 5 ontbreken.



Figuur 4.1: Voorbeeld spannings-rek diagrammen voor beide plaatdiktes.

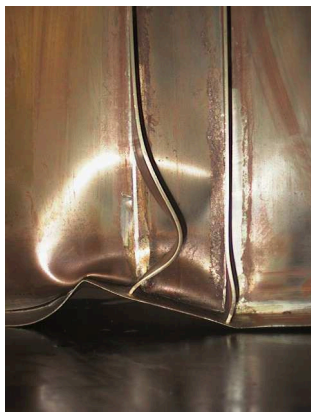
Op basis van deze figuur en de resultaten gegeven in Bijlage A dringt zich de vraag op wat de werkelijke waarde is van deze trekproeven. De resultaten tonen duidelijk aan dat er een niet onbelangrijke spreiding aanwezig is op de strekgrenzen, zelfs voor trekstaven uit dezelfde plaat. Dit betekent dat het materiaal waarover we beschikken duidelijk niet homogeen (noch isotroop) is. Voor de gebruikte materialen kunnen we dus enkel een interval opgeven waarin de strekgrens zich vermoedelijk bevindt.

#### 4.2.4 Resultaten van cilinderproeven

Vijf nominaal dezelfde cilinders werden beproefd. In dit lid zal een overzicht gegeven worden van de kenmerken van deze proeven en de bijhorende resultaten.

##### Proef 1

**Kenmerken** Deze eerste proef werd uitgevoerd voor de aanvang van het doctoraal onderzoek en de resultaten werden reeds beschreven in [59]. De proefopstelling was nog in de oorspronkelijke staat zoals beschreven in vorig hoofdstuk.



Figuur 4.2: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 1.

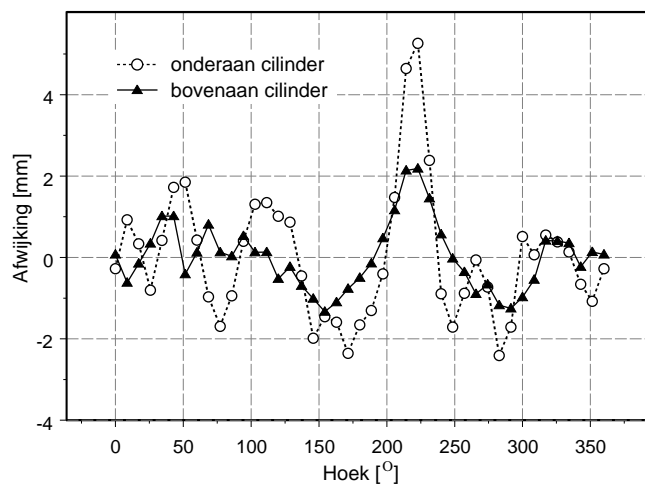
**Bezwijkbelasting** De totale last die op de cilinder was geplaatst bij bezwijken bedroeg 71,5 kN. Het bezwijken trad op boven een steunpunt waar de steunpuntsreactie op dat ogenblik 17,29 kN bedroeg<sup>2</sup>.

**Bezwijkpatroon** Het bezwijkpatroon wordt weergegeven in Fig. 4.2. Op de foto is het deel van de cilinder boven een steunpunt te zien waar de lokale instabiliteit is opgetreden. Het is duidelijk te zien dat zowel de langsverstijvers als de cilinderschaal bezweken zijn. De uitvoerders van de test spraken echter hun twijfel uit omtrent de stevigheid van de gebruikte soldeerverbinding voor de bevestiging van de langsverstijvers aan de cilinderwand. Er werd geopperd dat het bezwijken mogelijks ingeleid werd door het loskomen van de langsverstijvers.

**Imperfectieopmeting** Ten tijde van deze proef was enkel het oude meettoestel voor de opmeting van de geometrische afwijkingen ter beschikking en konden de lokale imperfecties niet voldoende gedetecteerd worden. De resultaten van de opmetingen van twee omtrekken (één bovenaan de cilinder en één onderaan) zijn gegeven in Fig. 4.3. Op de horizontale as van de grafiek is de omtrekspositie van het gemeten punt weergegeven. De middens van de vier steunpunten zijn volgens deze coördinaat gelegen op respectievelijk 0°, 90°, 180° en 270°. Merk op dat het bezwijken optrad boven het steunpunt op een positie van 180°. Uit deze grafiek volgt dat voor de twee gemeten omtrekken de afwijkingen op de straal gelegen zijn in het interval  $[-2,41; 5,26]$  mm. Op basis van deze grafiek kan ook de Out-of-Roundness tolerantie wor-

<sup>2</sup>Merk op dat dit betekent dat de vier steunpuntsreacties op het tijdstip van bezwijken niet identiek waren. De verschillen tussen de reacties traden evenwel pas op bij het naderen van de plooilast.





Figuur 4.3: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 1.

den bepaald<sup>3</sup>. Deze waarde is terug te vinden in Tabel 4.4. Op basis van de bekomen waarde kan gesteld worden dat de cilinder maximaal van kwaliteitsklasse B kan zijn<sup>4</sup>. In deze tabel is de klasse volgende uit de dimple tolerantie niet weergegeven, gezien deze uit de beperkte opmetingen niet kon worden afgeleid.

Tot slot wensen we ook op te merken dat geometrische imperfecties niet de enige onvolmaaktheden zijn die in de proefneming zijn geslopen. Wanneer men Fig. 4.2 kritisch bekijkt, merkt men op dat de indruk die het steunblok nagelaten heeft op de onderring duidelijk aantoont dat de langsverstijvers niet symmetrisch geplaatst waren boven dit steunblok. Deze opstelfout zal natuurlijk ook zijn invloed gehad hebben op het bezwijkgedrag van de cilinder en verklaart vermoedelijk het groter zijn van de buil in de buurt van de linkerlangsverstijver dan deze in de buurt van de rechterlangsverstijver.

<sup>3</sup>Merk op dat in principe het opmeten van slechts twee omtrekken niet voldoende is om de kwaliteitsklasse van een cilinder te bepalen. De klassen die bekomen worden, zijn dan ook slechts indicatief.

<sup>4</sup>Hoewel in [59] voor zover de schrijver dezes weet uitgegaan wordt van dezelfde waarden als deze gepresenteerd in Fig. 4.3, wordt daar geconcludeerd dat  $U_r$  gelijk is aan 0,0098 en de cilinder bijgevolg behoort tot kwaliteitsklasse A.

Tabel 4.4: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 1

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0149	–
Klasse	B	–



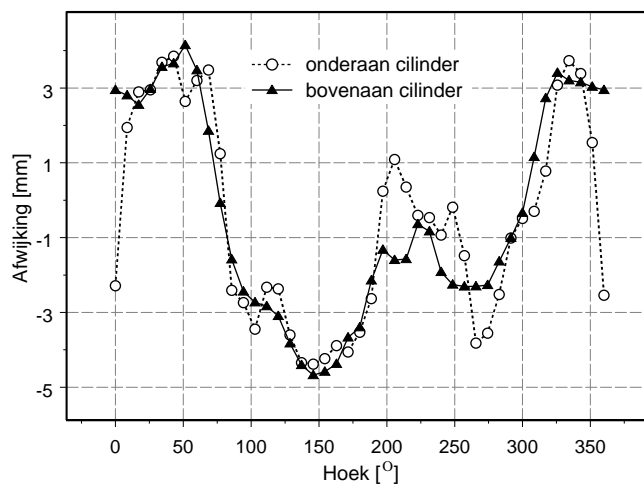
Figuur 4.4: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 2.

## Proef 2

**Kenmerken** Bij het uitvoeren van deze proef werden reeds een aantal wijzigingen doorgevoerd aan de opstelling en aan de manier waarop de cilindermodellen vervaardigd werden. Gelet op de onzekerheid over de sterkte van de soldeerverbinding bij de vorige cilinder, werden de verstijvers ditmaal bevestigd met het nieuwe soldeermateriaal tinzilver. De bovenring werd ook nauwkeuriger vervaardigd via de draadvonktechniek. Tot slot werd de veiligheid van de argeloze toeschouwer verhoogd door het plaatsen van een veiligheidsraamwerk rond de proefopstelling.

**Bezwijkbelasting** Bij deze tweede proef trad het bezwijken op bij een totale last van 76,8 kN. Ter plaatse van het steunpunt waarboven de lokale instabiliteit tot uiting kwam (gelegen op een positie van  $270^\circ$ ), bedroeg de reactiekracht op het tijdstip van bezwijken 18,75 kN.

**Bezwijkpatroon** Wat het bezwijkpatroon betreft (zie Fig. 4.4), bekomen we duidelijk iets totaal anders dan in de eerste proef. Daar traden de builen en deuken op in de verstijfde zone terwijl hier de primaire buil optrad boven de verstijfde zone. Dit werd onmiddellijk gevolgd door secundaire diagonale builen in de verstijfde zone tussen de steunpunten.



Figuur 4.5: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 2.

Tabel 4.5: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 2

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0148	–
Klasse	B	–

**Imperfectieopmeting** Ook tijdens deze proef was nog enkel het oude toestel ter beschikken om de vormonvolmaaktheden op te meten. Bijgevolg wordt voor deze cilinder terug volstaan met het geven van de opmetingen van een omtrek bovenaan en onderaan de cilinder. De resultaten zijn weergegeven in Fig. 4.5. De maximale afwijkingen van de nominale straal zijn ditmaal gelijk aan  $-4,68$  mm en  $4,15$  mm. Een indicatie met betrekking tot de kwaliteitsklasse van de cilinder is gegeven in Tabel 4.5. Opnieuw blijkt de cilinder maximaal van klasse B te kunnen zijn.

### Proef 3

**Kenmerken** Voor de uitvoering van deze nieuwe proef, werden geen extra wijzigingen doorgevoerd in vergelijking met de vorige cilindertest.



Figuur 4.6: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 3.

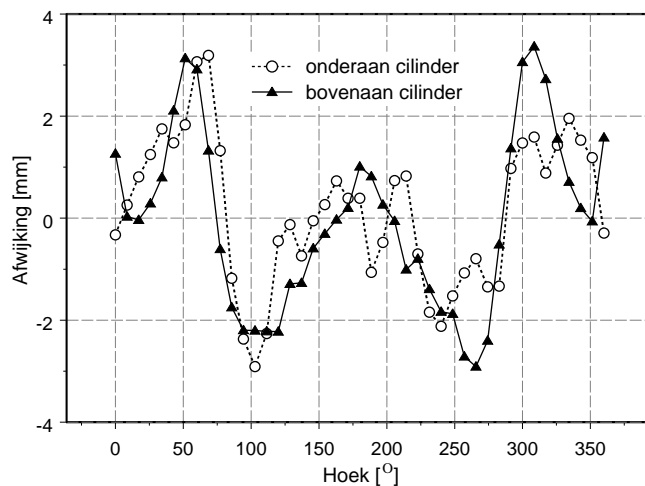
Tabel 4.6: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 3

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0104	–
Klasse	A	–

**Bezwijkbelasting** Het belasten van deze derde cilinder leidde bij een belasting van 83,4 kN tot bezwijken. Op dat ogenblik was de relevante steunpuntsreactie 20,21 kN. Dit steunpunt bevindt zich op de cirkelomtrek op een hoek van 270°.

**Bezwijkpatroon** Het bezwijken van deze cilinder is terug van dezelfde aard als bij de eerste proef. Dit bezwijkpatroon wordt weergegeven in Fig. 4.6. De builen en deuken traden op in de combinatie cilinderwand-langsverstijvers, net boven een steunpunt.

**Imperfectieopmeting** Om een idee te krijgen omtrent de werkelijke vorm van de cilinder werd bovenaan en onderaan opnieuw een omtrek van de cilinder opgemeten. De resultaten van de imperfectieopmeting zijn gegeven in Fig. 4.7. De maximale afwijkingen ten opzichte van de nominale straal liggen ditmaal in het interval  $[-2,91; 3,37]$  mm. Op basis van deze opmetingen werd ook een poging ondernomen om de kwaliteitsklasse met betrekking tot de Out-of-Roundness tolerantie te bepalen. De resultaten zijn weergegeven in Tabel 4.6. Hieruit volgt dat deze cilinder mogelijks wel tot kwaliteitsklasse A behoort.



Figuur 4.7: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 3.

#### Proef 4

**Kenmerken** Ook voor deze vierde proef werden geen extra wijzigingen aan de opstelling of de vervaardiging van de cilindermodellen doorgevoerd. Wel werden bij deze proef reeds pogingen ondernomen om een duidelijker beeld van de optredende vormonvolmaaktheden te krijgen met het oorspronkelijk ter beschikking staande toestel.

**Bezwijkbelasting** De vierde cilinder bezweek bij een totale last van 72,25 kN en een steunpuntsreactie van 18,35 kN ter plaatse van het steunpunt waar het bezwijkfenomeen zich manifesteerde (gelegen op 90°).

**Bezwijkpatroon** Net zoals bij de tweede proef, wordt dit bezwijkfenomeen gekenmerkt door builen in de cilinderwand boven de verstijfde zone, zoals in Fig. 4.8 kan worden gezien. Na het optreden van deze builen treden bijkomend builen op in de verstijfde zone tussen de steunpunten.

**Imperfectieopmeting** Gezien bij voorgaande proeven enkel twee omtrekken werden opgemeten ter bepaling van de vormonvolmaaktheden, konden geen afdoende uitspraken gedaan worden omtrent de kwaliteit van de schaalmodellen. In een poging om dit te verhelpen werd met het beschikbare toestel



Figuur 4.8: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 4.

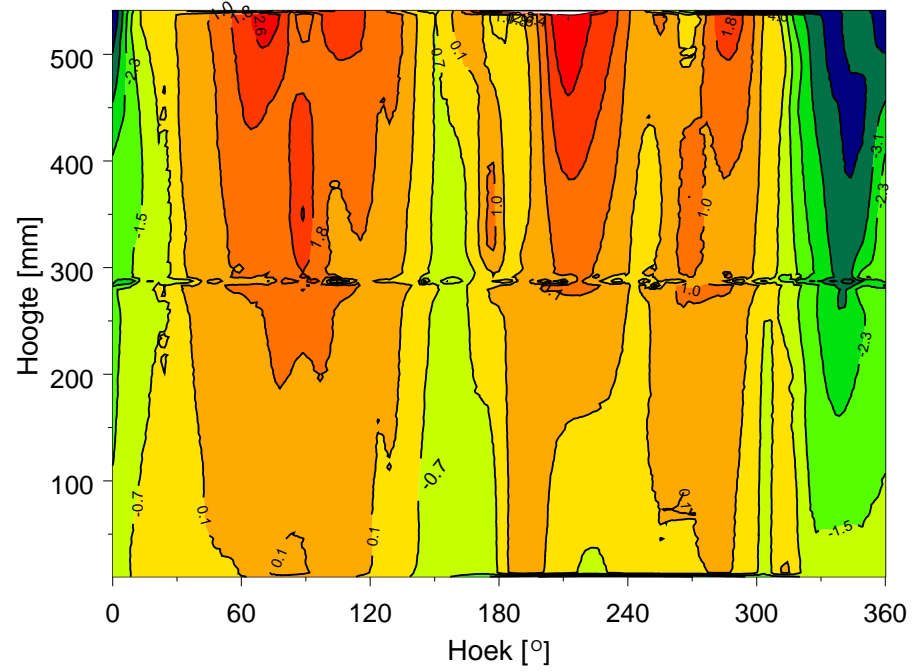
dit nieuwe schaalmodel iets uitvoeriger opgemeten. In de 42 referentiepunten op de grote ring werd telkens een beschrijvende opgemeten. Het geheel van deze meetpunten laat toe om een contourplot te maken die een beeld geeft van de vorm van de cilinderwand. Deze contourplot is in Fig. 4.9 gegeven. Op de horizontale as is de positie van het meetpunt in omtreksrichting weergegeven. De middens van de vier steunpunten zijn volgens deze coördinaat terug gelegen op respectievelijk  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  en  $270^\circ$ . Op de verticale as is de hoogte van het meetpunt aangegeven<sup>5</sup>. De uitwijkingen op de contourplot zijn gegeven in mm. Globaal gezien stelt een rode kleur een grotere straal voor dan de nominale waarde. De blauwe kleur wijst op een kleinere straal.

De opgemeten afwijkingen op de nominale waarde van de straal bevinden zich in het interval  $[-4,78; 3,41]$  mm. Op basis van deze opmetingen kan ook de Out-of-Roundness tolerantie worden gecontroleerd. Zoals vermeld in Tabel 4.7 blijkt deze cilinder te behoren tot kwaliteitsklasse B wat betreft deze tolerantie. Dankzij deze uitgebreidere opmeting van de cilindervorm kan nu ook iets gezegd worden over de dimple tolerantie. Om de grootte van de lokale builen te relateren aan een kwaliteitsklasse, dient gebruik te worden gemaakt van een meetlatje met lengte [35]:

$$l_{gx} = 4\sqrt{rt} = 62,61 \text{ mm.}$$

Dit latje moet worden geplaatst tegen de cilinderwand, zowel in omtreksrichting als in axiale richting. Gelet op het beperkt aantal punten dat in omtreksrichting nauwkeurig kan worden opgemeten, werd dit latje enkel in axiale richting tegen de cilinderwand geplaatst en op basis daarvan werd een indicatie voor de dimple tolerantie parameter  $U_{0x}$  bekomen. Deze waarde is in Tabel 4.7 gegeven en de bijhorende kwaliteitsklasse is aangeduid. De twee kwaliteitsklassen die in deze tabel gegeven zijn, geven aan dat de cilinder maximaal van klasse C kan zijn.

<sup>5</sup>De cilinder is enkel tot een hoogte van 540 mm opgemeten wegens de beperktheden van het toestel.



Figuur 4.9: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 4.

Tabel 4.7: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 4

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0152	0,0121
Klasse	B	C



Figuur 4.10: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 5.

### Proef 5

**Kenmerken** Voor deze laatste proef op de basiscilinder werden opnieuw wat noodzakelijke wijzigingen in de proefopstelling doorgevoerd. Bij deze proef werden voor het eerst de nieuwe steunpunten in de vorm van drukdozen in gebruik genomen. Deze nieuwe vorm van ondersteuning liet toe de steunpunten iets nauwkeuriger te positioneren en van deze mogelijkheid werd dankbaar gebruik gemaakt om de steunpunten te plaatsen op een cirkel met straal gelijk aan 355 mm (zie vorig hoofdstuk). Bijkomend kon vanaf deze proef ook gebruik worden gemaakt van het nieuwe toestel om de vorm van de cilinder op te meten.

**Bezwijkbelasting** De bezwijkbelasting bij deze cilinder was gelijk aan 86,09 kN, terwijl de reactie ter plaatse van het relevante steunpunt 21,38 kN bedroeg. Dit steunpunt bevindt zich op 180°.

**Bezwijkpatroon** Het bezwijkpatroon is opnieuw van die aard dat de eerste builen optreden buiten de verstijfde zone (zie Fig. 4.10) en daarna gevolgd worden door secundaire builen in de verstijfde zone tussen de steunpunten in.



Tabel 4.8: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 5

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0116	0,0363
Klasse	A	-

**Imperfectieopmeting** Bij deze proef werd voor het eerst gebruik gemaakt van het nieuwe opmeettoestel zoals beschreven in vorig hoofdstuk. Dit toestel laat toe om de vorm van de cilinder zeer nauwkeurig en gedetailleerd op te meten, zodat het bepalen van de kwaliteitsklasse van de cilinder nu geen probleem meer vormt. Het resultaat van de opmeting van deze vijfde cilinder met het nieuwe toestel is in Fig. 4.11 weergegeven als een contourplot. Net als in Fig. 4.9 is op de horizontale as de positie in omtreksrichting van het opgemeten punt gegeven. De middens van de vier steunpunten zijn volgens deze coördinaat terug gelegen op respectievelijk  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  en  $270^\circ$ . Op de verticale as is de verticale positie van het meetpunt gegeven. De uitwijkingen op de contourplot zijn gegeven in mm. Globaal gezien stelt een rode kleur een grotere straal voor dan de nominale waarde. De blauwe kleur wijst op een kleinere straal.

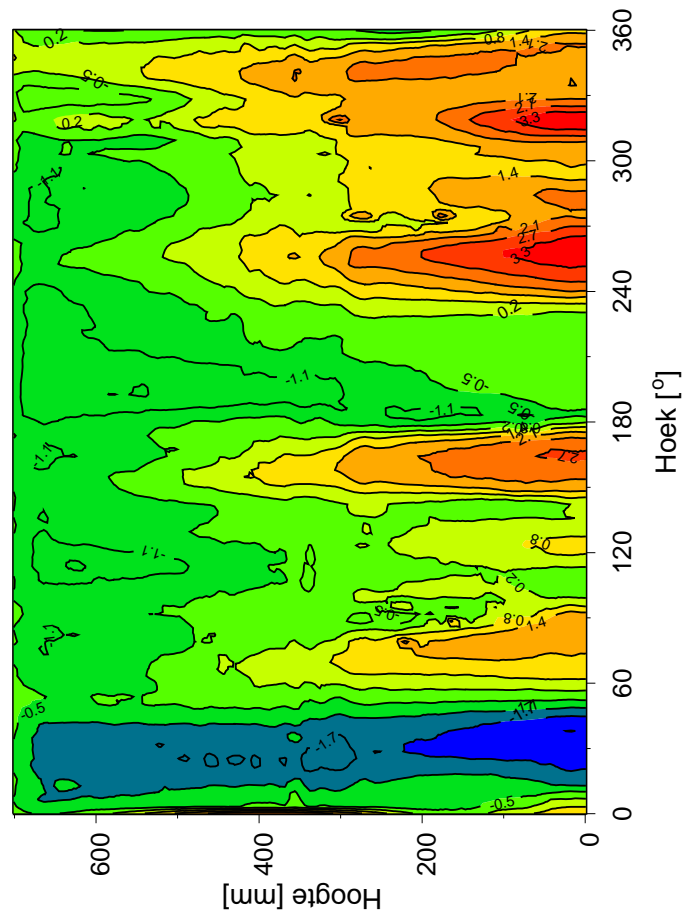
De imperfecties zijn van die aard dat de afwijkingen van de nominale straal gelegen zijn in het interval  $[-2,38; 3,96]$  mm. Uit de metingen kon de kwaliteitsklasse van de cilinder worden bepaald voor zowel de Out-of-Roundness als voor de lokale builen. De resultaten zijn samengevat in Tabel 4.8. Vooral voor de lokale builen blijkt het schaalmodel slecht te scoren: de cilinder valt buiten de toegelaten toleranties. Dit is echter minder dramatisch dan het lijkt omdat de parameter  $U_0$  geen rekening houdt met de positie en de vorm van de lokale buil.

### Vergelijking van de verschillende proeven

Wanneer we de resultaten van deze vijf proeven op een nominaal identieke cilinder nauwkeurig bestuderen, dan blijkt er een grote spreiding aanwezig te zijn op de bekomen bezwijkbelasting per steunpunt  $F_{u,steun}$ . Ook het optredende bezwijkpatroon wijzigt. Ter illustratie zijn de resultaten per proef samengevat in Tabel 4.9.

De mogelijke oorzaken voor deze spreiding op de proefresultaten zijn op het eerste zicht:

- Wijzigingen in de manier waarop een cilinder vervaardigd werd en aanpassingen aan de proefopstelling. Deze vijf cilinderproeven beschrijven in feite de lange weg die afgelegd werd naar een geschikte vervaardiging van de cilinders en een geschikte proefopstelling. De aangebrachte



Figuur 4.11: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 5.

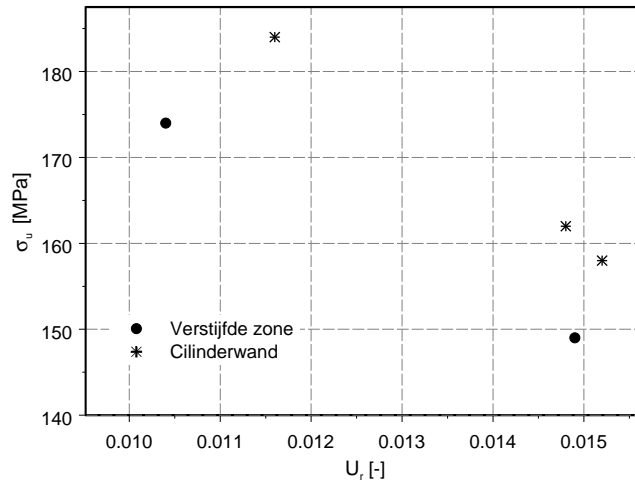
Tabel 4.9: Overzicht van de eerste vijf proeven op nominaal dezelfde cilinders

Proef	$F_{u,steun}$ [kN]	$\sigma_u$ [MPa]	Bezwijkpatroon	Kwaliteitsklasse (Maximaal)
1	17,29	149	Verstijfde zone	B
2	18,75	162	Cilinderwand	B
3	20,21	174	Verstijfde zone	A
4	18,35	158	Cilinderwand	C
5	21,38	184	Cilinderwand	–

wijzigingen die een invloed kunnen hebben op de resultaten zijn bijvoorbeeld:

- het aanwenden van de nieuwe soldeertechniek en de daaruit voortvloeiende betere soldeerverbindingen tussen cilinder en verstijvers.
  - het gebruik van drukdozen als steunpunten die minder vatbaar zijn voor vervormingen dan de oorspronkelijke dynamometrische ringen.
  - de nieuwe opvatting van de steunpunten waardoor deze geplaatst worden op een cirkel met straal 355 mm.
- De aanwezigheid van geometrische imperfecties in het cilindermodel. Zoals vermeld in Hoofdstuk 2 zijn deze vormfouten meestal heel belangrijk voor het gedrag van schaalconstructies en kunnen ze een verklaring vormen voor een deel van de spreiding die inherent aanwezig is bij experimenten op schaalmodellen. Om deze invloed te onderzoeken, werd tijdens de eerste vijf proeven telkens zo goed mogelijk de vorm van de cilinder opgemeten en een kwaliteitsklasse afgeleid. Deze kwaliteitsklassen zijn voor de vijf proeven ook samengebracht in Tabel 4.9. Gelet op de beperkte mogelijkheden die beschikbaar waren bij het oorspronkelijke meettoestel, zijn de meeste van deze kwaliteitsklassen slechts een bovengrens voor de werkelijke klasse. Vooral het bepalen van de kwaliteitsklasse met betrekking tot de lokale builen was niet mogelijk met het oorspronkelijke toestel. Desalniettemin onderzoeken we een mogelijk verband tussen de kwaliteit van de cilinder en de bezwijkbelasting door de bezwijkbelasting per steunpunt uit te zetten in functie van de Out-of-Roundness tolerantie parameter  $U_r$ . Dit is weergegeven in Fig. 4.12.

Deze grafiek toont aan dat lagere waarden van  $U_r$  globaal gezien vergezeld gaan met hogere bezwijkspanningen  $\sigma_u$ . Met andere woorden, als de cirkelvorm van de doorsnede wordt verlaten, daalt de bezwijkspanning, en dit voor beide bezwijkpatronen. Uit de grafiek kunnen we ook opmaken dat cilinders die bezwijken door lokale instabiliteit in de



Figuur 4.12: Mogelijks verband tussen de bezwijkbelasting van een steunpunt en de Out-of-Roundness parameter  $U_r$ .

verstijfde zone bezwijken bij een lagere spanning dan de cilinders die falen door lokale instabiliteit in de cilinderwand boven de bovenste ring bij min of meer gelijke waarde van  $U_r$ . Om te weten of deze gemaakte conclusies algemeen geldig zijn lijken nog extra proeven noodzakelijk.

Dezelfde grafiek voor de dimple tolerantie opstellen heeft geen zin omdat er slechts twee waarden beschikbaar zijn en omdat bij lokale builen de positie en de vorm van de buil ook zeer belangrijk zijn en dit is informatie die niet in de dimple tolerantie parameter is opgenomen.

- Bij het uitvoeren van cilinderproeven sluiten niet enkel onvolmaakt-heden in de vorm van het cilindermodel, maar zijn ook opstelfouten altijd aanwezig bij dergelijke experimenten. Bij deze opstelling is het zeer moeilijk om met grote precisie de cilinder dusdanig te positioneren op de steunpunten dat de twee langsverstijvers telkens net boven het midden van het steunpunt staan. Door de opvatting van de nieuwe steunpunten is het evenwel mogelijk geworden om deze steunpunten ietwat te verplaatsen in het horizontale vlak. Dit zorgt natuurlijk voor een verbetering. Deze was echter niet bij de eerste vier proeven aanwezig. Bijvoorbeeld in Fig. 4.2 is duidelijk te zien dat de symmetrie boven het steunpunt niet aanwezig was. Het is duidelijk dat deze opstelfouten ook een belangrijke invloed op het bezwijkpatroon en de bijhorende bezwijkbelasting kunnen hebben.

- Wanneer we in Tabel 4.9 de waarden van de bezwijkspanning  $\sigma_u$  bekijken, dan merken we op dat deze gemiddelde spanning over het steunpunt bij de meeste proeven de aangenomen vloeigrens voor de plaat van 0,7 mm dikte benadert of zelfs overschrijdt. Het is dan ook duidelijk dat de exacte waarde van de vloeigrens of meer algemeen de materiaaleigenschappen van het gebruikte staal een grote invloed zullen hebben op het bezwijkfenomeen<sup>6</sup>. Zoals reeds vermeld zijn de resultaten van trekproeven samengebracht in Tabel A.1 en A.2 en is er redelijk wat spreiding aanwezig op deze resultaten. Logischerwijze kan deze spreiding ook één van de oorzaken zijn voor de opgetreden spreiding op de proefresultaten.

Niet enkel de bezwijkbelasting bij deze vijf proeven is aan spreiding onderhevig. Tijdens deze proevenreeks zijn ook twee mogelijke bezwijkfenomenen aan het licht gekomen. In onderstaande zullen we deze twee patronen bespreken.

- Verstijfde zone

Bij dit bezwijkfenomeen treedt de lokale instabiliteit op in de verstijfde zone van de cilinder, meer bepaald in het gebied net boven een steunpunt (zie bijvoorbeeld Fig. 4.2). Zoals op de figuur te zien is, vertonen zowel de langsverstijvers als de cilinderwand builen<sup>7</sup>. Hoewel de aanwezigheid van de langsverstijvers er voor moet zorgen dat de plooiweerstand van de cilinder toeneemt, is deze verhoging niet van die aard dat het builen van de verstijfde cilinderwand wordt vermeden door een plooiweerstand die hoger wordt dan deze van de cilinderwand buiten de verstijfde zone.

- Cilinderwand

Dit tweede bezwijkfenomeen dat werd waargenomen tijdens de uitvoering van de cilinderproeven, wordt gekenmerkt door een buil die optreedt in de cilinderwand buiten de verstijfde zone, maar wel boven een steunpunt (zie Fig. 4.4). Bij cilinders die dit bezwijkfenomeen vertonen blijkt de aanwezigheid van de langsverstijvers de plooiweerstand van de verstijfde zone voldoende te verhogen om builen in deze zone te vermijden alvorens de onverstijfde cilinderwand bezwijkt.

Na het optreden van deze primaire buil, volgt meestal een secundaire schuifspanningsbuil in de zone tussen de steunpunten en tussen de ringen (zie Fig. 4.4).

---

<sup>6</sup>Met andere woorden: we hebben niet te maken met een elastisch plooi fenomeen.

<sup>7</sup>Deze zone boven de steunpunten waar de instabiliteit optreedt is trouwens de zone waar de lokale builen zouden optreden indien de cilinder niet verstijfd was en waar in dat geval dan ook de hoogste drukspanningen aanwezig zijn. Het spanningsbeeld bij verstijfde cilinders wordt verder in dit werk nog besproken.

Tabel 4.10: Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 6

Parameter	Symbool	Waarde [mm]
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	50
Hoogte Stringer	$h_s$	100
Dikte Stringer	$t_s$	0,7
Breedte Stringer	$w_s$	25
Interstringer Afstand	$d_s$	24
Breedte van de Bovenring	$w_{ur}$	25
Dikte van de Bovenring	$t_{ur}$	0,7
Breedte van de Onderring	$w_{lr}$	50
Dikte van de Onderring	$t_{lr}$	0,7

Gezien deze twee verschillende bezwijkfenomenen optreden bij proeven op nominaal dezelfde cilinders, kunnen we concluderen dat deze twee bezwijkmoden dicht bij elkaar liggen voor deze afmetingen van de cilinder en zijn verstijvers.

### 4.3 Proeven ter controle van de ontwerpregel

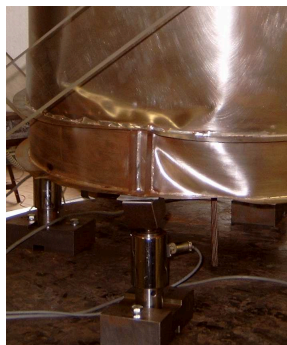
Het is evident dat tijdens de uitvoering van dit doctoraal werk niet enkel verstijfde cilinders met nominaal dezelfde afmetingen werden beproefd. Ook cilinders met andere afmetingen werden onderzocht. Het is evenwel zo dat voornamelijk de afmetingen van de steunpunten en de verstijvers werden gevarieerd, zodanig dat er weinig diende gewijzigd te worden aan de opstelling. De resultaten van deze bijkomende proeven zullen in het verdere verloop van dit werk gebruikt worden als extra validatie van het numerieke model.

In onderstaande wordt terug een overzicht gegeven van de uitgevoerde proeven en hun voornaamste resultaten.

#### Proef 6

**Kenmerken** Bij deze eerste proef met andere afmetingen, werd de breedte van de steunpunten verminderd van 80 mm naar 50 mm. Ook de afmetingen van de langsverstijvers en de ringen werden aangepast. De gewijzigde afmetingen ten opzichte van de basiscilinder zijn weergegeven in Tabel 4.10.

**Bezwijkbelasting** De totale last die op de cilinder aanwezig was bij het bezwijken was 54,38 kN. De steunpuntsreactie ter plaatse van het steunpunt waar de lokale instabiliteit optrad (op positie  $0^\circ$ ) bedroeg 14,05 kN. Dit betekent een gemiddelde bezwijkspanning van 201 MPa boven het steunpunt.



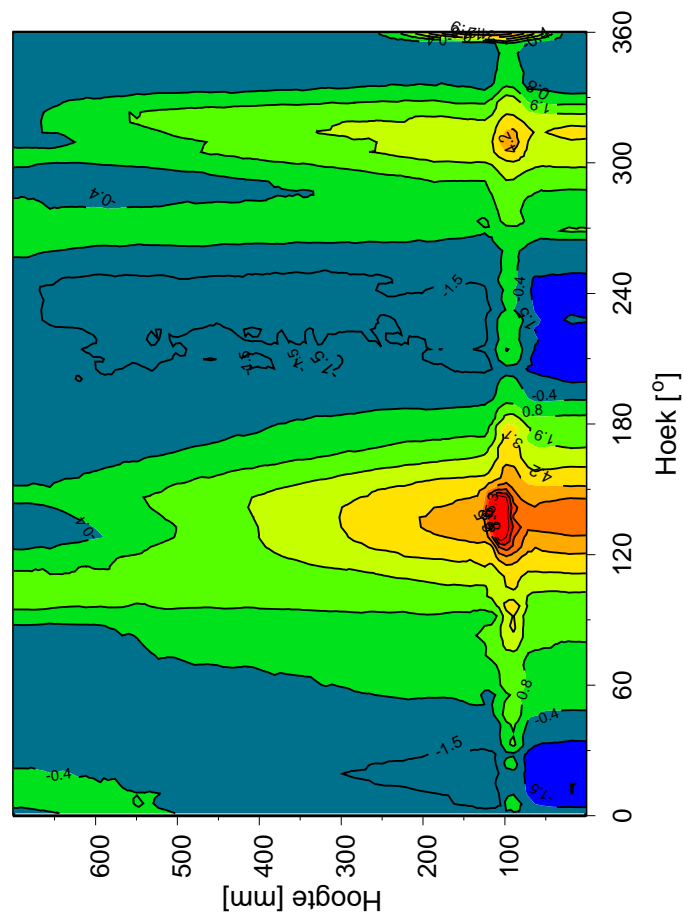
Figuur 4.13: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 6.

**Bezwijkpatroon** Het bezwijkpatroon is weergegeven in Fig. 4.13. Deze foto toont een bezwijken van het type *Cilinderwand*. De primaire buil trad op buiten de verstijfde zone en ondanks de kleinere afstand tussen de twee ringen werd vervolgens toch een schuifspanningsbuil gevormd.

**Imperfectieopmeting** Net als bij de laatste proef op de basiscilinder, werd voor deze proef gebruik gemaakt van het nieuwe toestel om de vormonvolmaaktheden van de cilinder op te meten. De resultaten zijn opnieuw als een contourplot voorgesteld in Fig. 4.14. Opnieuw duiden de rode kleuren zones aan waar de straal van de cilinder groter was dan de nominale waarde, blauwe zones wijzen op een kleinere straal. In de figuur is duidelijk een invloed van de aanwezigheid van de bovenste ringverstijver zichtbaar. Bovendien blijkt er een flinke buil reeds aanwezig op die hoogte tussen  $120^\circ$  en  $150^\circ$ . De steunpunten bevinden zich terug op  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  en  $270^\circ$ . Bijgevolg valt deze buil tussen twee steunpunten in en heeft ze vermoedelijk weinig invloed gehad op het bezwijken, temeer omdat het bezwijken optrad boven het steunpunt bij een hoek van  $0^\circ$ . De oorzaak van deze buil is moeilijk te achterhalen.

Op basis van de resultaten uit Fig. 4.14 kan ook een kwaliteitsklasse van de cilinder worden bepaald. Zowel voor de Out-of-Roundness als voor de lokale builen zijn de resultaten samengevat in Tabel 4.11. Deze resultaten geven aan dat voor de globale vorm van de cilinder de kwaliteitsklasse C nog wordt gehaald, maar dat wat betreft de lokale vormonvolmaaktheden deze cilinder buiten de gedefinieerde kwaliteitsklassen valt. Bijkomend kunnen we nog vermelden dat de afwijkingen op de nominale straal gelegen zijn in het interval  $[-2,70; 8,92]$  mm.

**Bespreking** Bij deze eerste proef op een verstijfde cilinder met andere afmetingen, blijkt dat we een bezwijkfenomeen bekomen dat ook optreedt bij het beproeven van de basiscilinder. Doordat we de breedte van de steunpunten



Figuur 4.14: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 6.



Tabel 4.11: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het schaalmodel voor Proef 6

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0195	0,0609
Klasse	C	-

verkleind hebben, is het evident dat dit bezwijken optreedt bij een belasting die duidelijk lager is dan deze van de vorige proeven. Wanneer we echter de bezwijkspanning bekijken, dan bekomen we de hoogste waarde tot nu toe. Dit is opnieuw een indicatie dat de relatief grote buil in de onbeproeft cilinder weinig invloed gehad heeft. Dit kan echter onmiddellijk genuanceerd worden, gezien in de literatuur wordt beschreven dat de plooi spanning bij onverstijfde cilinders op lokale steunpunten stijgt wanneer de steunpuntsbreedte daalt [18].

#### Proef 7

**Kenmerken** Voor deze zevende proef werden net als bij vorige proef afmetingen van de verstijfde cilinder genomen die verschillen van deze van de basiscilinder. De afwijkende waarden zijn samengebracht in Tabel 4.12. Ten opzichte van vorige proef is enkel de lengte van de langsverstijvers groter genomen. Bij vorige proef was de plooiweerstand van de verstijfde zone namelijk groot genoeg om lokale instabiliteit in deze zone te vermijden. Door het verhogen van de lengte van de langsverstijvers daalt deze plooiweerstand en bij een bepaalde hoogte zal het builpatroon veranderen en van het type *Verstijfde zone* worden. Om te onderzoeken of deze theorie klopt, wordt de lengte van de langsverstijvers bij deze proef verhoogd.

Bij vorige proef bleek een flinke buil aanwezig te zijn in de verstijfde cilinder. Om wat meer informatie te bekomen omtrent de oorzaak van de vormonvolmaaktheden, werd bij deze proef het cilindermodel reeds opgemeten vooraleer de verstijvers aan de cilinderwand werden gesoldeerd. Na het solderen werd het cilindermodel terug opgemeten.

**Bezwijkbelasting** Door het belasten van de cilinder trad een bezwijken op bij een belasting van 54,93 kN. Dit bezwijken werd gekarakteriseerd door builen boven het steunpunt op een hoek van  $180^\circ$ . De steunpuntsreactie ter plaatse van dit steunpunt bedroeg ten tijde van het bezwijken 13,95 kN. Dit komt overeen met een gemiddelde plooi spanning ter plaatse van het steunpunt van 199 MPa.

Tabel 4.12: Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 7

Parameter	Symbool	Waarde [mm]
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	50
Hoogte Stringer	$h_s$	167
Dikte Stringer	$t_s$	0,7
Breedte Stringer	$w_s$	25
Interstringer Afstand	$d_s$	24
Breedte van de Bovenring	$w_{ur}$	25
Dikte van de Bovenring	$t_{ur}$	0,7
Breedte van de Onderring	$w_{lr}$	50
Dikte van de Onderring	$t_{lr}$	0,7



Figuur 4.15: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 7.

**Bezwijkpatroon** Zoals gehoopt, is het bezwijkpatroon bij deze cilinderproef van het type *Verstijfde zone*. Dit bezwijkpatroon is voorgesteld in Fig. 4.15 en blijktbaar situeert de buil zich in de cilinderwand en de langsverstijvers in een zone onmiddellijk boven het steunpunt.

**Imperfectieopmeting** Wanneer we de resultaten van de imperfectieopmetingen bij de vorige proeven beschouwen, dan merken we dat onze cilindermodellen vaak slecht scoren wat betreft de kwaliteitsklassen zoals gedefinieerd in de Eurocode. In een poging om een iets duidelijker idee te kunnen vormen omtrent de oorzaak van deze relatief grote vormfouten, werd bij dit schaalmodel de vorm opgemeten voor het aanbrengen van de verstijvers. Na het solderen werd de vorm opnieuw opgemeten. Een vergelijking van deze twee beelden zal zodoende extra informatie opleveren.

De opmeting van de onverstijfde cilinder leidde tot de contourplot die in Fig. 4.16 is gegeven. Hoewel de grootste afwijkingen van de nominale cilinderstraal zich onderaan de cilinder bevinden, kan toch gezegd worden dat de afwijkingen in min of meer verticale stroken voorkomen en dus vooral een invloed zullen hebben op de Out-of-Roundness parameter. De afwijkingen op

Tabel 4.13: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het *onverstijfde* schaalmodel voor Proef 7

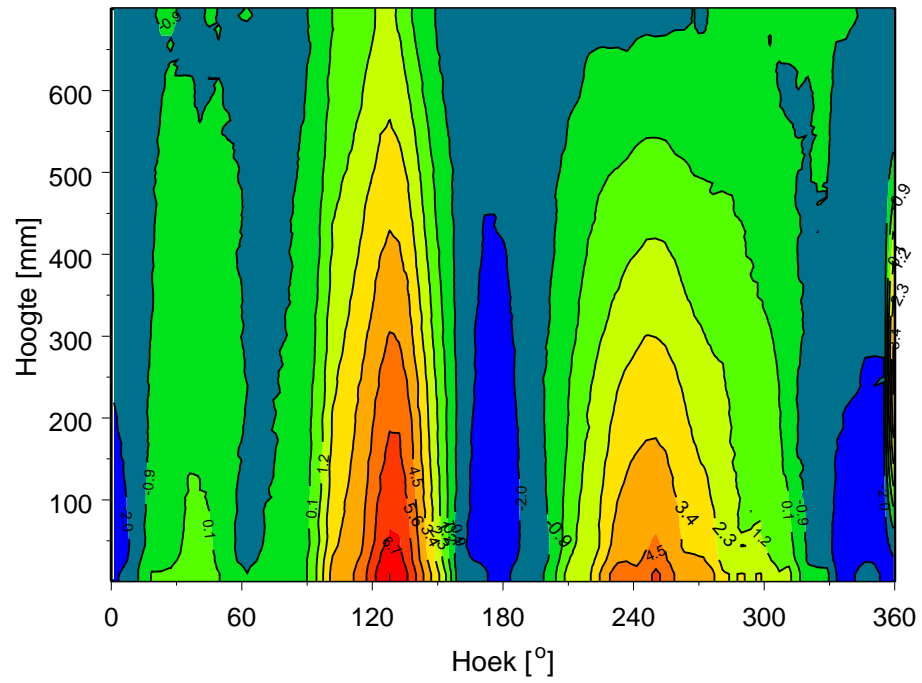
	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0212	0,0152
Klasse	C	C

de nominale straal zijn gelegen in het interval  $[-3,15; 7,76]$  mm. Wat betreft de kwaliteitsklassen waartoe deze cilinder in onverstijfde vorm behoort, zijn de waarden samengevat in Tabel 4.13. De cilinder behoort in deze toestand dus tot kwaliteitsklasse C.

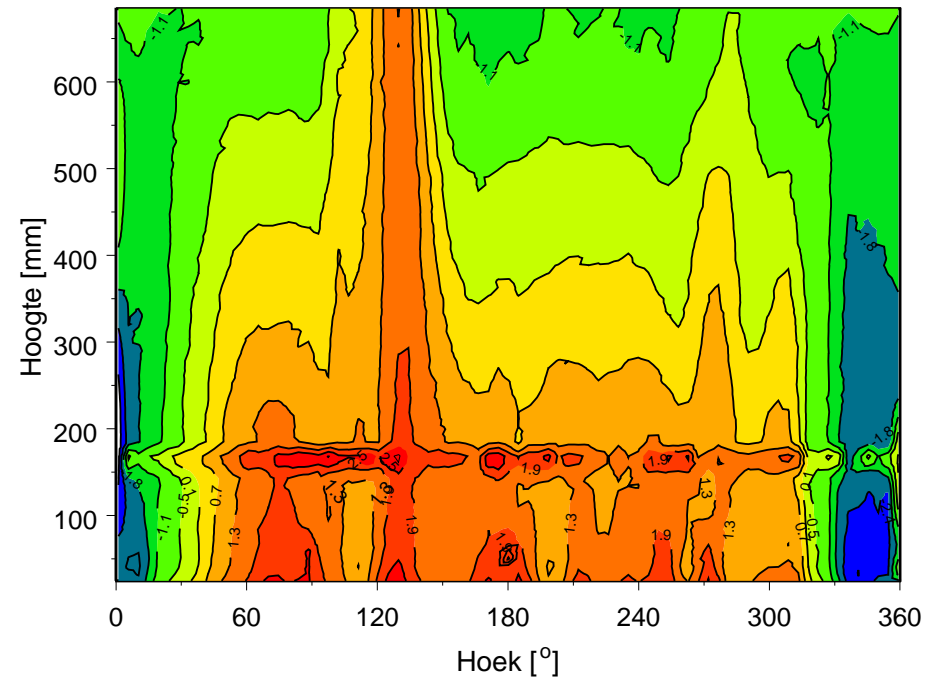
Nadat de langsverstijvers en de ringverstijvers door het soldeerproces aan de cilinder werden bevestigd, werd de cilinder opnieuw opgemeten. De resultaten zijn andermaal als een contourplot voorgesteld en deze is weergegeven in Fig. 4.17. Zoals altijd wijzen de rode kleuren op een straal die groter is dan de nominale waarde, de blauwe zones geven aan dat de straal daar lokaal kleiner is dan de gewenste waarde. Bij vergelijking van Fig. 4.16 en Fig. 4.17 moet evenwel opgepast worden, gezien de exacte waarden die met de kleurgrenzen overeenstemmen niet voor beide figuren dezelfde zijn. Toch kunnen we uit Fig. 4.17 opmaken dat de verticale zones, waarvan sprake bij de onverstijfde cilinder, hier nog altijd – weliswaar in een iets mindere mate – aanwezig zijn. Het solderen van de bovenring en de langsverstijvers aan de cilinderwand heeft echter een grote impact gehad op de lokale waarden van de straal ter plaatse van deze soldeerposities. Merk op dat de steunpunten zich terug bevinden op  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  en  $270^\circ$ .

De maximale afwijkingen op de nominale straal zijn na het solderen gelegen in het interval  $[-3,04; 3,97]$  mm, wat dus een kleiner interval is dan bij de onverstijfde cilinder. De kwaliteitsklassen werden opnieuw bepaald en zijn weergegeven in Tabel 4.14. Uit de vergelijking van deze waarden met deze uit Tabel 4.13 blijkt dat de kwaliteit van de cilinder wat betreft de globale vorm is toegenomen. Het aanbrengen van de langsverstijvers en vooral de ringverstijvers heeft er klaarblijkelijk voor gezorgd dat de cirkelvorm beter wordt gegarandeerd. Wanneer de kwaliteit inzake de lokale vormfouten wordt vergeleken, dan blijkt ditmaal dat het solderen een nadelige invloed gehad heeft op de kwaliteit. Het is zelfs zo dat de verstijfde cilinder terug buiten de gedefinieerde kwaliteitsklassen valt.

**Bespreking** Het verschil tussen deze proef en de vorige proef was de hogere waarde van de langsverstijverhoogte. Zoals verwacht zorgden deze langere verstijvers er voor dat het bezwijkfenomeen veranderde. De kortere langsverstijvers waren in staat om het builen buiten de verstijfde zone te houden, maar deze langere stringers niet meer. De bezwijkspanning is voor beide proeven



Figuur 4.16: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7 voor het bevestigen van de verstijvers.



Figuur 4.17: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7 na het bevestigen van de verstijvers.

Tabel 4.14: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het *verstijfde* schaalmodel voor Proef 7

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0093	0,0523
Klasse	A	-

Tabel 4.15: Gewijzigde afmetingen van de verstijfde cilinder bij Proef 8

Parameter	Symbool	Waarde [mm]
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	70
Hoogte Stringer	$h_s$	300
Dikte Stringer	$t_s$	1,5
Breedte Stringer	$w_s$	25
Interstringer Afstand	$d_s$	34
Breedte van de Bovenring	$w_{ur}$	25
Dikte van de Bovenring	$t_{ur}$	1,5
Breedte van de Onderring	$w_{lr}$	50
Dikte van de Onderring	$t_{lr}$	1,5

echter redelijk gelijkaardig.

Bij deze proef werd ook onderzocht wat de invloed van het solderen op de vormonvolmaaktheden is. Op basis van dit onderzoek vermoeden we dat de globale vorm – gekenmerkt door de parameter  $U_r$  – voornamelijk wordt bepaald door het rolprocédé, terwijl de lokale builen van de cilinder sterk beïnvloed worden door het solderen en de manipulaties van de cilinder tijdens dit soldeerproces.

### Proef 8

**Kenmerken** Deze achtste proef heeft terug afmetingen die afwijken van de basiscilinder. De wijzigingen zijn samen gebracht in Tabel 4.15. Zo kunnen we zien dat de steunpuntsbreedte in plaats van 80 mm ditmaal slechts 70 mm bedraagt. De lengte van de langsverstijvers is toegenomen tot 300 mm. Verder hebben alle verstijvers een dikte van 1,5 mm en een breedte van 25 mm.

Bij vorige proef werd voor het eerst de vorm van de cilinder opgemeten vooraleer de verstijvers aan de cilinderwand werden bevestigd. Voor deze proef werd dit opnieuw gedaan, teneinde een idee te krijgen omtrent de oorzaak van de vormonvolmaaktheden.



Figuur 4.18: Een detail van de bezweken cilinder bij Proef 8.

Tabel 4.16: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het *onverstijfde* schaalmodel voor Proef 8

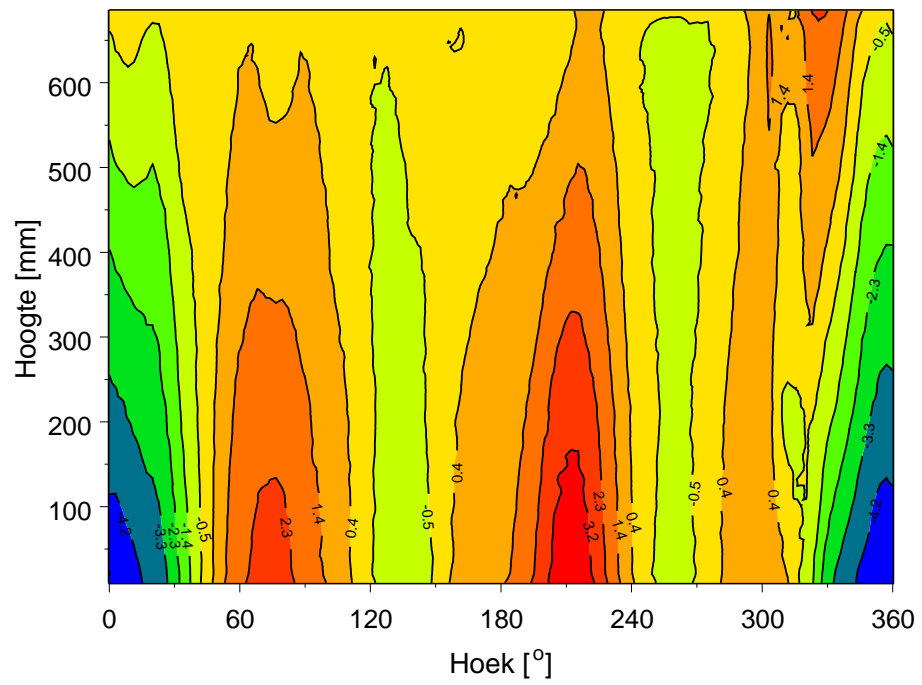
	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0098	0,0144
Klasse	A	C

**Bezwijkbelasting** De bezwijkproef op dit cilindermodel gaf een bezwijkbelasting van 82,77 kN. Het builenpatroon trad op boven het steunpunt op een hoek van  $270^\circ$ . Ter plaatse van dit steunpunt bedroeg de reactie op het tijdstip van bezwijken 20,44 kN, wat overeenstemt met een gemiddelde plooispanning van 164,8 MPa.

**Bezwijkpatroon** Het bezwijkpatroon dat bij deze cilinderproef optrad was van het type *Cilinderwand*. Het patroon is voorgesteld in Fig. 4.18.

**Imperfectieopmeting** Net als bij vorige cilinderproef werd voor het solderen van de verstijvers aan de cilinderwand de vorm van de cilinder reeds opgemeten. De resultaten van deze opmeting zijn als een contourplot in Fig. 4.19 weergegeven. Opnieuw bevinden de grootste afwijkingen van de cirkelvorm zich onderaan, maar terug kan in de contourplot gezien worden dat de afwijkingen min of meer in verticale stroken voorkomen. De afwijkingen op de nominale straal zijn gelegen in het interval  $[-5,11; 4,12]$ . De kwaliteitsklassen voor deze onverstijfde cilinder werden bepaald en aangegeven in Tabel 4.16. De cilinder in onverstijfde toestand behoort dus tot kwaliteitsklasse C.

Na het bevestigen van de verstijvers aan de cilinderwand werd de vorm van de cilinder opnieuw opgemeten. De resultaten van deze opmeting zijn weergegeven in Fig. 4.20. Vergelijken we deze figuur met de resultaten voor



Figuur 4.19: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8 voor het bevestigen van de verstijvers.



Tabel 4.17: Bepaling van de kwaliteitsklasse van het *verstijfde* schaalmodel voor Proef 8

	Out-of-Roundness tolerantie	Dimple tolerantie
Parameterwaarde	0,0201	0,0644
Klasse	C	-

de onverstijfde cilinder (Fig. 4.19), dan merken we dat de globale vorm min of meer behouden is gebleven. De grootste afwijkingen van de nominale straal bevinden zich terug onderaan, terwijl de wand globaal gezien onderverdeeld is in verticale stroken. Bij de verstijfde cilinder zijn echter heel wat lokale builen en deuken bijgekomen.

De maximale afwijkingen op de nominale straal zijn nu gelegen in het interval  $[-4,07; 4,57]$ . De kwaliteitsklassen horende bij deze verstijfde cilinder werden bepaald en zijn gegeven in Tabel 4.17. Wat betreft de Out-of-Roundness, is door het solderen de kwaliteit gedaald, maar niet zo spectaculair als daling van de cilinderkwaliteit op gebied van de lokale vormonvolmaaktheden. Deze is zo sterk gedaald dat de cilinder terug buiten de gedefinieerde kwaliteitsklassen valt.

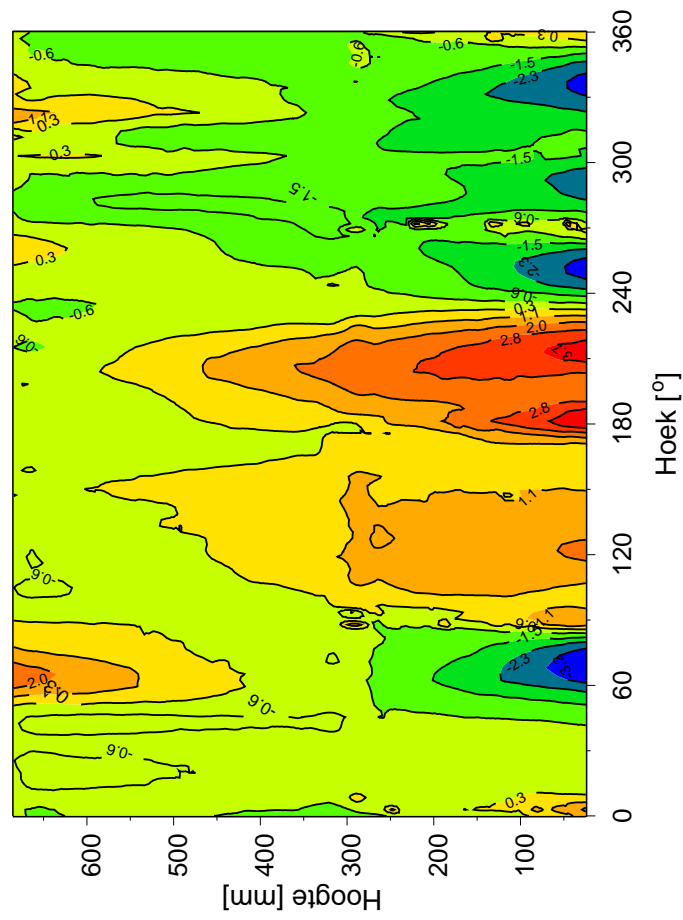
**Bespreking** Deze derde proef op een cilinder met afmetingen afwijkend van de basiscilinder gaf aanleiding tot een bezwijken in de onverstijfde cilinderwand boven de bovenste ringverstijver. De bezwijkspanning bij deze afmetingen is duidelijk lager dan de bezwijkspanning bij proeven 6 en 7.

Bij deze proef werd terug de vorm van de cilinder zowel voor als na het solderen van de verstijvers opgemeten. Opnieuw komen we tot de vaststelling dat de aanwezigheid van lokale vormonvolmaaktheden sterkt stijgt door het solderen. Ditmaal daalde ook de kwaliteit van de globale vorm door het solderen, hoewel het rollen vermoedelijk toch een grote invloed heeft op deze Out-of-Roundness van de cilinder.

## 4.4 Bemerkingen

In dit hoofdstuk zijn de resultaten van de experimenten beschreven. Deze experimenten werden opgedeeld in twee grote groepen: de beproevingen van de basiscilinder en de proeven ter controle van de ontwerpregel.

De proeven op de basiscilinder hebben aangetoond dat in de resultaten een niet onbelangrijke spreiding terug te vinden is. Deze spreiding heeft zowel betrekking op de bezwijkbelasting als op het bezwijkpatroon. Dit is niet geheel verwonderlijk, gezien van schaalconstructies geweten is dat imperfecties een grote rol spelen. Bijkomend wordt ook geconcludeerd dat de twee



Figuur 4.20: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8 na het bevestigen van de verstijvers.

optredende bezwijkmodes zeer dicht bij elkaar liggen voor de afmetingen van de basiscilinder. Dit is een observatie die verder in dit werk nog terug komt bij de bespreking van de invloed van de geometrische parameters aan de hand van numerieke simulaties.

Voor de proeven ter controle van de ontwerpregel, werden drie cilinders met verschillende afmetingen beproefd. Voor deze proeven stond de proefopstelling reeds op punt. Daardoor werd voor het beproeven van elk van deze schaalmodellen de vorm exact geregistreerd. Dit zal verder in dit werk nog essentieel blijken te zijn voor de validatie van het numerieke model.

Deze reeks experimenten heeft aangetoond dat er twee fundamenteel verschillende bezwijkpatronen kunnen optreden voor de verstijfde cilinders. Afhankelijk van de imperfecties en de afmetingen komt het ene dan wel het andere bezwijkpatroon voor in een proef.



## Hoofdstuk 5

# Het numerieke model

Zoals in een vorig hoofdstuk vermeld werd, is het onderzoek opgebouwd uit numerieke simulaties in combinatie met experimenten op schaalmodellen. In dit hoofdstuk wordt de ontwikkeling van het numerieke model beschreven. Tevens wordt elk aspect van dit model vergeleken met andere relevante numerieke modellen in de literatuur. Tot slot worden de resultaten gegeven van een aantal typeberekeningen zoals vermeld in de Eurocode.

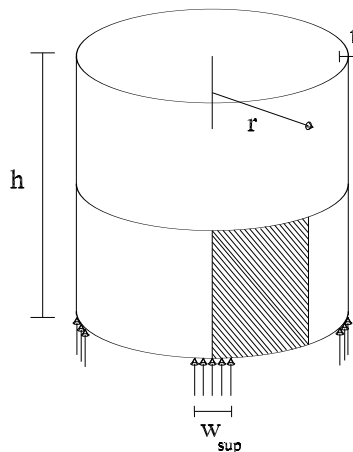
### 5.1 Algemeen

Het doel van dit doctoraal onderzoek is het opstellen van ontwerpregels voor lokaal ondersteunde en verstijfde cilinderschalen, onderworpen aan axiale belastingen. Opdat deze regels kunnen opgesteld worden, dient de invloed van een aantal parameters op het bezwijkgedrag onderzocht te worden. Deze parameterstudies werden uitgevoerd aan de hand van numerieke simulaties in combinatie met een select aantal experimenten op schaalmodellen ter validatie. Voor de numerieke simulaties wordt gebruik gemaakt van het commerciële eindige elementen pakket ABAQUS [21], meer bepaald van versies 6.2.1, 6.3.1 en 6.4.1. In dit hoofdstuk wordt het opstellen van het numerieke model voor de simulaties besproken. In eerste instantie werd ervaring met ABAQUS opgedaan door het modelleren van een *onverstijfde* cilinderschaal op lokale steunpunten en de resultaten van enkele berekeningen te valideren aan de hand van het doctoraat van Guggenberger [13]. Na deze stap werd overgegaan tot het modelleren van een cilinderschaal met ringen en langsverstijvers met als initiële doel de experimenten op schaalmodellen op een zo getrouw mogelijke manier numeriek te simuleren.

## 5.2 De onverstijfde cilinderschaal

### 5.2.1 Het numerieke model ontwikkeld door Guggenberger

In het doctoraat van W. Guggenberger [13] wordt het mechanisch gedrag van onverstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten onderzocht. Daartoe wordt gebruik gemaakt van een numeriek model dat ontwikkeld werd met het eindige elementenprogramma ABAQUS<sup>1</sup>. De cilinder die beschouwd wordt, rust op vier steunpunten. De symmetrie van de geometrie laat toe om het model te beperken tot een segment van  $45^\circ$ . De invloed van de overige  $315^\circ$  wordt in rekening gebracht door symmetrie randvoorwaarden langs de meridionale randen. Het model wordt nog bijkomend gereduceerd door symmetrie ten opzichte van een horizontaal vlak op halve cilinderhoogte te veronderstellen. Het deel van de cilinder dat effectief gemodelleerd wordt, is in Fig. 5.1 gearceerd.



Figuur 5.1: Het deel van de onverstijfde cilinder dat door Guggenberger werd gemodelleerd.

De axiale last wordt onderaan het model ter plaatse van het halve steunpunt ingeleid. Deze inleiding is van die aard dat een uniforme axiale spanning over het steunpunt wordt gerealiseerd (er wordt dus een *soepele ondersteuning* ondersteld, cf. infra). Voor de volledige onderrand worden tot slot de radiale en omtreksverplaatsingen verhinderd om de invloed van een zware ring te modelleren. Zo'n ring is in een praktische siloconstructie meestal aanwezig bij de overgang tussen cilinder en kegel.

Voor de numerieke simulaties gebruikte Guggenberger twee mogelijke ele-

<sup>1</sup>Met dit model werden de reeds eerder vermelde ontwerpregels (2.3) – (2.9) opgesteld.

Tabel 5.1: Afmetingen van de onverstijfde cilinder

Cilinderparameter	Symbool	Waarde [mm]
Straal Cilinder	$r$	5000
Dikte Cilinderwand	$t$	10
Hoogte Cilinder	$h$	10000
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	1963,5

mentennetten (*meshes*): het ene model had lineaire schaalementen, het andere kwadratisch schaalementen. Voor beide modellen was de mesh fijn in de buurt van het (halve) steunpunt en ruwer in zones verder verwijderd van dit steunpunt.

### 5.2.2 Narekenen van de onverstijfde cilinder

In [13] staan voor verschillende onverstijfde cilinders op lokale steunpunten de resultaten van numerieke simulaties beschreven. Slechts één van de vermelde cilindergeometrieën wordt hier nagerekend, nl. deze met de afmetingen van Tabel 5.1.

Voor een cilinder kan een soort geometrische slankheid ingevoerd worden door de verhouding te nemen van de straal en de wanddikte. Voor deze cilinder is de verhouding  $r/t = 500$ , wat een normale waarde is voor een dunwandige cilinder<sup>2</sup>. Voeren we ook als parameter de ondersteuningsproportie  $\mu$  in zoals gedefinieerd door Guggenberger (*support width ratio*):

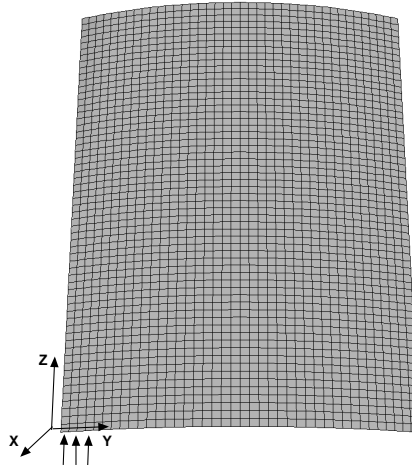
$$\mu = \frac{n_{sup} \cdot w_{sup}}{2\pi r} = 0,25 \quad (5.1)$$

met  $n_{sup} = 4$  het aantal steunpunten, dan merken we dat deze cilinder ondersteund is over  $1/4^e$  van de onderrand. In ons eigen model voeren we de materiaaleigenschappen in zoals die in [13] voorkomen: we werken met ideaal elastisch-plastisch staal met een vloeigrens van 235 MPa, een elasticiteitsmodulus van 206000 MPa en een getal van Poisson gelijk aan 0,3.

Het numerieke model met deze eigenschappen is voorgesteld in Fig. 5.2. Op deze figuur is ook de mesh te zien. De gebruikte elementen zijn kwadratische schaalementen met gereduceerde integratie en slechts vijf vrijheidsgraden per knoop (S8R5). De fijnheid van de mesh is overal dezelfde en met voldoende dichtheid. Om tijd te sparen werd voor deze initiële studie geen uitvoerig onderzoek naar de optimale mesh uitgevoerd.

Op dit model werden ook randvoorwaarden toegepast. De symmetrievoorwaarden voor de longitudinale randen werden in rekening gebracht door de voorwaarde  $V = \varphi_x = \varphi_z = 0$ . Ook aan de bovenrand van het model

<sup>2</sup>Een cilinder met een verhouding  $r/t$  in het interval 100 – 2000 wordt meestal als dunwandig beschouwd, cf. [44].



Figuur 5.2: Het model in ABAQUS van de onderstijfde cilinderschaal.

wordt symmetrie verondersteld via de voorwaarde  $W = \varphi_x = \varphi_y = 0$ . De randvoorwaarden voor de volledige onderrand zijn  $U = V = \varphi_z = 0$ , waarmee de invloed van een zware onderring gemodelleerd wordt. Dit model wordt belast door het aanbrengen van een uniforme lijnlast ter plaatse van het ondersteunde deel van de onderrand.

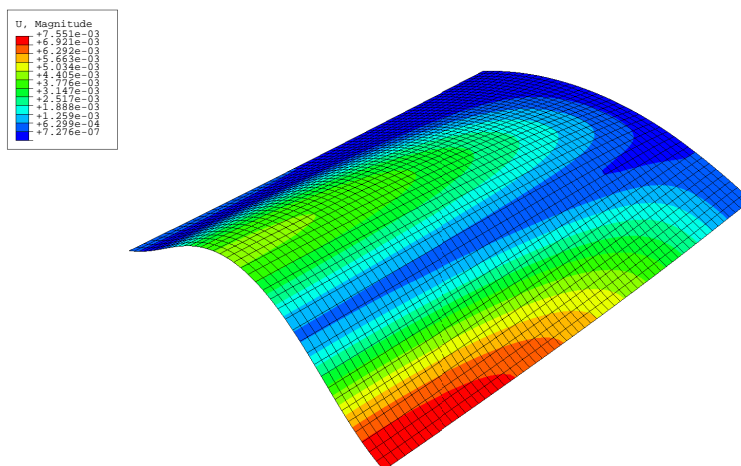
### 5.2.3 Resultaten

Met dit numerieke model werden een aantal analyses van de lokaal ondersteunde cilinder uitgevoerd. In dit lid worden de resultaten van deze analyses en de overeenkomst met de resultaten uit het doctoraat van Guggenberger toegelicht.

#### Lineaire analyse

In eerste instantie werd het lineaire gedrag van de cilinder onderzocht. Daartoe werd een zowel geometrisch als materiaal lineaire berekening doorgevoerd. De waarde van de uniforme lijnlast is zodanig gekozen dat per steunpunt een kracht van  $750kN$  in de cilinder wordt geleid (of een belasting van  $375kN$  voor het model). Deze belasting zorgt voor een vervorming van de cilinder. Deze vervorming is voorgesteld in Fig. 5.3. In deze figuur is het model van Fig. 5.2 zichtbaar, maar ditmaal op zijn zijde geplaatst, zodat het steunpunt zich bevindt in de rechterbovenhoek. Deze voorstellingswijze zal in dit werk consequent gebruikt worden. In Fig. 5.4 en Fig. 5.5 is het verloop van de





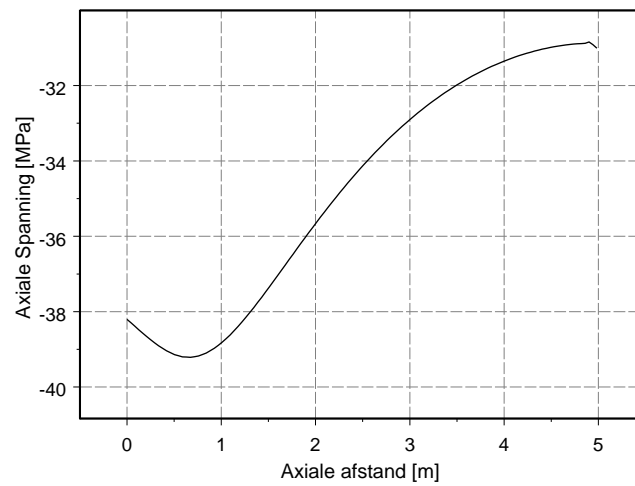
Figuur 5.3: De vervorming van de cilinder bij een lineaire analyse.

axiale spanningen gegeven, respectievelijk langs de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt en langs de bovenrand van het model. De radiale verplaatsingen van het model zijn terug te vinden in Fig. 5.6 en Fig. 5.7, waar het verloop terug gegeven is voor respectievelijk de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt en de bovenrand van het model.

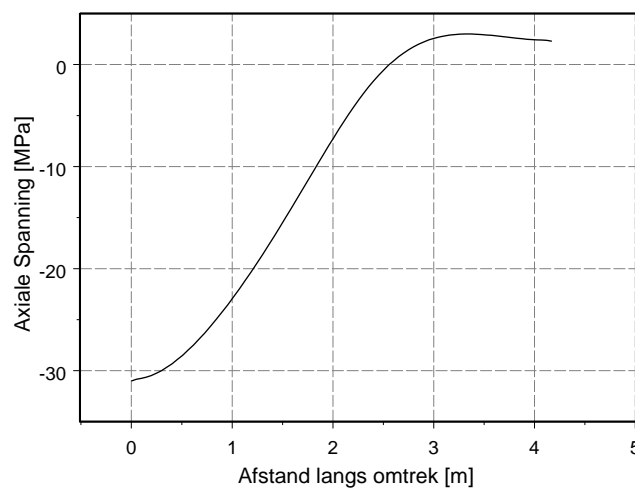
Wanneer we deze figuren vergelijken met deze die terug te vinden zijn in [13], nl. Fig. 6.2 – 8, 6.2 – 1, 6.2 – 3, 6.2 – 9 en 6.2 – 11, dan blijkt de overeenstemming nagenoeg perfect te zijn.

### Eigenwaarde-analyse

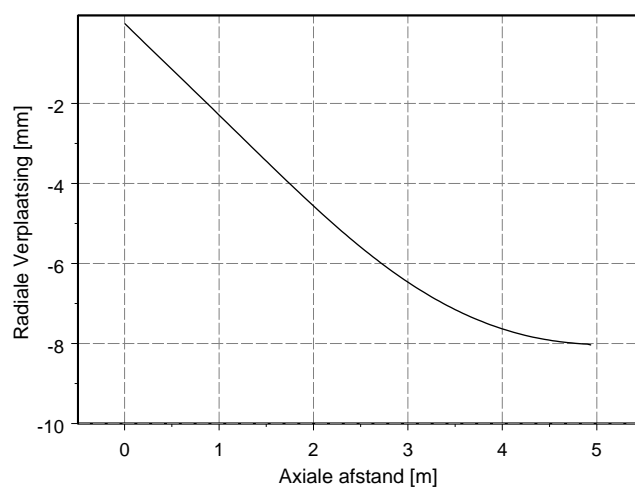
Een tweede soort berekening die nagerekend werd, betreft de lineaire eigenwaarden van de perfecte schaalconstructie. Om deze eigenwaarden en de bijhorende eigenmodes te bepalen, vertrok Guggenberger van een uniforme lijnlast die een krachtsinleiding van 300 kN per steunpunt veroorzaakt (of een belasting van 150 kN voor het model). De eigenwaarden die met deze belasting corresponderen zijn samengevat in Tabel 5.2. In deze tabel zijn zowel de resultaten van Guggenberger als deze bekomen met het eigen model weergegeven. De waarden in de tabellen zijn de eigenwaarden die met de belasting van  $4 \times 300 \text{ kN}$  moeten vermenigvuldigd worden om de eigenwaarden van de perfecte lokaal ondersteunde cilinder te bepalen. Wanneer de waarden bekomen door Guggenberger en onze waarden worden vergeleken, dan blijkt dat de overeenstemming zeer goed is. De kleine afwijkingen tussen de resultaten zijn vermoedelijk veroorzaakt door een verschillende meshdichtheid. In ons numerieke model is de dichtheid van de mesh groter omdat deze niet geop-



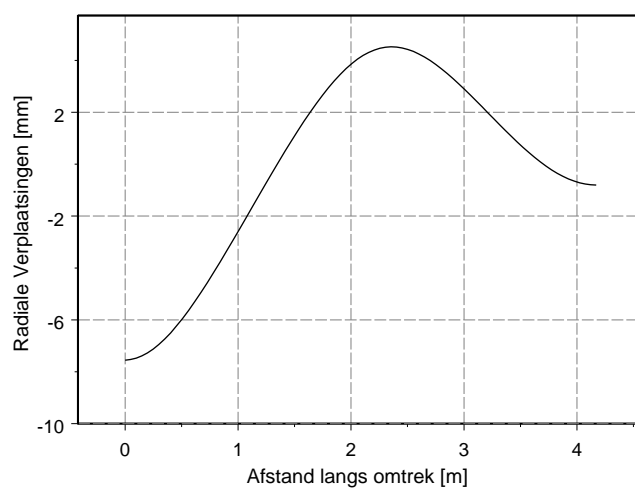
Figuur 5.4: Het verloop van de axiale spanning langsheen de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt.



Figuur 5.5: Het verloop van de axiale spanning langsheen de bovenrand.



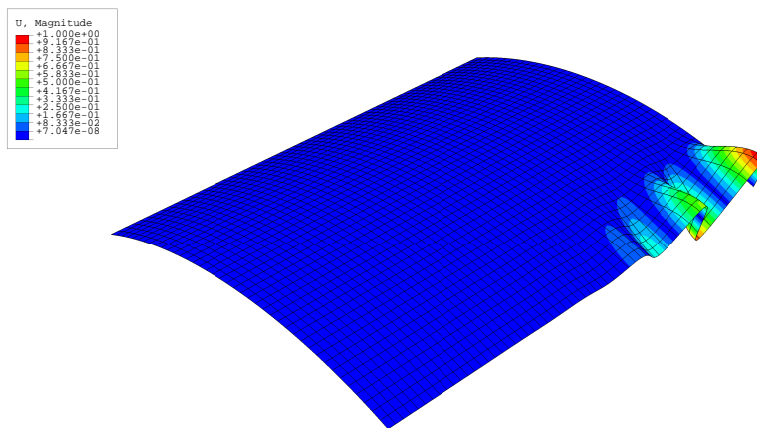
Figuur 5.6: De radiale verplaatsingen van de longitudinale rand boven het midden van het steunpunt.



Figuur 5.7: De radiale verplaatsingen van de bovenrand.

Tabel 5.2: Vergelijking van de bekomen eigenwaarden met deze uit [13]

Eigenwaarde	Guggenberger	Eigen Model
Eerste eigenwaarde	16,765	16,733
Tweede eigenwaarde	17,605	17,542
Derde eigenwaarde	18,505	18,417



Figuur 5.8: De eerste eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25.

timaliseerd werd en bijgevolg is het logisch dat we iets lagere eigenwaarden bekomen.

Bij deze eigenwaarden horen natuurlijk ook eigenmodes. De eerste eigenmode is hier voorgesteld in Fig. 5.8. De overige eigenmodes zijn terug te vinden in bijlage B. Wanneer deze modes vergeleken worden met Fig. 6.3 – 21 uit [13], dan blijkt het om dezelfde modes te gaan. We kunnen dus concluderen dat ook voor de eigenwaarden de overeenstemming tussen ons model en Guggenbergers model voortreffelijk is.

### Niet-lineaire analyse

De volgende soort analyse die hier werd nagerekend betreft een geometrisch niet-lineaire analyse. Een dergelijke analyse wordt in Eurocode 3, Deel 1.6 [35] afgekort tot GNA. We zullen deze afkorting dan ook consequent gebruiken in dit doctoraat.

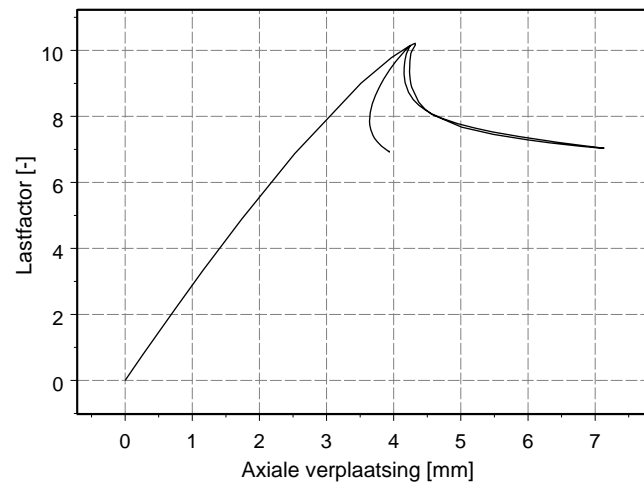
Wat de belastingen betreft van het model bij deze GNA analyse, is de situatie vergelijkbaar met deze van de eigenwaarden. De uniforme lijnlast die op

het ondersteunde deel van de onderrand is aangebracht, zorgt voor een belasting van 300 kN per steunpunt of een last van  $4 \times 300$  kN voor de volledige cilinder.

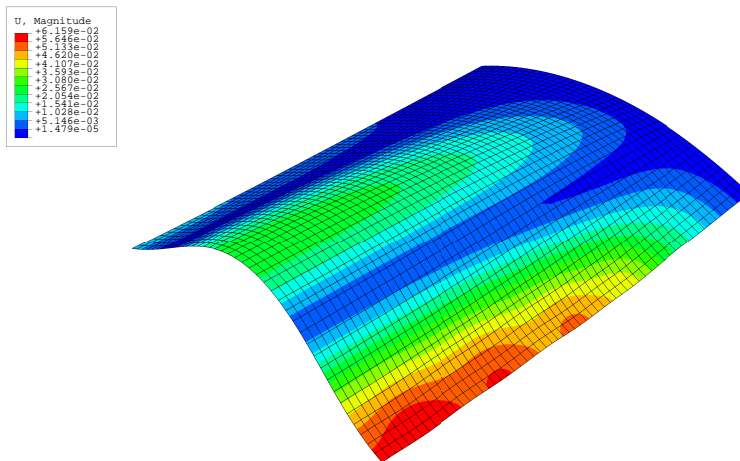
In het programma ABAQUS kan voor niet-lineaire berekeningen beroep gedaan worden op het Riks-algoritme om het niet-lineaire evenwichtspad horende bij een bepaalde constructie te bepalen. Met dit algoritme wordt het evenwichtspad afgelopen door het zoeken naar evenwichtspunten gelegen op een cirkelrand met een automatisch door het algoritme aangepaste straal. Om deze evenwichtspunten te vinden, wordt gewerkt met een scalaire belastingsparameter  $\lambda$  – ook lastfactor of *load proportionality factor* genaamd – die met de basisbelasting dient vermenigvuldigd te worden om de totale belasting van de constructie te kennen. Bij elk nieuw gevonden evenwichtspunt worden de bijhorende lastfactor en knoopverplaatsingen bepaald. Voor een meer fundamentele uitleg over het Riks-algoritme en zijn implementatie in ABAQUS verwijzen we naar [38, 4, 21].

Voor de GNA analyse resulteerde een simulatie met het Riks-algoritme in het last-verplaatsingendiagram dat voorgesteld wordt in Fig. 5.9. In deze figuur is op de verticale as de dimensieloze lastfactor uitgezet en op de horizontale as is de axiale verplaatsing in mm weergegeven van de knoop behorende tot de ondersteunde onderrand en de meridiaan door het midden van het steunpunt. Bij de maximale last hoort een lastfactor van 10,21, of met andere woorden, de maximale belasting bedraagt 12,25 MN bij deze GNA analyse. Wanneer we dit resultaat vergelijken met de waarde gevonden in [13], dan blijken we andermaal een goede overeenstemming te bekomen. In Fig. 6.4.1 – 6 en Fig. 6.4.1 – 24 wordt melding gemaakt van twee waarden, nl. 9,98 en 10,24 als maximale lastfactor. Afhankelijk van de grootte van de belastingsincrementen wordt de eerste of de tweede waarde bekomen. In Fig. 6.4.1 – 43 van [13] worden de vervormingspatronen horende bij deze GNA analyse weergegeven. Er zijn meerdere vervormingspatronen gegeven, gezien hun vorm verandert bij het doorlopen van het opmerkelijke evenwichtspad uit Fig. 5.9. We hebben namelijk te maken met een behoorlijk complex post-kritiek gedrag van de constructie. Wanneer het evenwichtspad gevolgd wordt na het maximum, i.e. na bezwijken van de constructie, dan treden initieel builen op in de volledige verticale strook boven het ondersteunde deel van de cilinderrand. Dit correspondeert met de eerste dalende tak in het last-verplaatsingendiagram en gaat gepaard met grote verplaatsingen. Op een bepaald moment keert het evenwichtspad echter terug naar het maximum om daar een andere tak in te slaan. Met deze andere tak correspondeert een iets ander vervormingspatroon. De builen en deuken treden nog altijd op in een verticale strook boven het steunpunt, maar het aantal builen is verschillend.

Deze verschillende vervormingspatronen zijn weergegeven in Fig. 6.4.1 – 43 in [13] en corresponderen met de patronen die uit onze GNA analyse volgen. Het vervormingspatroon dat correspondeert met de laatst vermelde tak is weergegeven in Fig. 5.10. De conclusie voor deze GNA analyse is dus dat we terug een goede overeenkomst bekomen met de resultaten zoals beschre-



Figuur 5.9: Het last-verplaatsingsdiagram horende bij de geometrisch niet-lineaire analyse.



Figuur 5.10: De vervorming van de cilinder bij een geometrisch niet-lineaire analyse.

ven door Guggenberger.

Tot slot kunnen we ook nog vermelden dat we een materiaal niet-lineaire analyse (afgekort tot MNA in [35]) hebben doorgevoerd met ons model. Gezien het resultaat van een dergelijke berekening niet vermeld wordt in het doctoraat van Guggenberger kunnen we deze berekening niet valideren. Het vervormingspatroon alsook het last-vervormingsdiagram is voor de volledigheid weergegeven in bijlage B, meer bepaald in de vorm van Fig. B.4 en Fig. B.5.

Met deze kunnen we besluiten dat de resultaten die we bekomen met ons model wel degelijk overeenkomen met deze van Guggenberger. In voorgaande hebben we echter niet alle mogelijke analyses uitgevoerd die in de Eurocode vermeld staan. De overige analyses en hun kenmerken zullen in onderstaande echter nog uitgebreid aan bod komen voor de verstijfde cilinderschaal.

## 5.3 Opstellen van het verstijfde model

### 5.3.1 Geometrie

Na het uitvoeren van het onderzoek dat in vorig lid beschreven werd, hebben we voldoende zelfvertrouwen opgedaan om ons te wagen aan het modelleren van een lokaal ondersteunde silo die voorzien is van een verstijverconfiguratie. Een lokaal ondersteunde silo bestaat traditioneel uit een cilindrisch lichaam en een kegelvormig dak en bodem. Deze constructie rust verder op een beperkt aantal steunkolommen (zie Fig. 2.1). De silo die wij wensen te onderzoeken is bijkomend nog voorzien van twee ringverstijvers waartussen twee langsverstijvers bevestigd worden boven elk steunpunt (cf. Fig. 2.2(c)).

Wanneer een constructie moet gemodelleerd worden – of het nu voor numerieke simulaties is of voor experimentele testen – dienen altijd vereenvoudigingen aangebracht te worden. Ook voor deze constructie is dit het geval. Meer bepaald zullen enkel de cilinder en de verstijvers gemodelleerd worden. De invloed van de kegelvormige delen en de steunpunten zal in het model zo goed mogelijk in rekening worden gebracht door het gebruik van randvoorwaarden en door de aard van de krachtsinleiding.

In het voorgaande werden reeds een aantal in de literatuur gevonden onderzoeken naar lokaal ondersteunde cilinderschalen vermeld. Bij deze onderzoeken werden gelijkaardige vereenvoudigingen toegepast:

*Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

Bij dit onderzoek wordt ook enkel de cilinderschaal gemodelleerd. De invloed van de vaak voorkomende ring in de contactzone cilinder – kegelvormig dak of bodem wordt in rekening gebracht door gepaste randvoorwaarden.

Tabel 5.3: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de cilinder

Cilinderparameter	Symbool	Waarde [mm]
Straal Cilinder	$r$	350
Dikte Cilinderwand	$t$	0,7
Hoogte Cilinder	$h$	700
Ondersteuningsbreedte	$w_{sup}$	80

Tabel 5.4: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de langsverstijvers of *stringers*

Stringerparameter	Symbool	Waarde [mm]
Hoogte Stringer	$h_s$	280
Dikte Stringer	$t_s$	1,5
Breedte Stringer	$w_s$	20
Interstringer Afstand	$d_s$	37

*Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

Qua geometrie lijkt dit model zeer goed op het model dat ontworpen werd door Guggenberger. Ook hier wordt enkel de cilinderschaal gemodelleerd en wordt de invloed van ringen aan de boven- en/of onderrand van de cilinder in rekening gebracht door de nodige randvoorwaarden.

*Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

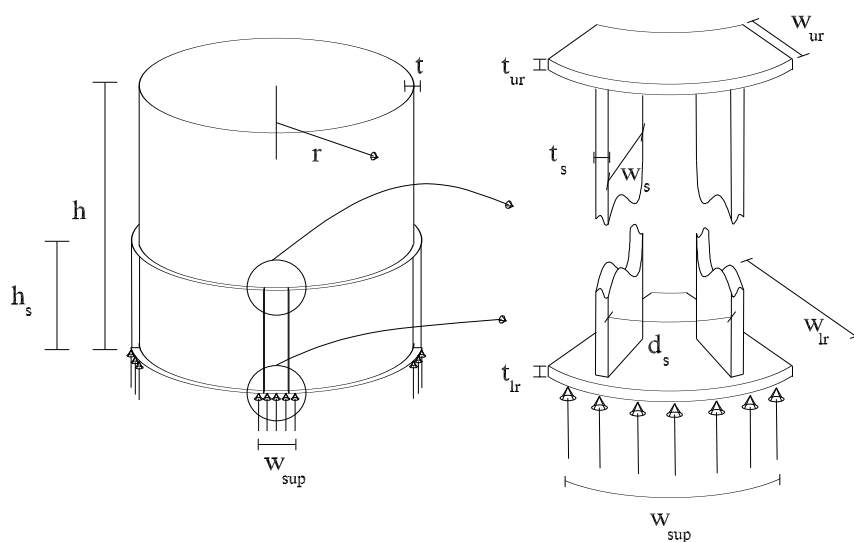
Dit onderzoek is een verderzetting van het geleverde werk door Teng *et al.*. De aannames zijn dan ook dezelfde wat de geometrie van de cilinder betreft.

*Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

Het aangewende model bestaat hier uit het cilindrisch lichaam, de kegelvormige bodem, de twee ringverstijvers en per steunpunt een paar langsverstijvers. De overige structurele elementen worden in rekening gebracht door middel van randvoorwaarden en de aard van de belasting.

Gezien we ons numeriek model willen valideren aan de hand van de proefresultaten van de experimenten, ligt het voor de hand om als uitgangspunt een model te nemen met de afmetingen van de basiscilinder. Deze afmetingen zijn terug te vinden in Fig. 5.11 en Tabel 5.3 – 5.5.





Figuur 5.11: De geometrische parameters van de verstijfde cilinder.

Tabel 5.5: Afmetingen van de verstijfde basiscilinder – de ringverstijvers

Ringparameter	Symbol	Waarde [mm]
Breedte van de Bovenring	$w_{ur}$	20
Dikte van de Bovenring	$t_{ur}$	1,5
Breedte van de Onderring	$w_{lr}$	45
Dikte van de Onderring	$t_{lr}$	0,7

### 5.3.2 De randvoorwaarden van het numerieke model

Om een degelijk numeriek model te bekomen dat een goede overeenstemming geeft met de werkelijkheid is het niet voldoende om de geometrie van de constructie zo getrouw mogelijk te modelleren. De constructie zal altijd op één of andere manier contact maken met de buitenwereld en bijgevolg onderhevig zijn aan belastingen en beperkingen van de verplaatsingen. Dit zorgt er o.a. voor dat voor het model ook een aantal randvoorwaarden dienen gedefinieerd te worden. Globaal gezien kunnen we de randvoorwaarden die voor het model van de verstijfde cilinder dienen gedefinieerd te worden opdelen in twee categorieën, met name:

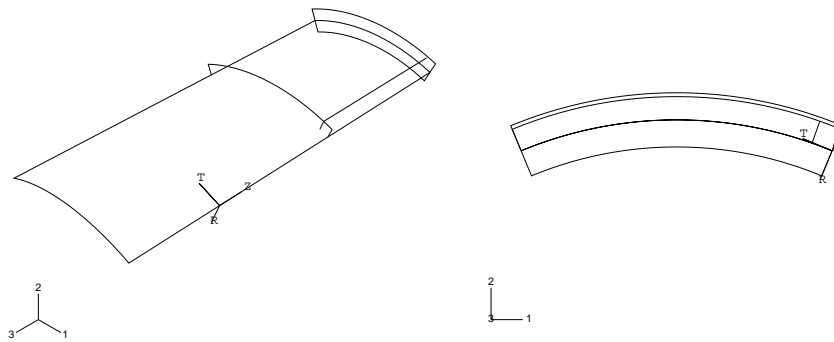
- randvoorwaarden met betrekking tot de omtreksrichting
- randvoorwaarden met betrekking tot de boven- en onderrand van de cilinder

Voor beide categorieën werden dan ook de nodige randvoorwaarden voorzien. Hier wordt in onderstaande nader op ingegaan.

#### Randvoorwaarden met betrekking tot de omtreksrichting

Gelet op de symmetrie die in de constructie in omtreksrichting aanwezig is, lijkt het evident om daarvan gebruik te maken en het model – net zoals in het model van de onverstijfde cilinder – te reduceren tot een cilindersegment van  $45^\circ$  in omtreksrichting. Deze reductie zorgt voor een kleiner model, wat automatisch leidt tot kleinere rekentijden. Opdat dit gereduceerde model nog altijd in staat zou zijn om het gedrag van de lokaal ondersteunde cilinder betrouwbaar weer te geven, dient de invloed van de overige  $315^\circ$  natuurlijk ook in rekening gebracht te worden. Dit wordt gedaan door ter plaatse van de longitudinale randen van het gereduceerde model randvoorwaarden in rekening te brengen die het symmetrisch gedrag vooropstellen.

In Fig. 5.12 is de geometrie van het cilindersegment weergegeven. Het model start vanaf de meridiaan door het midden van een steunpunt (rechterhoekpunt van het model) en omvat  $45^\circ$  van de verstijfde cilinder. Op die manier wordt ook één longitudinale verstijver gemodelleerd alsook telkens  $45^\circ$  van de boven- en onderring. In het linkerdeel van Fig. 5.12 is een globaal zicht van het model gegeven, met het bijhorende globale assenstelsel. Rechts is een projectie van het model in het globale 1 – 2 vlak gegeven. Om de symmetrierandvoorwaarden tot uitdrukking te brengen in ABAQUS kan geen gebruik gemaakt worden van het globale assenstelsel. Daartoe dient voor beide longitudinale randen het numerieke model een lokaal assenstelsel gedefinieerd te worden, met als belangrijkste eis dat één van de assen samenvalt met de horizontale raaklijn aan de cilinder ter plaatse van de beschouwde meridiaan. Dit werd gerealiseerd door voor beide randen een lokaal cilindrisch assenstelsel (R,T,Z) te definiëren met de R-as in radiale richting, de T-as samen-



Figuur 5.12: Het numerieke model – geometrie en de lokale assenstelsels.

vallend met zo'n raaklijn en de  $Z$ -as in axiale richting. Van de oorsprongen van deze assenstelsels wordt enkel vereist dat ze op de beschouwde meridiaan gelegen zijn. Één zo'n lokaal assenstelsel is ook op Fig. 5.12 weergegeven. De uitdrukking voor de symmetrie ter plaatse van deze longitudinale randen wordt voor deze assenstelsels gegeven als

$$T = \varphi_R = \varphi_Z = 0$$

met  $T$  de verplaatsing in de richting van de  $T$ -as en met  $\varphi_R$  en  $\varphi_Z$  de hoekverdraaiingen om de  $R$ -, respectievelijk  $Z$ -as.

#### Randvoorwaarden met betrekking tot de boven- en onderrand van de cilinder

Na de randvoorwaarden voor de longitudinale symmetrieranden, dienen ook nog randvoorwaarden gedefinieerd te worden voor de boven- en onderrand van de cilinder. Deze randvoorwaarden zijn vanuit twee oogpunten noodzakelijk: enerzijds om de invloed van een kegelvormig dak en bodem te weer spiegelen en anderzijds om een goede overeenstemming te bekomen met de situatie bij de testen op de cilindermodellen.

Voor de bovenrand van de cilinder is de situatie éénduidig. Bij een werkelijke siloconstructie zorgt het kegelvormig dak – eventueel samen met een zware ring – ter plaatse van de overgang tussen de cilinder- en kegelschaal er voor dat de cilinderbovenrand zijn cirkelvorm behoudt. Wanneer een cilindermodel bekeken wordt, dan heeft het deksel dat bovenaan de cilinder geplaatst wordt tijdens de proeven een gelijkaardig effect. Concreet betekent dit

dat voor het numerieke model ter plaatse van de volledige bovenrand randvoorwaarden dienen ingevoerd te worden met als uitdrukking  $U = V = \varphi_Z = 0$ , geldig in het globale assenstelsel.

De randvoorwaarden voor de gedeeltelijk ondersteunde onderrand lijken iets complexer. Indien wordt gekeken naar een typische siloconstructie, dan is de situatie vergelijkbaar met deze voor de bovenrand. Ook aan de onderrand is een kegelschaal voorzien, waarbij de overgang tussen de cilinder en de kegelvormige bodem meestal versterkt is door middel van een zware ring. In het numerieke model is de ring echter gemodelleerd, zodat zijn invloed niet door randvoorwaarden moet gesimuleerd worden. Bijgevolg worden de randvoorwaarden voor de onderrand ons enkel ingegeven door onze zoektocht naar een goede overeenstemming met de proeven op cilinderschalen. In die proeven staat de cilinder op lokale steunblokken en zorgt de wrijving tussen deze blokken en de ondersteunde onderrand van de verstijfde cilinder dat er ter plaatse van de ondersteuningen geen verplaatsingen in het horizontale vlak optreden. Dit kunnen we in het numerieke model tot uitdrukking brengen door voor het ondersteunde deel van de onderring de voorwaarde  $U = V = \varphi_Z = 0$  in rekening te brengen. Deze voorwaarde is uiteraard terug geldig in het globale assenstelsel.

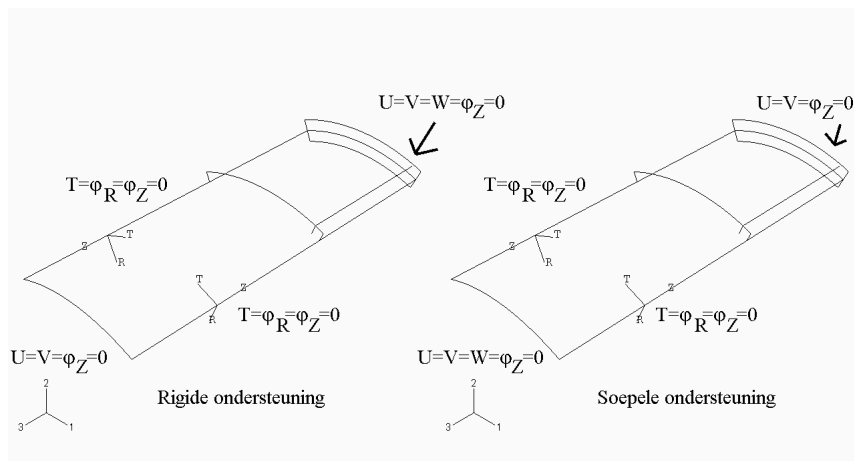
Met deze randvoorwaarden is de invloed van de kegelvormige schalen voor een stuk in rekening gebracht. Voor de boven- en onderrand van de cilinder zijn echter nog bijkomende randvoorwaarden nodig die de invloed van de steunkolommen in rekening brengen. Deze steunkolommen zorgen er namelijk voor dat de silo geen onbeperkte verplaatsingen in verticale richting ondergaan, en dit moet natuurlijk ook door randvoorwaarden in het numerieke model worden ingebracht. Om de invloed van deze steunkolommen numeriek in rekening te brengen zijn nu twee mogelijkheden:

- Rigide steunpunten

Bij deze eerste mogelijkheid voor het modelleren van de steunpunten, wordt uitgegaan van de onderstelling dat de steunpunten onvervormbaar zijn in axiale richting. Bijgevolg kunnen geen axiale verplaatsingen van het ondersteunde deel van de onderrand van de cilinder en longitudinale verstijver optreden. Deze onderstelling leunt het dichtste aan bij het gedrag van praktische ondersteuningswijzen, maar blijft een idealisatie van de werkelijkheid. Praktisch kan deze vorm van ondersteuning in het numerieke model in rekening gebracht worden door een bijkomende randvoorwaarde voor het ondersteunde deel van de cilinderwand, de longitudinale verstijver en de onderring, met name  $W = 0$ . Een overzicht van alle randvoorwaarden<sup>3</sup> voor de onderstelling *Rigide Ondersteuning* wordt weergegeven in het linker deel van Fig. 5.13.

- Soepele steunpunten

<sup>3</sup>Merk op dat bij deze randvoorwaarden geen sprake is van het verhinderen van de rotatie om de lokale tangentiële as ter plaatse van de cilinderwand boven het steunpunt. We hebben dus niet te maken met een inklemming.



Figuur 5.13: De randvoorwaarden van het numerieke model – Rigide ondersteuning versus soepele ondersteuning.

Bij deze onderstelling worden de steunpunten gemodelleerd als zijnde soepel in axiale richting, wat betekent dat de krachtsinleiding ter plaatse van een steunpunt een uniforme axiale spanningstoestand over de breedte van het steunpunt veroorzaakt. Volgens de literatuur, is dit voor onverstijfde cilinderschalen een conservatieve onderstelling die aanleiding geeft tot lagere plooiweerstand dan wat bij praktische ondersteuningswijzen wordt bekomen [18]. Wanneer deze veronderstelling wordt aangenomen voor het numerieke model onder beschouwing, betekent dit dat een uniforme lijnlast wordt aangebracht op het ondersteunde gedeelte van de cilinderrand, alsook een tweede uniforme lijnlast op het ondersteund gedeelte van de longitudinale verstijver. De verhouding van deze twee lijnlasten dient gelijk te zijn aan de verhouding van de diktes van de cilinder en verstijver. Op die manier wordt voor onze verstijfde cilinderschaal een uniforme axiale spanningstoestand in de ondersteuning veroorzaakt. Gezien bij dit model de belasting onderaan de cilinder wordt ingeleid, dient een onbeperkte verplaatsing in verticale richting verhinderd te worden door een extra randvoorwaarde in te voegen voor de volledige bovenrand, met name  $W = 0$ . Een overzicht van alle randvoorwaarden voor de onderstelling *Soepele Ondersteuning* wordt weergegeven in het rechter deel van Fig. 5.13.

We hebben dus te maken met twee mogelijke modelleringswijzen, die elk hun voordelen hebben. Rigide ondersteuning hebben het voordeel dat ze het best corresponderen met het gedrag van praktische ondersteuningswijzen. Het is wel een mogelijk onveilige aanname. Soepele ondersteuning zijn daarentegen wel veilig als aanname, maar in sommige gevallen mogelijk te

veilig en daardoor economisch misschien niet aan te raden.

Voor dit doctoraal werk zal zoveel mogelijk gewerkt worden met beide numerieke modellen en waar mogelijk een vergelijking worden gemaakt tussen de bekomen resultaten. Voor de rest van dit hoofdstuk – het opstellen van het numerieke model – wordt gewerkt met de onderstelling van rigide steunpunten, tenzij anders wordt vermeld.

Tot slot geven we nog een overzicht van de randvoorwaarden die in de literatuur gebruikt werden bij onderzoeken, relevant voor dit doctoraal werk.

*Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

De randvoorwaarden voor dit model werden reeds kort vermeld in lid 5.2.2. Globaal gezien komt het er op neer dat Guggenberger voor zijn numeriek model ook slechts een segment van  $45^\circ$  modelleert en de rest in rekening brengt door middel van symmetrievoorwaarden voor de longitudinale randen van zijn model. Een verschil met ons model is wel aanwezig wat betreft de randvoorwaarden voor de bovenrand van de cilinder. Terwijl wij de volledige hoogte van de cilinder modelleren, neemt Guggenberger enkel de onderste helft van de cilinderhoogte in zijn geometrie op en brengt de bovenste helft in rekening door ter plaatse van de bovenrand van zijn cilindermodel symmetrievoorwaarden op te stellen. Wat betreft de steunkolommen wordt door Guggenberger de veronderstelling van soepele ondersteuning aangenomen. Verder omvat het model – gelet op de afwezigheid van een onderring in de modelgeometrie – ook nog de voorwaarden  $U = V = \varphi_Z = 0$  voor de volledige onderrand.

*Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

In dit numerieke model wordt ook gebruik gemaakt van de symmetrie om slechts  $45^\circ$  van een cilinder op 4 steunpunten te modelleren. De longitudinale randen van het model worden symmetrievoorwaarden opgelegd. Voor de boven- en onderrand van de cilinder worden de radiale en omtreksverplaatsingen verhinderd, alsook de meridionale rotaties:  $U = V = \varphi_Z = 0$ . Bij dit model wordt ook een keuze gemaakt voor de modellering van de ondersteuning, er wordt met name gekozen voor rigide ondersteuning.

*Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

Net als voor de geometrie, zijn voor de randvoorwaarden de aannames dezelfde als in [55].

*Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

Het numerieke model ontwikkeld door Herzig maakt ook gebruik van de rotationele symmetrie om het model te beperken tot een

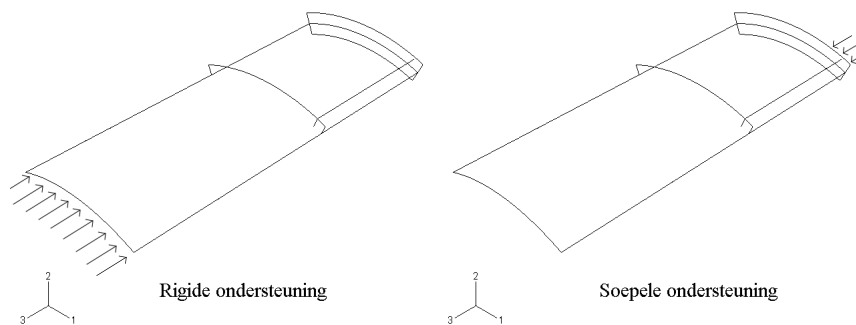
achtste van de volledige constructie. Ter plaatse van de longitudinale randen worden symmetrievorwaarden in rekening gebracht. Wat betreft de randvoorwaarden voor de verticale verplaatsingen, wordt voor dit model geopteerd voor de onderstelling van rigide steunpunten. De verticale verplaatsingen worden met andere woorden verhinderd voor het ondersteunde deel van de cilinder en bijhorende onderring. In dit vlak worden echter geen bijkomende randvoorwaarden opgelegd. Voor de bovenrand van de cilinder worden de nodige randvoorwaarden aangebracht om de cirkelvorm daar te verzekeren.

### 5.3.3 De belasting van het model

De belasting van een traditionele silo kan opgedeeld worden in twee grote componenten. In de eerste plaats is een silo een opslagconstructie en heeft het materiaal dat opgeslagen wordt logischerwijze een gewicht. Dit gewicht vormt een verticale belasting van de silo die uiteindelijk via de steunpunten naar de buitenwereld wordt afgeleid. Deze verticale belasting kan op meerdere manieren in het numerieke model in rekening gebracht worden. Wanneer het opgeslagen goed in de silo een granulaire stof is, is het misschien aan te raden om deze verticale belasting door middel van wandwrijving tussen de stof en de cilinderwand in rekening te brengen. Indien in de silo een vloeistof opgeslagen wordt, is het modelleren van een trekkracht ter plaatse van de onderrand van de cilinder misschien realistischer. Hoe dan ook, al deze globale belastingstoestanden veroorzaken uiteindelijk gelijkaardige hoge drukspanningen in de cilinderwand in een zone boven de lokale steunpunten. Gezien het plooi gedrag van onze verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten uiteindelijk een lokaal plooien zal blijken, is het dan ook niet zo belangrijk voor welke globale belastingstoestand wordt geopteerd om de hoge lokale spanningen te veroorzaken – behalve voor cilinders met een relatief kleine hoogte tot straal ratio [18].

Voor ons numeriek model werd er voor gekozen om deze verticale belasting van de cilinder in het model in te leiden door middel van een uniforme lijnlast die aangrijpt op de schaalrand. Bij de onderstelling van rigide ondersteuning werden de axiale randvoorwaarden aangebracht ter plaatse van het ondersteunde deel van de onderrand en ligt het voor de hand om de axiale belasting ter plaatse van de bovenrand aan te brengen via een neerwaartse uniforme lijnlast over de volledige uitgestrektheid van de bovenrand. Deze belasting is principieel weergegeven in het linker deel van Fig. 5.14.

Wanneer in het model uitgegaan wordt van de onderstelling van soepele steunpunten, worden de axiale randvoorwaarden aangebracht ter plaatse van de bovenrand en dient de uniforme lijnlast geplaatst te worden op het ondersteunde gedeelte van de onderrand. Ditmaal is die lijnlast naar boven gericht, zoals kan gezien worden in het rechter deel van Fig. 5.14. Deze verticale belasting van de silo vormt de eerste component van de totale belasting.



Figuur 5.14: De belasting van het numerieke model – Rigide ondersteuning versus flexibele ondersteuning.

De goederen die zich in de silo bevinden, veroorzaken meestal ook nog een horizontale belasting voor de silo door het uitoefenen van een inwendige druk op de wand van de constructie. Deze inwendige druk geeft in de cilinderwand aanleiding tot trekspanningen in omtreksrichting. Voor uniform samengedrukte cilinders veroorzaken deze trekspanningen een verhoging van de plooiweerstand, cf. [24, 47, 41]. Voor lokaal ondersteunde cilinders bleek eveneens dat de aanwezigheid van de inwendige druk een gunstig effect op de plooiweerstand heeft zolang deze inwendige druk beperkt blijft. Te grote inwendige drukken veroorzaken een ander soort bezwijken van de cilinder ten gevolge van het plastisch vloeien van het staal [18].

Voor dit doctoraal onderzoek veronderstellen we dat de invloed van de inwendige druk bij onverstijfde cilinders op lokale steunpunten vergelijkbaar zal zijn met de invloed op verstijfde cilinders op lokale steunpunten, en dus gunstig in de meeste praktische gevallen. Vandaar dat in ons numeriek model deze inwendige druk niet in rekening wordt gebracht<sup>4</sup>. Het incorporeren van de inwendige druk in de ontwerpregel is een mogelijk onderwerp voor toekomstig onderzoek.

Tot slot geven we terug een overzicht van de aannames die gedaan werden voor de – voor ons onderzoek – relevante numerieke modellen in de literatuur.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

In dit model wordt uitgegaan van de onderstelling van soepele steunpunten. Gezien hier ook gekozen wordt voor een uniforme

<sup>4</sup>Voor een cilinder met de basisafmetingen werd de invloed van de inwendige druk wel onderzocht. De resultaten bevestigen voorgaande en zijn voorgesteld in Hoofdstuk 7.



lijnlast als verticale belasting, betekent dit dat deze aangebracht wordt op het ondersteunde gedeelte van de onderrand. In eerste instantie werd de invloed van de inwendige druk niet in rekening gebracht. Later onderzoek toonde wel aan dat bij niet al te hoge waarden van deze inwendige druk het effect gunstig is en het dus conservatief is om deze druk niet in rekening te brengen.

*Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

Bij dit model wordt een poging gedaan om de werkelijke belasting van de cilinder iets nauwkeuriger te modelleren dan met een uniforme lijnlast. Er wordt namelijk gebruik gemaakt van een uniforme neerwaartse wandwrijving op de cilinderwand. De inwendige druk op de cilinderwand wordt echter wel verwaarloosd.

*Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

In dit onderzoek werden drie verschillende soorten axiale belasting van het numerieke model bestudeerd. De eerste belasting (*roof load*) bestaat uit een uniforme lijnlast op de bovenrand van de cilinder (komt overeen met de typische belasting van een cilinder in laboratoriumomstandigheden). De tweede soort belasting (*wall friction load*) streeft een goede overeenstemming met de werkelijke toestand in een silo na en omvat een uniforme neerwaartse wandwrijving op de cilinderwand. Bij de derde soort belasting tot slot (*hopper load*), wordt een uniforme lijnlast op de onderrand van de cilinder geplaatst.

Bij deze drie types belastingen worden zowel analyses met als zonder inwendige druk uitgevoerd.

Onderzoek toonde aan dat de hoogste bezwijkspanning meestal bekomen werd met belasting van het type *hopper load*. De andere twee aannames leidden tot lagere bezwijkspanningen, maar met het geval *roof load* als een iets veiligere aanname.

Wat de invloed van de inwendige druk betreft, bleken niet al te hoge waarden een gunstige invloed te bezitten op de plooispanning.

*Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

In dit numerieke model wordt de verticale component van de belasting op de silo overgebracht door middel van wandwrijving. Ook de inwendige druk wordt hier in rekening gebracht. De waarde van deze inwendige druk werd vast gekoppeld aan deze van de verticale belasting door een vaste verhouding tussen de horizontale en verticale druk van 0,6 aan te nemen.

### 5.3.4 De keuze van de elementen

Vooraleer berekeningen kunnen uitgevoerd worden met ons numeriek model, moet de geometrie opgedeeld worden in een elementennet (of *mesh*). Daartoe dient een keuze gemaakt te worden betreffende het type element dat zal gebruikt worden. Gezien onze lokaal ondersteunde cilinder duidelijk een schaalconstructie vormt, ligt het voor de hand om geen volume-elementen te gebruiken, maar wel schaalementen. Het programma ABAQUS stelt een relatief uitgebreid gamma schaalementen ter beschikking van de gebruiker. Deze elementen kunnen opgedeeld worden in drie grote groepen:

- Schaalementen voor algemeen gebruik. Dit zijn schaalementen die geschikt zijn voor zowel dikke als dunne schaalconstructies. Twee voorbeelden van dergelijke elementen zijn:
  - *S4* : Dit is een lineair schaalement met 4 knopen en een dubbele kromming.
  - *S4R* : Dit is een lineair schaalement met 4 knopen en een dubbele kromming. Voor deze elementen wordt gebruik gemaakt van gereduceerde integratie. Energieloze vervormingsmodes worden bij deze elementen vermeden door het invoeren van een bijkomende artificiële stijfheid (dit wordt in ABAQUS *hourglass control* genoemd).
- Dikke schaalementen. Wanneer de schaal een relatief grote wanddikte heeft – in de handleiding van ABAQUS [21] wordt melding gemaakt van een wanddikte groter dan  $1/15^e$  van een karakteristieke lengte van het schaaloppervlak – kan gebruik gemaakt worden van schaalementen die geschikt zijn voor dergelijke problemen. Één van deze elementen is het volgende:
  - *S8R* : Dit is een kwadratisch schaalement met 8 knopen, een dubbele kromming en gereduceerde integratie.
- Dunne schaalementen. Voor schalen met een relatief kleine wanddikte – dus met een wanddikte kleiner dan  $1/15^e$  van een karakteristieke lengte – zijn er natuurlijk ook speciale schaalementen beschikbaar. Twee van deze elementen worden hier besproken:
  - *S4R5* : Dit is een lineair schaalement met 4 knopen en een dubbele kromming. Deze elementen maken gebruik van gereduceerde integratie met *hourglass control*. Bijkomend worden maar vijf vrijheidsgraden per knoop in rekening gebracht.
  - *S8R5* : Dit is een kwadratisch schaalement met 8 knopen en een dubbele kromming. De elementen maken gebruik van gereduceerde integratie. Bijkomend worden maar vijf vrijheidsgraden per knoop in rekening gebracht.

Tabel 5.6: Vergelijking van eigenwaarden en rekestijd bekomen met de verschillende elementtypes

Element- type	Eigenwaarde [kN]			Rekestijd [sec]
	1	2	3	
<i>S4</i>	190,54	193,02	198,26	472,20
<i>S4R</i>	189,94	192,34	196,87	453,00
<i>S4R5</i>	189,93	192,34	196,80	345,10
<i>S8R</i>	187,62	190,26	195,83	403,10
<i>S8R5</i>	188,19	190,63	195,83	364,20

Wanneer vermeld wordt dat gereduceerde integratie wordt gebruikt, wordt bij de numerieke integratie van de stijfheid voor dat element gebruik gemaakt van een verminderd aantal integratiepunten. Voor meer informatie over deze gereduceerde integratie, verwijzen we naar Deel 3.1.1 van de Theory Manual van het programma ABAQUS [21] en Hoofdstuk 4 van de cursus *De elementmethode in de toegepaste mechanica* [60].

Om te bepalen welke van deze elementen geschikt zijn om te gebruiken voor ons numeriek model, werden voor elk besproken elementtype twee soorten numerieke analyses uitgevoerd, met name een eigenwaardeberekening en een *geometrisch en materiaal niet-lineaire analyse* (GMNA). Dit zijn twee types van berekeningen die samen met andere types uitvoerig zullen besproken worden in lid 5.4.1. Voor deze bepaling van het te gebruiken element volstaat het te weten dat dit twee totaal verschillende soorten analyses zijn die beiden een zeer prominente rol zullen spelen in het vervolg van dit doctoraal onderzoek.

Voor deze analyses werd gebruik gemaakt van het model waar rigide ondersteuning verondersteld worden en van een mesh met reeds behoorlijke dichtheid. Het aantal gebruikte schaalementen voor de analyses met kwadratische elementen was natuurlijk verschillend van het aantal voor de analyses met lineaire elementen. Bij de kwadratische elementen was de grootte van één element gelijk aan de grootte van vier lineaire elementen. Deze analyses werden uitgevoerd door Thomas Maes als onderdeel van zijn afstudeerwerk [31].

De resultaten van de numerieke analyses ter bepaling van de eerste drie eigenwaarden van de perfecte cilinder zijn samengevat in Tabel 5.6. Voor elke berekening is ook telkens de rekestijd (*CPU time*) aangegeven.

Wanneer we deze tabel bekijken, zien we dat de vijf verschillende elementtypes min of meer dezelfde eigenwaarden opleveren. De maximale afwijking treedt op voor de eerste eigenwaarde: elementtype *S4* levert een eigenwaarde die slechts 1,56% hoger is dan die van elementtype *S8R*. Bij het bestuderen van deze resultaten merken we nog een aantal zaken op:

- Gereduceerde integratie –  $S4$  vs.  $S4R$

Elementen die gebruik maken van gereduceerde integratie leveren blijkbaar iets lagere eigenwaarden op, met andere woorden, het model bezit een lagere stijfheid door de gereduceerde integratie. Dit is een conclusie die volledig in overeenstemming is met wat in de literatuur wordt beschreven. Bovendien kan deze lagere stijfheid ook als positief ervaren worden, gezien de elementenmethode (met een volledige integratie) de stijfheid van het systeem ietwat overschat [60]. Tot slot zien we dat de resultaten ook aantonen dat de gereduceerde integratie aanleiding geeft tot iets lagere rekentijden, wat natuurlijk logisch is.

- Aantal vrijheidsgraden per knoop –  $S4R$  vs.  $S4R5$  en  $S8R$  vs.  $S8R5$

Door slechts vijf vrijheidsgraden per knoop in rekening te brengen, bekomen we resultaten die slechts weinig afwijken van berekeningen met elementtypes met de traditionele zes vrijheidsgraden per knoop. Dit betekent dus dat het gerechtvaardigd is om slechts vijf vrijheidsgraden in rekening te brengen. Het heeft zelfs nog een voordeel, want vijf vrijheidsgraden geeft aanleiding tot een redelijke daling van de rekentijd.

- Aantal knopen per element –  $S4R$  vs.  $S8R$  en  $S4R5$  vs.  $S8R5$

Wanneer de resultaten van de tabel bestudeerd worden, blijkt dat we geen duidelijk verband tussen het aantal knopen en de rekentijd kunnen detecteren. Wel blijkt er een verband te zijn tussen dit aantal knopen en de eigenwaarden. Acht knopen geeft blijkbaar aanleiding tot iets lagere eigenwaarden of met andere woorden tot een iets lagere stijfheid van het model.

Na het vermelden van al deze overwegingen, blijft het evenwel moeilijk om het ideale element eruit te halen. Voor deze verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten bestaat namelijk geen theoretisch afleidbare eigenwaarde, zodat we geen referentiewaarde hebben waartegen we de bekomen waarden kunnen afwegen.

Tot slot voor deze eigenwaardeberekeningen, kunnen we nog vermelden dat voor elk elementtype de eigenwaarden gepaard gingen met dezelfde eigenmodes. Deze eigenmodes zijn in bijlage terug te vinden als Fig. C.1 tot Fig. C.3.

Om een keuze te kunnen maken tussen deze verschillende elementen, werd met elk type ook een GMNA berekening uitgevoerd. De resultaten van deze berekeningen zijn samengebracht in Tabel 5.7. Dit overzicht van de verschillende analyses brengt terug een aantal conclusies naar voren die gelijkaardig zijn als deze die gesteld werden bij de bespreking van de eigenwaardeberekeningen:

- Gereduceerde integratie –  $S4$  vs.  $S4R$

Tabel 5.7: Vergelijking van plooilast (GMNA) en rekentijd bekomen met de verschillende elementtypes

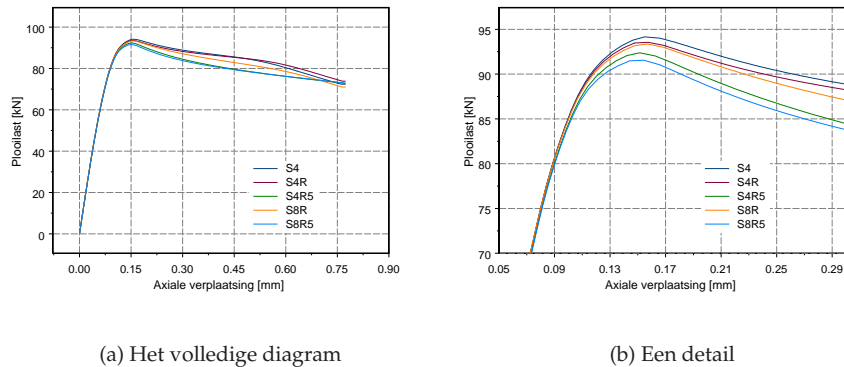
Element- type	Maximale last [kN]	Rekentijd [sec]
<i>S4</i>	94,2	12292,0
<i>S4R</i>	93,6	9007,2
<i>S4R5</i>	92,4	6441,0
<i>S8R</i>	93,4	10208,0
<i>S8R5</i>	91,6	6621,5

Het gebruik van elementen met gereduceerde integratie zorgt duidelijk voor een lagere stijfheid van het model en resulteert dus in een lagere plooilast. Tegelijk zorgt de gereduceerde integratie voor een kleinere benodigde rekentijd.

- Aantal vrijheidsgraden per knoop – *S4R* vs. *S4R5* en *S8R* vs. *S8R5*  
Door slechts vijf in plaats van zes vrijheidsgraden per knoop te beschouwen, krijgt het model voor deze soort berekening een iets lagere stijfheid en dus lagere plooilast. De elementen met slechts 5 vrijheidsgraden per knoop zorgen voor een kleinere rekentijd.
- Aantal knopen per element – *S4R* vs. *S8R* en *S4R5* vs. *S8R5*  
Door het gebruik van de kwadratische elementen krijgt het model terug een lagere stijfheid. Deze elementen zijn wel iets nadeliger op gebied van rekentijd.

Ondanks het feit dat deze conclusies zich duidelijk manifesteren in de berekeningsresultaten blijven de verschillen in plooilast uiteindelijk zeer beperkt. Het maximale verschil doet zich voor tussen het *S4* en *S8R5* element en dit verschil bedraagt 2,84%. Wat betreft de rekentijd is het maximale verschil veel uitgesprokener. Een analyse met *S4* elementen vergt een 91% grotere rekentijd dan een analyse met *S4R5* elementen.

Beschouwen we tot slot het bezwijkfenomeen dat bij de GMNA analyses optreedt. Dit bezwijkfenomeen is voor elke analyse min of meer hetzelfde, zoals blijkt uit Fig. 5.15(a). Deze grafiek geeft de last-verplaatsingsdiagrammen weer die horen bij de vijf uitgevoerde analyses. Zoals op de grafiek te zien is, is er geen noemenswaardig verschil merkbaar tussen de vijf analyses voor het bezwijken optreedt. In het post-kritieke gebied treden wel afwijkingen op. Dit wijst er op dat bij alle modellen inderdaad hetzelfde gebeurt. Wanneer in detail gekeken wordt naar deze diagrammen in de buurt van het maximum, i.e. bij de plooilast, dan toont Fig. 5.15(b) de kleine verschillen iets duidelijker. Het bezwijkpatroon dat met deze analyses overeenstemt is voor dit onderzoek van minder belang, maar is voor de volledigheid opgenomen in bijlage als Fig. C.4.



Figuur 5.15: De last-verplaatsingsdiagrammen horende bij de 5 elementtypes

Uit de bespreking van Tabel 5.6 en 5.7 komen duidelijk twee elementtypes naar voor die de beste resultaten kunnen voorleggen wanneer het berekeningsresultaat en de nodige rekentijd als criteria worden gebruikt, met name *S4R5* en *S8R5*. Beide lijken geschikt als elementtype voor ons numeriek model.

- *S4R5* blijkt als voordeel ten opzichte van *S8R5* te hebben dat het aanleiding geeft tot iets lagere rekestijden.
- *S8R5* daarentegen geeft het model een iets lagere stijfheid en maakt het model dus conservatiever.

Gezien er uiteindelijk een keuze dient gemaakt te worden, werd besloten om dit doctoraal onderzoek verder te zetten met *S8R5* elementen.

Tot slot volgt hier als conclusie van dit hoofdstuk nog een overzicht van de elementkeuze, gemaakt door Guggenberger, Teng *et al.* en Herzig.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

Voor zijn numerieke analyses heeft Guggenberger ook geopteerd voor het eindige elementenprogramma ABAQUS. Hij maakte gebruik van schaalementen, nl. de types *S4R5* en *S8R5*. Dit zijn dus dezelfde elementen die uit ons onderzoek naar voor zijn gekomen als meest geschikt.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

Deze numerieke simulaties werden uitgevoerd met het eindige elementenprogramma LUSAS. Als elementtype werd gekozen voor semi-loof dunne schaalementen met kromming.

*Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

Hoewel vroeger onderzoek door de groep in Edinburgh met het programma LUSAS werd uitgevoerd, bleek dit programma moeilijkheden te ondervinden om complexe niet-lineaire last-verplaatsingsdiagrammen te volgen [46]. Vandaar dat voor dit vervolg overgeschakeld werd naar het eindige elementenprogramma ABAQUS. De gebruikte elementen zijn schaalementen van het type *S9R5*.

*Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

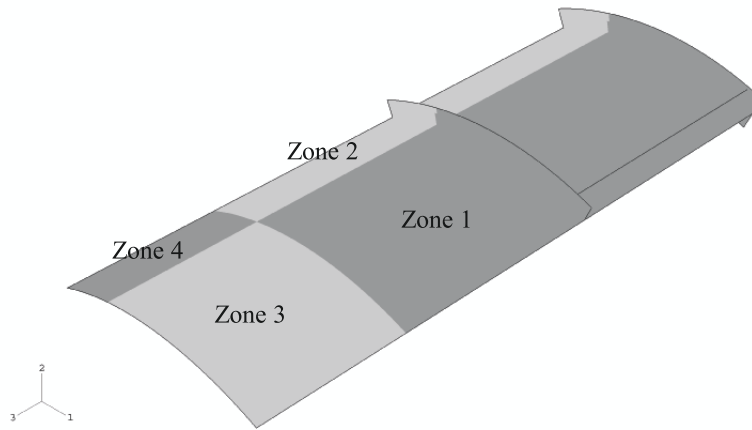
De numerieke simulaties voor dit onderzoek werden uitgevoerd met het eindige elementenprogramma ANSYS. De gebruikte schaalementen hebben als naam *Shell43* en *Shell143*. Dit zijn schaalementen met 4 knopen met elk 6 vrijheidsgraden.

**5.3.5 Bepaling van de optimale mesh**

Nu het elementtype gekozen is, kan overgegaan worden tot het bepalen van de optimale meshdichtheid. De bepaling van de meshdichtheid wordt sterk beïnvloed door de meshopbouw die gebruikt wordt. Voor deze verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten is de spanningstoestand op het eerste zicht vergelijkbaar met deze van onverstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten. Het instabiliteitsverschijnsel dat een bedreiging vormt voor de levensduur van de constructie is lokaal, wat betekent dat het belangrijk is om een dicht elementennet te voorzien in de zones waar de deuken en builen verwacht worden. De andere delen van het elementennet kunnen dan iets ruwer uitgevoerd worden. Deze niet-uniformiteit van het elementennet laat toe om een behoorlijke nauwkeurigheid te bekomen op een tijdsbesparende manier.

Het elementennet is opgedeeld in vier zones. Deze vier zones zijn in Fig. 5.16 te zien. Het ligt voor de hand om het deel net boven het (halve) steunpunt, i.e. zone 1, de hoogste meshdichtheid te geven. Deze zone is onmiddellijk de grootste zone van de vier, gezien we – op basis van de resultaten van de proeven – builen verwachten net boven het steunpunt in de verstijfde zone, alsook net boven de bovenste ringverstijver. In deze gebieden is een fijn elementennet onontbeerlijk. In de andere drie zones mag de mesh ruwer worden genomen. Voor de beschouwde afmetingen van de verstijfde cilinder en positie van de verstijvers (cf. Tabel 5.3 – 5.5) wordt de lengte van zone 1 in zowel axiale richting als omtreksrichting gelijk genomen aan 75% van de totale lengte van het model in de beschouwde richting.

Door deze opdeling van het elementennet wordt het bepalen van de optimale mesh voor het model herleid tot het bepalen van het nodige aantal elementen of, daarmee samenhangend, het nodige aantal knopen voor elke zone. De voor de hand liggende manier om dit nodig aantal te bepalen, bestaat er in om het aantal knopen in de verschillende richtingen te laten toenemen tot een



Figuur 5.16: Onderverdeling van de geometrie in 4 zones voor verschillende meshdichtheden.

Tabel 5.8: Overzicht van de verschillende parameters van het elementennet

Richting	Zone			
	1	2	3	4
axiaal	$k_{1,axiaal}$	$k_{2,axiaal}$	$k_{3,axiaal}$	$k_{4,axiaal}$
omtrek	$k_{1,omtrek}$	$k_{2,omtrek}$	$k_{3,omtrek}$	$k_{4,omtrek}$

verdere toename van het aantal knopen geen noemenswaardige daling van de stijfheid van het model tot gevolg heeft. Gezien het elementennet onderverdeeld is in vier zones, dient deze studie in principe viermaal uitgevoerd te worden. De mesh in de verschillende zones is echter niet volledig onafhankelijk van elkaar. Definiëren we eerst de verschillende parameters waarvoor deze studie een waarde dient te leveren als in Tabel 5.8. In deze tabel staan acht parameters. De eerste parameter,  $k_{1,axiaal}$ , staat voor het aantal knopen dat zone 1 bevat in *axiale* richting. De betekenis van de overige zeven parameters laat zich raden.

Deze parameters zijn niet volledig onafhankelijk van elkaar, gezien de mesh van de verschillende zones op elkaar moet aansluiten. Zo moeten volgende verbanden gelden:

$$\begin{aligned}
 k_{1,axiaal} &= k_{2,axiaal} \\
 k_{1,omtrek} &= k_{3,omtrek} \\
 k_{3,axiaal} &= k_{4,axiaal} \\
 k_{2,omtrek} &= k_{4,omtrek}
 \end{aligned}$$



Dit betekent reeds een reductie van acht parameters naar vier onafhankelijke parameters. Gezien echter de dichtheid van zone 2 en 3 van minder belang is, kunnen we nog twee parameters elimineren door volgend verband aan te nemen:

$$k_{3,axiaal} = \frac{k_{1,axiaal}}{5}$$

$$k_{2,omtrek} = \frac{k_{3,omtrek}}{5}$$

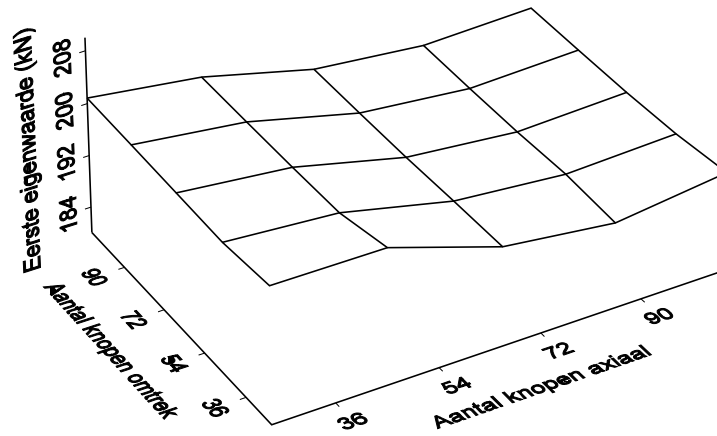
Op deze manier is het aantal te bepalen parameters gedaald tot twee, namelijk  $k_{1,axiaal}$  en  $k_{1,omtrek}$ .

### De initiële meshstudie

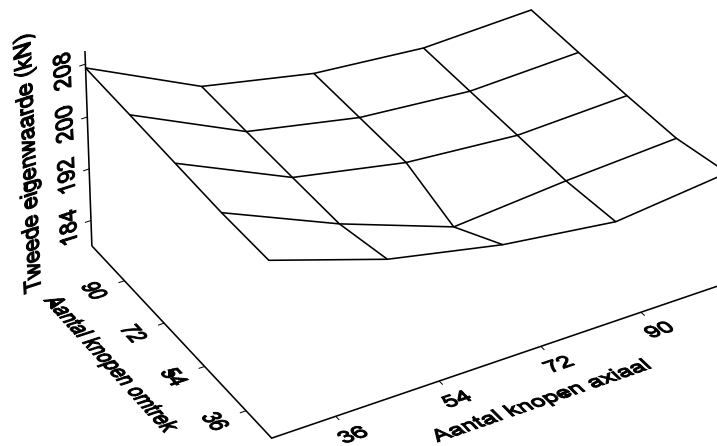
In een eerste verkennende studie naar de invloed van deze parameters, worden berekeningen uitgevoerd waarbij deze parameters de waarden 25, 45, 65, 85 en 105 aannemen. Voor elk van deze waarden zullen de eerste drie eigenwaarden van de constructie berekend worden. Op basis van deze berekeningen zullen we de nodige meshdichtheid trachten te bepalen. Deze eigenwaarden zijn daarvoor geschikt omdat ze enerzijds slechts een kleine rekentijd vergen en anderzijds omdat bij de eerste drie eigenwaarden twee fundamenteel verschillende bezwijkpatronen optreden (cf. Fig. C.1 – C.3), i.e. instabiliteit binnen de verstijfde zone en instabiliteit buiten deze zone. Op deze manier zal de bekomen mesh in staat zijn om beide bezwijkpatronen met voldoende nauwkeurigheid te simuleren.

De resultaten van deze berekeningen zijn in tabelvorm terug te vinden in bijlage als Tabel C.1. De resultaten zijn ook grafisch voorgesteld in Fig. 5.17 – Fig. 5.19. Deze figuren geven het verloop van de eigenwaarden in functie van het aantal knopen in axiale richting  $k_{1,axiaal}$  en omtreksrichting  $k_{1,omtrek}$ . Wanneer we dit verloop bekijken, dan merken we dat er bij deze waarden van de knooppparameters nog geen sprake is van het bereiken van een geconvergeerde toestand. Meer nog, een toename van het aantal knopen blijkt niet noodzakelijk een daling van de eigenwaarden tot gevolg te hebben, hoewel dit toch verwacht wordt. Een eerste verklaring voor dit gebrek aan monotone convergentie naar de eigenwaarde die hoort bij deze fysische constructie – of met andere woorden convergeren naar de werkelijke stijfheid van de constructie – dient gezocht te worden bij de eigenmodes die corresponderen bij de bekomen eigenwaarden. Vooral bij een laag aantal knopen, is de eigenmode die correspondeert met de eerste eigenwaarde niet noodzakelijk van dezelfde vorm als die van Fig. C.1<sup>5</sup>. Het is met andere woorden zo dat de volgorde van de eigenmodes wijzigt bij een toename van het aantal knopen in beide richtingen. Dit betekent dus dat in Fig. 5.17 – 5.19 eigenlijk niet het verloop geeft van de eigenwaarde horende bij één eigenmode, maar wel het verloop

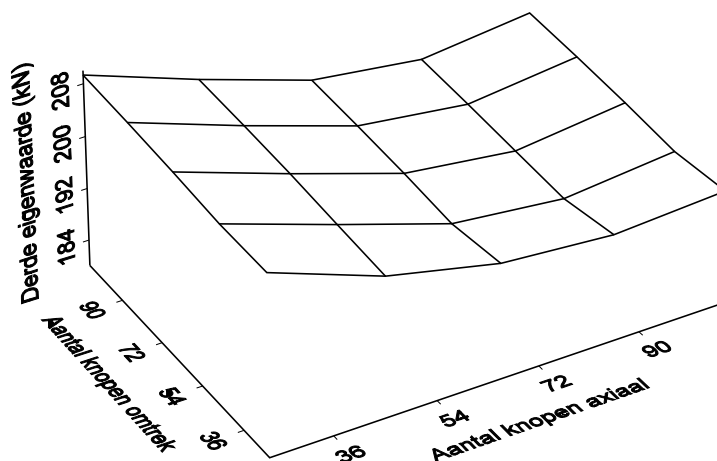
<sup>5</sup>Herinner: Fig. C.1 – C.3 geven de eerste drie eigenmodes van de perfecte cilinder wanneer een *voldoend dicht* – maar niet noodzakelijk optimaal – elementennet wordt aangewend.



Figuur 5.17: Resultaten van de initiële meshstudie voor de eerste eigenwaarde.



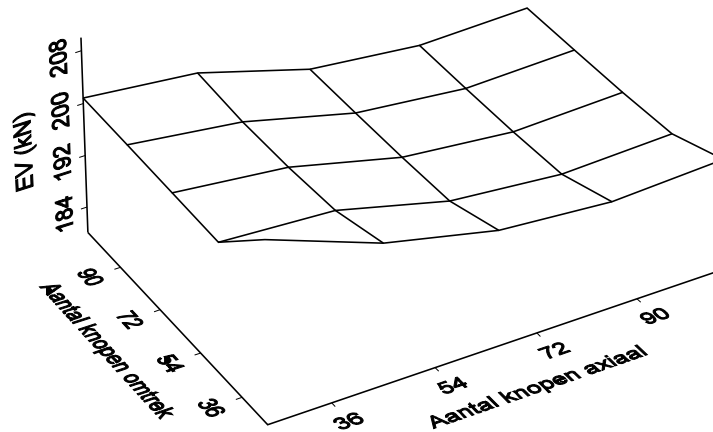
Figuur 5.18: Resultaten van de initiële meshstudie voor de tweede eigenwaarde.



Figuur 5.19: Resultaten van de initiële meshstudie voor de derde eigenwaarde.

geeft van de eerste eigenwaarde op zich. Dit is duidelijk niet de juiste aanpak om op zoek te gaan naar een convergerend elementennet.

Om hieraan te verhelpen, wordt in elk van de berekeningen gezocht naar de eigenwaarde die correspondeert met een eigenmode van de vorm uit Fig. C.1. Dit is een eigenmode waar de lokale instabiliteit geconcentreerd is in de verstijfde zone. Om het onderscheid te kunnen maken tussen de eerste eigenwaarde en de eigenwaarde die correspondeert met een eigenmode van de vorm als in Fig. C.1, zullen we de laatstgenoemde eigenwaarde in het vervolg aanduiden met de benaming *EV*. Het verloop van *EV* in functie van het aantal knopen is weergegeven in Fig. 5.20. De exacte waarden zijn terug te vinden in bijlage (Tabel C.2). Het verloop van deze grafiek lijkt al heel wat beter te voldoen aan de verwachtingen. We zien duidelijk dat zowel een toename van het aantal knopen in axiale richting als in omtreksrichting een daling van de eigenwaarde tot gevolg heeft. Gezien de twee andere eigenmodes (Fig. C.2 en Fig. C.3) niet altijd correspondeerden met één van de eerste drie berekende eigenwaarden kan voor deze modes geen grafiek als Fig. 5.20 gemaakt worden. De conclusie die we uit Fig. 5.20 en Tabel C.2 kunnen halen, is dat het aantal knopen nog niet geoptimaliseerd is, en dat vooral in omtreksrichting een verdere verfijning van het elementennet aangewezen is gezien de waarde van *EV* nog een aanzienlijke daling vertoont bij de beschouwde meshparameters.



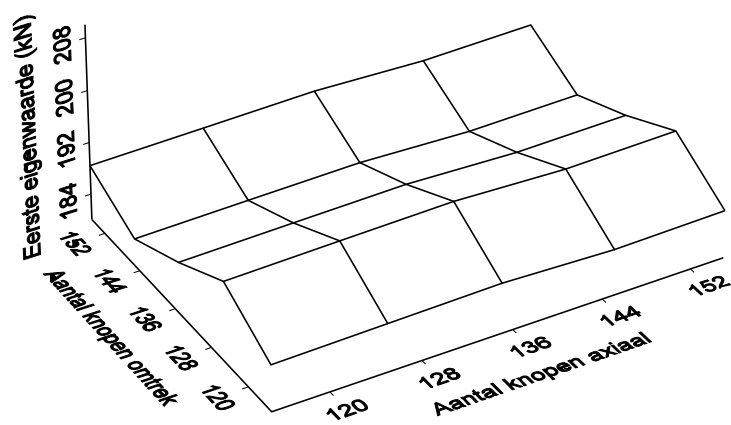
Figuur 5.20: Verloop van de eigenwaarde  $EV$ .

### De tweede meshstudie

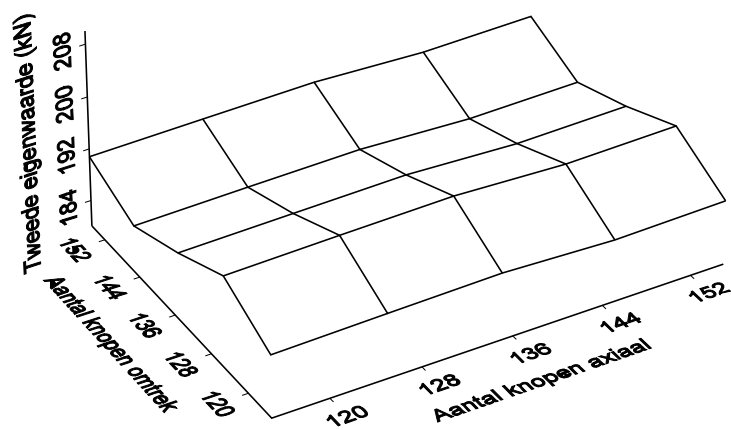
In een tweede meshstudie – waarvan het onderzoek gedeeltelijk werd uitgevoerd door Thomas Maes [31] – wordt verder gezocht naar een optimaal elementennet of met andere woorden, naar de geschikte waarden voor de parameters  $k_{1,axiaal}$  en  $k_{1,omtrek}$ . Daartoe wordt een parameterstudie uitgevoerd waarbij de vermelde parameters de waarden 115, 125, 135, 145 en 155 aannemen. De resultaten van deze studie zijn in tabelvorm terug te vinden in Tabel C.3 in bijlage. Er dient op gewezen te worden dat de eigenwaarden 1, 2 en 3 voor deze berekeningen reeds onmiddellijk corresponderen met respectievelijk eigenmode 1, 2 en 3 uit Fig. C.1 – C.3. Dezelfde resultaten zijn hier ook grafisch voorgesteld in Fig. 5.21 – 5.23.

Wanneer we deze nieuwe resultaten bestuderen, dan blijkt – ondanks het feit dat het nu telkens wel gaat om eenzelfde eigenmode – dat van convergeren nog altijd geen sprake is. Voor eigenwaarden 1 en 2 krijgen we relatief grote schommelingen wanneer het aantal knopen in omtreksrichting gewijzigd wordt. Voor eigenwaarde drie zijn de schommelingen minder uitgesproken, maar desalniettemin aanwezig. De verklaring voor deze schommelingen ligt verrat in de aanwezigheid van de verstijvers. In het numerieke model wordt verondersteld dat de verstijvers monolitisch verbonden zijn met de cilinderwand<sup>6</sup>. Dit wordt gemodelleerd door de randknopen van de verstijvers te

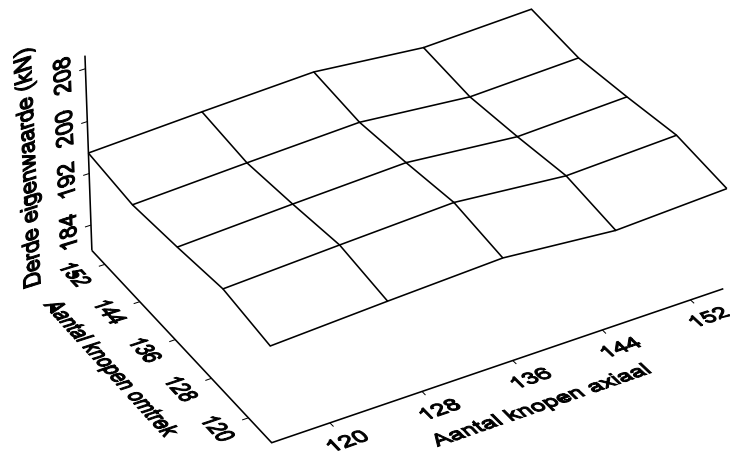
<sup>6</sup>Dit impliceert dat we veronderstellen dat de verbinding tussen de verstijvers en de cilinder in de praktijk niet bezwijkt voor de cilinder instabiel wordt.



Figuur 5.21: Resultaten van de tweede meshstudie voor de eerste eigenwaarde.

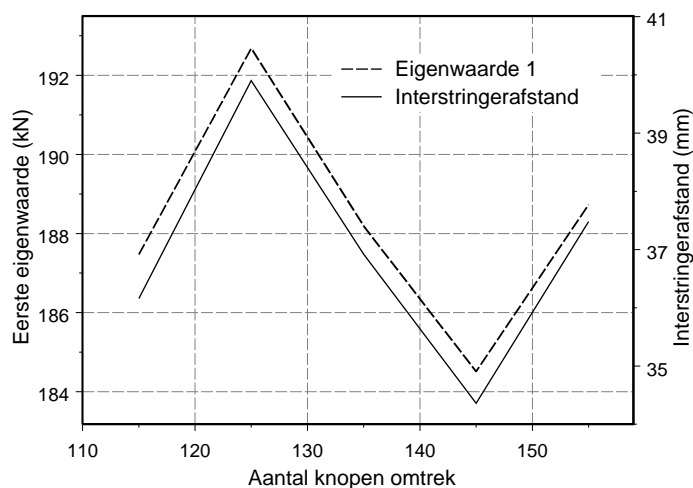


Figuur 5.22: Resultaten van de tweede meshstudie voor de tweede eigenwaarde.



Figuur 5.23: Resultaten van de tweede meshstudie voor de derde eigenwaarde.

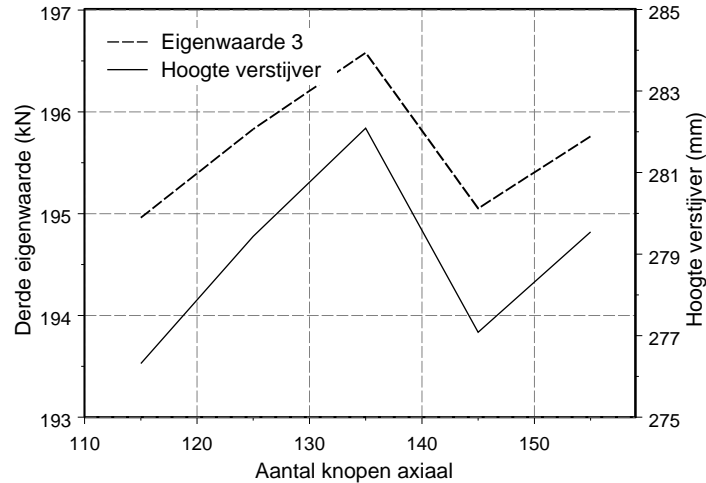
laten samenvallen met knopen van de cilinderwand. Deze manier van modeleren, samen met de gekozen meshstructuur, heeft als nadeel dat een wijziging van het aantal knopen in een bepaalde richting ook de positie van de verstijvers beïnvloedt. Zo dient nominaal de interstringerafstand  $d_s$  37 mm te bedragen. In het numerieke model wordt de positie van de langsverstijver echter zo gekozen dat hij samenvalt met de best passende verticale rand tussen twee kolommen elementen. Best passend kan in het geval van een lage  $k_{1,ontrek}$ -waarde echter een flinke afwijking van de nominale  $d_s$ -waarde betekenen. Op een gelijkaardige manier kan de exacte hoogte van de langsverstijver  $h_s$  afwijkingen vertonen van de nominale waarde van 280 mm. De grootte van deze afwijking is ditmaal afhankelijk van  $k_{1,axiaal}$ . Dit betekent dus dat in Fig. 5.21 – 5.23 niet de verbanden tussen de eigenwaarden en de elementdichtheid zijn weergegeven, maar wel een complexe functie van de elementdichtheid, de hoogte en positie van de langsverstijvers en de beschouwde eigenwaarde. Gelet op de eigenmodes uit Fig. C.1 – C.3 verwachten we dat voor eigenwaarden één en twee – waar het corresponderende bezwijkpatroon bestaat uit builen en deuken in de verstijfde zone – vooral de interstringerafstand bepalend zal zijn. De derde eigenmode bestaat uit builen en deuken boven de bovenring en bijgevolg verwachten we dat voor de corresponderende eigenwaarde de hoogte van de verstijver van groter belang zal zijn. Hoe dan ook, op basis van deze grafieken in Fig. 5.21 – 5.23 is het nauwelijks mogelijk om betrouwbare conclusies te formuleren in verband met de nodige netdichtheid.



Figuur 5.24: Verloop van de eerste eigenwaarde voor  $k_{1,axiaal} = 125$  en de interstringerafstand in functie van  $k_{1,omtrek}$ .

Om het verband tussen de parameters  $d_s$ ,  $k_{1,omtrek}$  en de eerste eigenwaarde duidelijk te maken, wordt hier Fig. 5.24 weergegeven. In deze figuur is de wijziging van zowel de eerste eigenwaarde als van de interstringerafstand bij een veranderend aantal knopen in omtreksrichting weergegeven. De waarde van  $k_{1,axiaal}$  wordt constant gehouden op 125. We kunnen duidelijk zien dat deze beide grootheden een zelfde verloop vertonen, wat ons vermoeden bevestigt dat de schommelingen in de eerste eigenwaarde veroorzaakt worden door de wijzigingen in de  $d_s$ -waarde. Het is evident dat voor de tweede eigenwaarde een gelijkaardig verband optreedt, gezien de gelijkaardige vorm van eigenmode twee. Voor de derde eigenwaarde kan een gelijkaardige grafiek worden weergegeven, waarbij ditmaal de hoogte van de verstijver als geometrische grootheid wordt beschouwd. Deze grafiek is terug te vinden in Fig. 5.25. Hier wordt de derde eigenwaarde alsook de hoogte van de verstijver in functie van het aantal knopen in axiale richting weergegeven. De waarde van  $k_{1,omtrek}$  wordt constant gehouden op 135. Opnieuw blijkt er een duidelijke parallel te bestaan tussen de geometrische grootheid en de bekomen eigenwaarde, zodat de variatie van de derde eigenwaarde bij veranderende  $k_{1,axiaal}$ -waarden kan toegeschreven worden aan de invloed van  $h_s$ .

Deze grafieken tonen duidelijk aan dat er wel degelijk een zeker verband bestaat tussen de geometrische grootheden en de bekomen eigenwaarden. Op basis van Fig. 5.24 – 5.25 gaan we bovendien uit van de veronderstelling dat het verband tussen de geometrische grootheden en de eigenwaarden lineair



Figuur 5.25: Verloop van de derde eigenwaarde voor  $k_{1,omtrek} = 135$  en de hoogte van de verstijver in functie van  $k_{1,axiaal}$ .

Tabel 5.9: De correlatiecoëfficiënten voor de geometrische grootheden en de eigenwaarden

Correlatie- coëfficiënten	Eigenwaarde		
	1	2	3
$d_s$	0,993	0,991	0,678
$h_s$	0,084	0,104	0,729

is. We kunnen het bestaan van dit verband controleren door de correlatiecoëfficiënten  $\rho_{XY}$  te berekenen. De coëfficiënten voor het verband tussen de eigenwaarden en  $d_s$  enerzijds en de eigenwaarden en  $h_s$  anderzijds werden berekend op basis van de resultaten uit Tabel C.3 en zijn op hun beurt samengevat in Tabel 5.9. Deze resultaten tonen duidelijk aan dat er vooral een zeer grote correlatie bestaat tussen de eerste twee eigenwaarden en de onderlinge afstand tussen de langsverstijvers. Bovendien betekent een hoge correlatiecoëfficiënt niet enkel dat er een sterke afhankelijkheid is tussen beide parameters, maar ook dat het verband uitgesproken lineair is [53]. De correlatiecoëfficiënten voor deze twee eigenwaarden tonen tegelijk aan dat er nauwelijks sprake is van een verband met de hoogte van de verstijver. Deze conclusies zijn logisch gezien deze eerste twee eigenwaarden corresponderen met eigenmodes die gekenmerkt worden door builen en deuken in de ver-



Tabel 5.10: De afgeleide parameters voor de lineaire verbanden tussen de verstijvergeometrie en de eigenwaarden

Eigenwaarde	$m_d$	$b_d$	$m_h$	$b_h$
1	1,42	135,06	0,61	188,20
2	1,21	145,98	0,52	190,62
3	0,30	184,47	0,14	195,66

stijfde zone. Voor de derde eigenwaarde is de situatie verschillend. Voor deze eigenwaarde blijkt er een redelijke afhankelijkheid te bestaan van *beide* geometrische grootheden, maar deze afhankelijkheid – of het lineaire karakter daarvan – is niet zo uitgesproken als voor de eerste twee eigenwaarden. Ook dit is logisch te verklaren, gezien de corresponderende eigenmode builen en deuken vertoont buiten de verstijfde zone. In die zone zijn de positie en dimensies van de langsverstijver wel van belang, maar niet allesoverheersend.

### Compensatie van de invloed van de geometrische grootheden

Gelet op deze correlatiecoëfficiënten, lijkt het nodig een poging te ondernemen om de invloed van de geometrische grootheden te compenseren ten einde de convergentie van ons elementennet te controleren. We kunnen voor beide geometrische parameters afzonderlijk een voorschrift opstellen van de vorm

$$\text{eigenwaarde} = m_d \cdot d_s + b_d \quad (5.2)$$

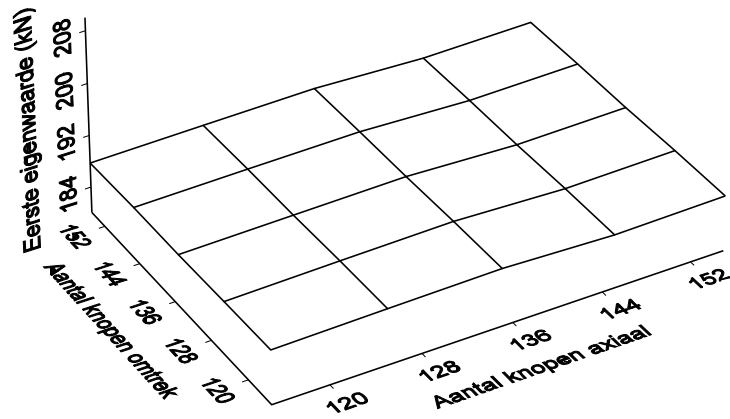
$$\text{eigenwaarde} = m_h \cdot h_s + b_h \quad (5.3)$$

op basis van de resultaten uit Tabel C.3. Deze voorschriften worden bepaald door de  $m$ - en  $b$ -waarden in de uitdrukking. De gemiddelde  $m$ - en  $b$ -waarden die voor de verschillende eigenwaarden gevonden werden zijn samengevat in Tabel 5.10. De waarde van de richtingscoëfficiënten  $m_d$  en  $m_h$  geeft onmiddellijk ook aan hoe sterk de invloed is van de geometrische parameter voor de beschouwde eigenwaarde. Dit betekent dus dat op basis van Tabel 5.10 kan besloten worden dat enkel  $d_s$  relatief gezien grote wijzigingen van de eigenwaarden veroorzaakt<sup>7</sup>.

Bijgevolg besluiten we om voor de berekende eigenwaarden met behulp van Vergelijking (5.2) de invloed van de omtrekpositie van de langsverstijver uit de resultaten zo goed mogelijk te verwijderen door het becijferen van *gecorrigeerde* eigenwaarden. Gelet op de relatief kleine  $m_h$ -waarden zullen we geen correctie toepassen voor de wijzigende hoogte van de langsverstijver.

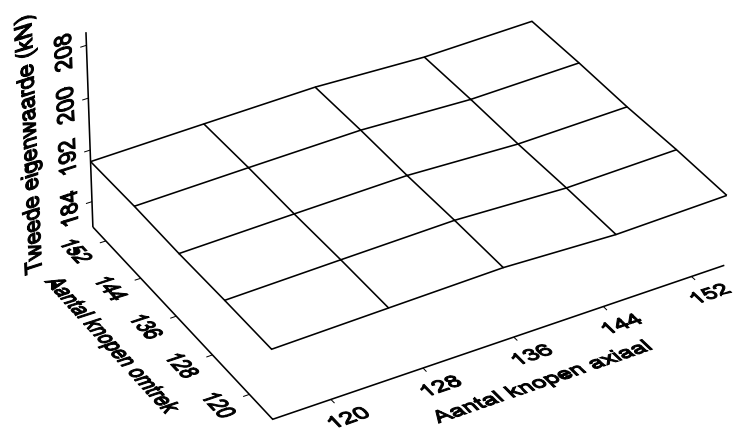
De invloed van  $d_s$  kan uit de eigenwaarden verwijderd worden door de berekende eigenwaarden te verhogen met een waarde gegeven door  $m_d \cdot (37 -$

<sup>7</sup>Merk op dat de relatieve grootte van de wijzigingen los staat van de correlatie tussen de verschillende grootheden.

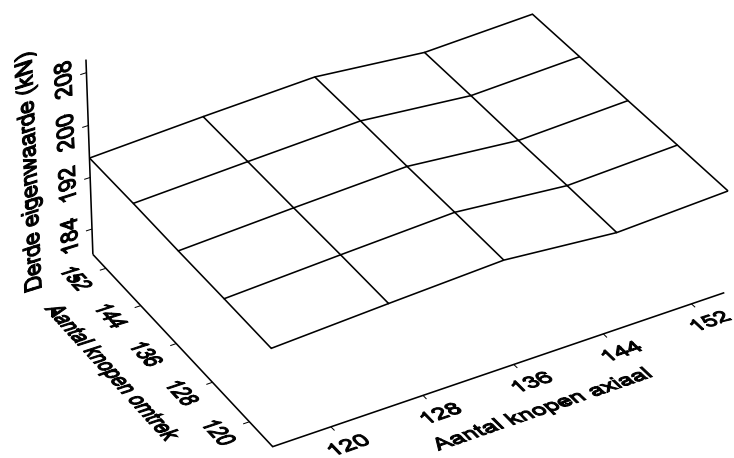


Figuur 5.26: Resultaten na correctie voor de eerste eigenwaarde.

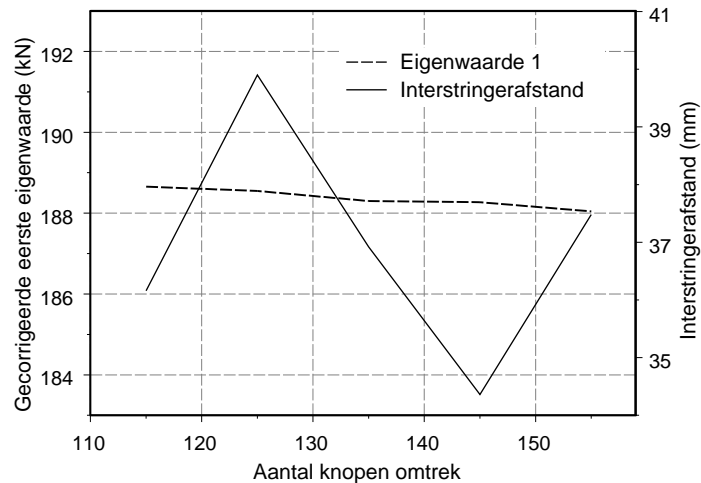
$d_s$ ). Dit werd gedaan voor de drie eigenwaarden en de resultaten zijn terug te vinden in Tabel C.4. De gecorrigeerde eigenwaarden zijn hier in grafische vorm voorgesteld in Fig. 5.26 – 5.28. We zien onmiddellijk dat voor de eerste twee eigenwaarden er bijna geen schommelingen in het verloop van de eigenwaarde optreden en dat bijgevolg een verdere verfijning van het elementennet in axiale of omtreksrichting niet meer nodig is voor deze eigenwaarden. Dit wordt bevestigd door een grafiek die de wijziging van de gecorrigeerde eerste eigenwaarde alsook van de interstringerafstand bij een veranderend aantal knopen in de omtreksrichting aangeeft (Fig. 5.29). In deze figuur is de waarde van  $k_{1,axiaal}$  gelijk genomen aan 125. Deze figuur toont duidelijk aan dat door de correctie de invloed van de interstringerafstand geneutraliseerd wordt en bijgevolg krijgen we voor een toename van het aantal knopen in omtreksrichting nu een normaal convergerend verloop van de eerste eigenwaarde. We merken echter ook op dat deze convergentie nog slechts een kleine daling van de eigenwaarde veroorzaakt en dat bijgevolg ook voor het aantal knopen in de omtreksrichting geen verhoging nodig is. Voor de derde eigenwaarde (Fig. 5.28) merken we dat de schommelingen niet volledig verdwenen zijn. Vooral in axiale richting zijn er nog steeds schommelingen, gezien enkel de invloed van  $d_s$  gecompenseerd werd. Toch kunnen we opmerken dat deze schommelingen niet van die aard zijn om een verder onderzoek naar het nodige elementennet voor deze eigenwaarde te overwegen. We kunnen dus concluderen dat het elementennet voor de twee beschouwde buillocaties voldoende



Figuur 5.27: Resultaten na correctie voor de tweede eigenwaarde.



Figuur 5.28: Resultaten na correctie voor de derde eigenwaarde.



Figuur 5.29: Verloop van de gecorrigeerde eerste eigenwaarde voor  $k_{1,axiaal} = 125$  en de interstringerafstand in functie van  $k_{1,omtrek}$ .

fijn is<sup>8</sup>.

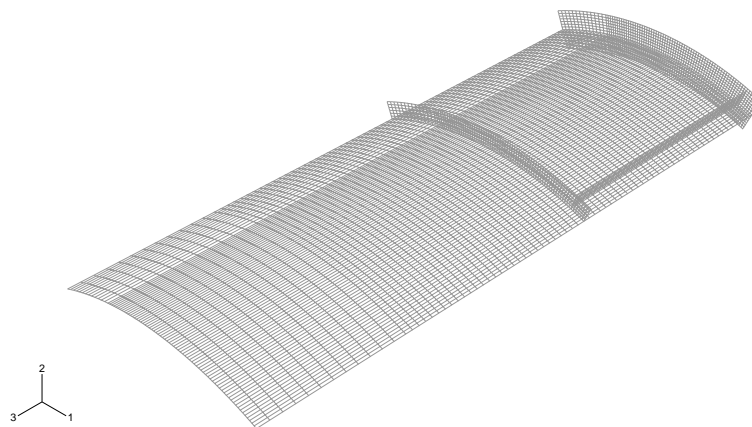
### Uiteindelijke keuze van de knooppparameters

Gezien er een zekere convergentie van de drie eigenwaarden bereikt is, kunnen we een uiteindelijke keuze van de knooppparameters  $k_{1,axiaal}$  en  $k_{1,omtrek}$  maken. Voor beide parameters kunnen we in principe een waarde kiezen uit de onderzochte waarden 115, 125, 135, 145 en 155, gezien de verschillen in de resulterende eigenwaarden zeer beperkt zijn. Om tussen deze waarden te kunnen kiezen, zullen we ook rekening houden met de wens om de nominale waarden van de geometrische grootheden zo goed mogelijk te benaderen. Bepalen we eerst het aantal knopen in axiale richting  $k_{1,axiaal}$ . Gelet op de wens om de nominale waarde van  $h_s$  zo goed mogelijk te benaderen, zijn de waarden 125 en 155 het meest geschikt. Om echter rekentijd te besparen, verkiezen we de laagste waarde van deze twee, namelijk de waarde 125. Wat betreft het aantal knopen in omtreksrichting, dient eenzelfde keuze gemaakt te worden uit de onderzochte waarden. Voor deze keuze zullen we terug rekening houden met de wens om enerzijds een zo klein mogelijke rekentijd te bekomen (dus een zo klein mogelijk aantal knopen) en anderzijds om de nominale

<sup>8</sup>Verder in dit doctoraal onderzoek zal aangetoond worden dat voor praktische gevallen dit de enige twee optredende buillocaties zijn, zodat deze studie ook geldig is voor de andere berekeningen.

Tabel 5.11: De relevante parameters van het gekozen elementennet

$k_{1,axiaal}$	$k_{1,omtrek}$	$k_{3,axiaal}$	$k_{2,omtrek}$	$d_s$ [mm]	$h_s$ [mm]
125	135	25	27	36,92	279,44



Figuur 5.30: Het elementennet met de gekozen dichtheden.

waarde van  $d_s$  zo goed mogelijk te benaderen. Gelet op deze twee wensen, kiezen we voor de waarde 135. Bij deze zijn de parameters voor het elementennet vastgelegd. Een samenvatting van deze parameters is in Tabel 5.11 gegeven. Merk op dat deze parameters optimaal zijn voor de schaalgeometrie zoals die gegeven is in Tabel 5.3 – 5.5. Wanneer de geometrie van de cilinder of de verstijvers wijzigt, dient in principe de mesh opnieuw geoptimaliseerd te worden. Verder in dit werk komen we daar op terug. Het optimale elementennet voor deze geometrie is in Fig. 5.30 weergegeven. De eigenwaarden die bij dit elementennet horen, zijn opgenomen in Tabel 5.12 met de vermelding *niet-uniform*.

#### Het uniforme elementennet

Tot slot kunnen we nog controleren of onze indeling van het elementennet in vier zones – waarbij de dichtheid van drie zones als minder belangrijk werd ondersteld – geen invloed heeft op de berekende eigenwaarden. Daartoe berekenen we de eigenwaarden van een model waar de elementendichtheid uit zone 1 overgenomen wordt door de andere zones en we bijgevolg een model krijgen met een uniforme meshdichtheid. De bekomen eigenwaarden zijn sa-

Tabel 5.12: Bekomen eigenwaarden voor een niet-uniforme en een uniforme mesh

Cilindermodel	Eigenwaarde [kN]		
	1	2	3
niet-uniform	188,19	190,63	195,83
uniform	188,20	190,63	195,83

mengevat in Tabel 5.12 met de vermelding *uniform*. Uit de vergelijking met de resultaten van het niet-uniforme model, blijkt dat er nauwelijks of geen invloed te bespeuren is door het verlagen van de dichtheid in zones 2 – 4. Het is dus gerechtvaardigd om het model met de niet-uniforme mesh te gebruiken.

### Elementennetten in de literatuur

Net zoals voor de andere kenmerken van het numerieke model, geven we een overzicht van de elementennetten die gebruikt werden in de modellen die relevant zijn voor onze studie.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

Voor de numerieke simulaties van lokaal ondersteunde cilinderschalen gebruikte Guggenberger twee modellen: één met *S4R5* elementen en één met *S8R5* elementen. Voor beide modellen is de opbouw van het elementennet echter gelijklopend. Het elementennet is niet-uniform uitgevoerd, met een fijne mesh in een zone net boven het steunpunt. Deze zone is voor deze modellen echter kleiner dan de zone in ons model wegens het ontbreken van de langsverstijvers die de buil naar boven kunnen dwingen.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

Het numerieke model dat opgesteld werd door Teng *et al.* heeft een gelijkaardig elementennet als de modellen van Guggenberger. Ook hier werd de mesh fijn genomen net boven het steunpunt en ruwer in de overige delen van de cilinderschaal.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

Bij dit onderzoek werden meerdere elementennetten onderzocht, vooral wanneer een plastische analyse werd uitgevoerd. Globaal gezien kunnen we stellen dat de dichtheid van het net het grootst werd genomen in de buurt van het steunpunt en iets ruwer in de andere delen van de cilinder.

#### *Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

Tabel 5.13: De aangenomen materiaaleigenschappen van het staal

Materiaaleigenschap	Waarde
Elasticiteitsmodulus	$E = 200000 \text{ MPa}$
Getal van Poisson	$\nu = 0,30$
Glijdingsmodulus	$G = 0,5E/(1 + \nu) = 77000 \text{ MPa}$

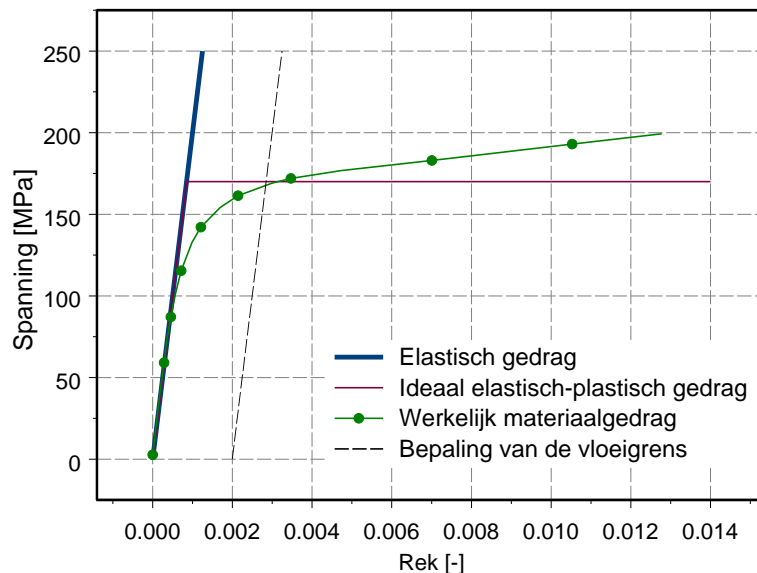
Het elementennet dat opgebouwd werd door Herzig ziet er anders uit dan ons net. Waar wij slechts één zone met hoge fijnheid in beschouwing nemen, deelt Herzig deze zone op in twee kleinere delen. De eerste fijne zone situeert zich net boven het steunpunt en heeft een hoogte die kleiner is dan de langsverstijver. De tweede zone met verhoogde fijnheid bevindt zich net boven de bovenring. De overige delen van de geometrie zijn bestreken door een ruwer elementennet.

### 5.3.6 Mogelijke materiaaleigenschappen voor het numerieke model

De laatste belangrijke eigenschappen van het verstijfde cilindermodel die dienen besproken te worden zijn de materiaaleigenschappen. Voor de numerieke simulaties werd het materiaal van de cilinders verondersteld staal te zijn. De materiaaleigenschappen van dit staal werden dezelfde genomen als deze die in Eurocode 3 – Deel 4.1 [36] worden aangenomen. Deze waarden zijn samengevat in Tabel 5.13.

Verder dient ook een onderscheid gemaakt te worden tussen drie soorten materiaalgedragingen die tijdens dit doctoraal onderzoek aan bod zullen komen. Het eerste soort materiaalgedrag is het elastisch gedrag, waarbij dus van vloeien geen sprake is. In het spannings-rekdiagram wordt dit gedrag weergegeven door een rechte met de elasticiteitsmodulus  $E$  als richtingscoëfficiënt. Dit gedrag zal voorkomen in de analyses waar sprake is van lineair materiaalgedrag.

Een realistischer materiaalgedrag wordt bekomen wanneer het materiaal ideaal elastisch-plastisch wordt verondersteld. In dit geval gedraagt het staal zich elastisch tot wanneer de spanning de vloeigrens  $f_y$  bereikt. Vanaf dat punt kan de spanning in het materiaal niet verder toenemen, terwijl de rek onbeperkt kan stijgen. Het materiaal vloeit. De waarde van de vloeigrens die in het numerieke model aangenomen wordt, is in eerste instantie afgeleid van de resultaten van de trekproeven die uitgevoerd werden op het gebruikte staal van de cilinderproeven. De resultaten gaven echter een relatief lage waarde aan voor deze vloeigrens, zodat voor de uiteindelijke parameterstudie ter bepaling van de ontwerpregel gekozen werd voor praktischer vloeigrenzen (cf. infra). Het derde materiaalgedrag leunt het best aan bij het werkelijke gedrag



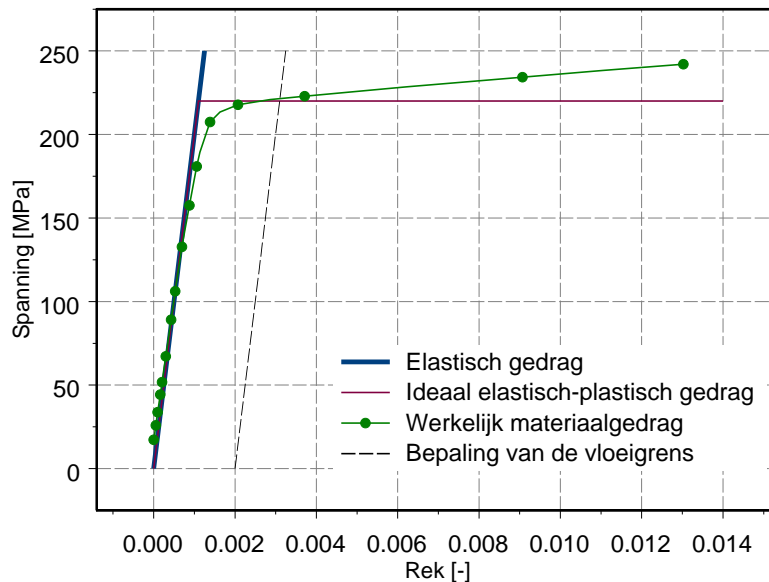
Figuur 5.31: Het spannings-rekdiagram horende bij de staalplaat met dikte van 0,7 mm – Overzicht van de verschillende materiaalgedragingen.

van het gebruikte staal in de cilinderproeven. Uit de trekproeven volgde namelijk een vloeiend spannings-rekdiagram dat in deze vorm in het programma ABAQUS kan ingevoerd worden. Op die manier kan men spreken van *werkelijk materiaalgedrag*.

Tussen deze laatste twee materiaalgedragingen dient gekozen te worden wanneer analyses worden uitgevoerd waarbij sprake is van niet-lineair materiaalgedrag.

In Fig. 5.31 – Fig. 5.32 zijn de verschillende spannings-rekcurves weergegeven voor de twee relevante plaatdiktes. Fig. 5.31 behandelt het materiaalgedrag voor de plaat met dikte 0,7 mm. In deze figuur is de rechte horende bij het elastisch materiaalgedrag weergegeven. Ook het bilineaire diagram voor het ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag wordt afgebeeld in deze figuur. De tweede rechte van deze curve heeft een ordinaatwaarde van 170 MPa. Deze waarde werd afgeleid door voor het werkelijke materiaalgedrag de spanning te bepalen die hoorde bij een plastische rek van 0,2%. Deze afleiding wordt ook in de figuur geïllustreerd. In Fig. 5.32 zijn dezelfde curves weergegeven, ditmaal voor de plaat van 1,5 mm. Met deze plaat correspondeert een hoge-





Figuur 5.32: Het spannings-rekdiagram horende bij de staalplaat met dikte van 1,5 mm – Overzicht van de verschillende materiaalgedragingen.

re 0,2% strek-grens, wat een vloei-grens  $f_y$  van 215 MPa oplevert. De invloed van deze materiaalgedragingen op de stabiliteit van de lokaal ondersteunde cilinder zullen verder in dit werk besproken worden.

Ook bij de relevante modellen in de literatuur werden een aantal materiaalkenmerken in rekening gebracht. Deze worden hieronder vermeld.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Guggenberger [13]*

Het staal dat in het numerieke model van Guggenberger werd gemodelleerd vertoonde een ideaal elastisch-plastisch gedrag met als materiaalkenmerken een elasticiteitsmodulus  $E = 206000$  MPa, getal van Poisson  $\nu = 0,3$ . De onderzochte waarden van de vloei-grens zijn  $f_y = 235, 275$  en  $355$  MPa.

#### *Onverstijfde cilinderschalen – Teng et al. [55]*

Bij dit numerieke model werd uitgegaan van elastisch materiaalgedrag, waarbij een elasticiteitsmodulus van  $200000$  MPa en een getal van Poisson gelijk aan  $0,3$  werd ondersteld.

*Onverstijfde cilinderschalen – Li [28]*

In dit doctoraal werk werd het materiaal gemodelleerd als ideaal elastisch-plastisch, waarbij voor de vloeigrens de waarden 100, 250 en 500 MPa werden aangenomen. Voor de overige materiaalkenmerken werd gewerkt met een elasticiteitsmodulus  $E = 200000$  MPa en een getal van Poisson  $\nu = 0,3$ .

*Verstijfde cilinderschalen – Herzig [19]*

In dit numerieke model werd ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag met een vloeigrens van 240 MPa ondersteld. De invloed van  $f_y = 180, 300, 360$  en 480 MPa werd ook onderzocht. De elasticiteitsmodulus werd gelijkgesteld aan 210000 MPa. Informatie over het getal van Poisson werd niet meegegeeld (hoewel vermoedelijk de waarde van 0,3 werd gehanteerd).

## 5.4 Berekeningsresultaten met het verstijfde model

### 5.4.1 Overzicht van de types berekeningen vermeld in de Eurocode

Nu het numerieke model opgesteld is, zullen we een aantal berekeningen uitvoeren met dit model. Met het eindige elementenprogramma ABAQUS kunnen tal van analyses uitgevoerd worden. Een aantal van die analyses werd reeds in vorige leden behandeld. Hier zal een overzicht gegeven worden van de analyses die voor onze cilinderschalen relevant zijn. Deze types berekeningen zijn verduidelijkt in de Eurocode [35] en in dit werk zullen we de daar afgesproken afkortingen consequent doorvoeren.

#### Lineair elastische analyse (LA)

Bij dit soort analyse wordt het evenwicht uitgedrukt in de onvervormde stand van de constructie (eerste orde analyse). Bovendien wordt voor deze analyse uitgegaan van lineair elastisch materiaalgedrag.

#### Geometrisch niet-lineaire analyse (GNA)

Deze soort analyse houdt rekening met de vervorming van de constructie bij het uitschrijven van de evenwichtsvergelijkingen. We spreken van een geometrisch niet-lineaire analyse. Wat het materiaalgedrag betreft, wordt nog vastgehouden aan lineair elastisch gedrag.

#### Materiaal niet-lineaire analyse (MNA)

Bij dit soort analyse wordt het evenwicht uitgedrukt in de onvervormde stand van de constructie (eerste orde analyse). Wat betreft het materiaalgedrag wordt afgeweken van het lineair elastisch gedrag, er wordt namelijk plasticiteit in rekening gebracht (voor dit doctoraal werk betekent dit dus ideaal elastisch-plastisch of werkelijk materiaalgedrag).

#### Geometrisch en materiaal niet-lineaire analyse (GMNA)

Bij dit soort analyse wordt zowel voor de geometrie als voor het materiaal de onderstelling van lineariteit verlaten. Evenwichtsvergelijkingen worden opgesteld op basis van de vervormde geometrie, terwijl een niet-lineair spannings-rekdiagram in de analyse geïncorporeerd wordt om een realistisch materiaalgedrag te simuleren.

#### Geometrisch en materiaal niet-lineaire analyse waarbij imperfecties in rekening worden gebracht (GMNIA)

Deze analyse gaat uit van dezelfde onderstellingen als een GMNA analyse, met dit verschil dat hier gerekend wordt met een imperfecte schaalstructuur. Voor dit doctoraal werk komt dit neer op het in rekening brengen van geometrische imperfecties.

### 5.4.2 Overzicht van de resultaten

De verschillende types analyses die in vorig lid ter sprake kwamen zijn voor de twee numerieke modellen – rigide ondersteuning en soepele ondersteuning – uitgevoerd. De resultaten van deze analyses zijn in Tabel 5.14 samengevat. In deze tabel is voor elke analyse telkens de bezwijkbelasting  $F_u$  (of eigenwaarde in het geval van eigenwaardeberekeningen) en de bezwijkvorm (of eigenmode) aangeduid. Wat betreft de bezwijkvorm is een onderscheid gemaakt tussen twee fundamenteel verschillende vervormingspatronen. De eerste bezwijkvorm wordt hier aangeduid met de benaming *Verstijfde zone* en wijst op het optreden van builen en deuken in de zone net boven het steunpunt. Dit betekent dat de cilinderschaal en/of de langsverstijver in die zone instabiel worden. De tweede bezwijkvorm krijgt de benaming *Cilinderwand*. Met deze bezwijkvorm stemmen de builen en deuken overeen die optreden in de cilinderschaal boven de bovenste ringverstijver<sup>9</sup>. Naast de bezwijkbelasting  $F_u$ , welke de bezwijkbelasting is voor de volledige cilinder en niet

<sup>9</sup>Merk op dat het opdelen van alle verschillende bezwijkfenomenen in twee types noodzakelijk een vereenvoudiging van de werkelijkheid betekent. Waar relevant, zal meer informatie betreffende het optredende bezwijkpatroon verschaft worden.

voor slechts het segment van  $45^\circ$ , is in de tabel ook de *relatieve bezwijkspanning*  $\sigma_u/\sigma_{cl}$  weergegeven, waarbij

$$\sigma_u = \frac{F_u}{4(w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s)} \quad (5.4)$$

de bezwijkspanning, i.e. de gemiddelde spanning over een steunpunt bij het bezwijken, weergeeft en

$$\sigma_{cl} = 0,605E \cdot \frac{t}{r} = 242\text{MPa}$$

de klassieke elastische kritieke spanning is, zoals gegeven in vergelijking (2.1). De uitgevoerde analyses hebben betrekking op verstijfde cilinders met afmetingen zoals vermeld in Tabel 5.3 – 5.5.

De resultaten van de verschillende analyses zullen hier besproken worden, en dit voor beide numerieke modellen. Voor een uitgebreide vergelijkende studie tussen de aanname van rigide steunpunten en soepele steunpunten verwijzen we echter naar volgend hoofdstuk.

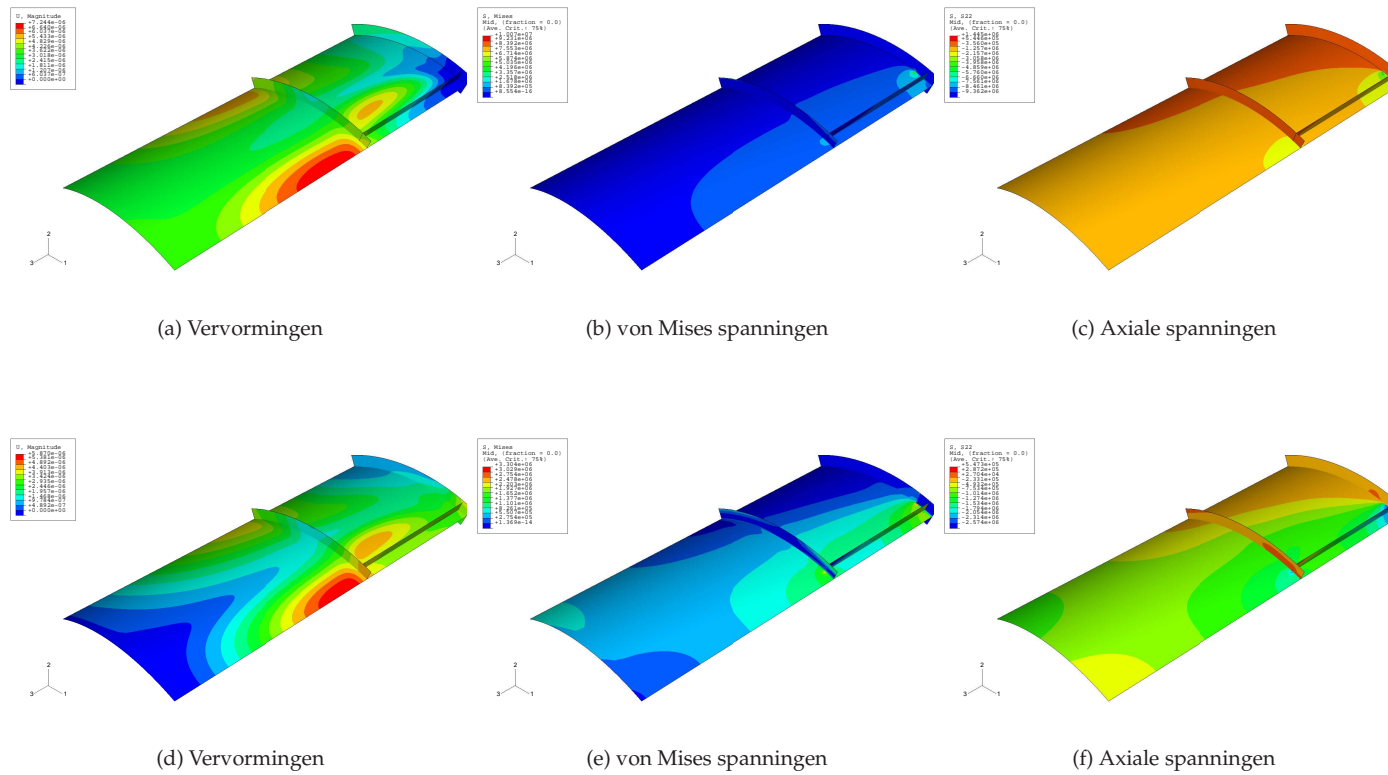
## LA

De meest eenvoudige soort berekeningen is de lineaire analyse. Deze analyse werd uitgevoerd voor beide numerieke modellen en vormt de basis voor de eigenwaardeberekeningen van volgend lid. Deze eigenwaardeberekeningen met bijhorende eigenmodes zullen belangrijk zijn wanneer imperfecte cilinders berekend worden. De resultaten van de lineaire analyses voor beide aannames betreffende de steunpunten zijn onder de vorm van contourplots weergegeven in Fig. 5.33. Voor beide aannames zijn de vervormingen, de von Mises spanningen en de axiale spanningen gegeven.

**Rigide steunpunten** De resultaten zijn terug te vinden in Fig. 5.33(a) – Fig. 5.33(c). In Fig. 5.33(a) zijn de vervormingen voor deze lineaire analyse weergegeven. Deze contourplot geeft aan dat de grootste vervormingen optreden in een langwerpige zone boven de bovenring en in de buurt van de longitudinale symmetrierand boven het steunpunt. Wat betreft de von Mises spanningen uit Fig. 5.33(b), blijkt dat de grootste vergelijkingsspanning optreedt in de cilinderschaal ter plaatse van de rand van het steunpunt. De vergelijkingsspanning neemt eveneens hoge waarden aan in de cilinderschaal ter plaatse van de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring. Indien we nu de axiale spanningen in de verstijfde cilinderschaal nader bestuderen (zie Fig. 5.33(c)), dan blijkt de positie van de piekspanningen dezelfde te zijn als voor de von Mises spanningen. Dit zijn met andere woorden de zones waar het eerst builen zouden optreden indien we geen rekening houden met geometrische niet-lineariteit. Bijkomend geeft de figuur ook aan hoe de overgang gebeurt tussen een uniforme lijnlast (en dus een uniforme axiale span-

Tabel 5.14: Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen

Type Analyse	Rigide Steunpunten			Soepele Steunpunten		
	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/\sigma_{cl}$ [-]	Bezwijkvorm	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/\sigma_{cl}$ [-]	Bezwijkvorm
Eigenwaarde 1	188,19	1,68	Verstijfde zone	204,11	1,83	Cilinderwand
Eigenwaarde 2	190,63	1,70	Verstijfde zone	207,74	1,85	Cilinderwand
Eigenwaarde 3	195,83	1,74	Cilinderwand	222,27	1,98	Verstijfde zone
Eigenwaarde 4	197,89	1,76	Cilinderwand	222,38	1,98	Verstijfde zone
Eigenwaarde 5	211,51	1,88	Verstijfde zone	223,27	1,99	Cilinderwand
GNA	120,8	1,08	Cilinderwand	129,8	1,16	Cilinderwand
MNA	101,4	0,90	Verstijfde zone	97,1	0,86	Verstijfde zone
GMNA	91,6	0,82	Verstijfde zone	88,8	0,79	Verstijfde zone
GMNIA						
Eigenmode 1	78,3	0,70	Verstijfde zone	70,7	0,63	Cilinderwand
Eigenmode 2	78,1	0,70	Verstijfde zone	74,8	0,67	Cilinderwand
Eigenmode 3	73,8	0,66	Cilinderwand	66,6	0,59	Cilinderwand
Eigenmode 4	73,9	0,66	Cilinderwand	67,5	0,60	Cilinderwand
Eigenmode 5	77,5	0,69	Cilinderwand	67,1	0,60	Cilinderwand



Figuur 5.33: De vervormingsfiguren en de contourplots van de von Mises en axiale spanningen voor beide modellen: (a) – (c) Rigide steunpunten; (d) – (f) Soepele steunpunten.

ningsverdeling) ter plaatse van de bovenrand en de lokale randvoorwaarden ter plaatse van de steunpunten.

**Soepele steunpunten** De resultaten zijn terug te vinden in Fig. 5.33(d) – Fig. 5.33(f). Beschouwen we eerst de vervormingsfiguur uit Fig. 5.33(d), dan zien we dat deze gelijkaardig is aan deze voor de rigide steunpunten: de grootste vervormingen treden terug op in het gedeelte van de cilinderschaal net boven de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring. Wat betreft de von Mises spanningen uit Fig. 5.33(e), dan blijkt ook voor dit model dat de spanningen een piekwaarde bereiken in het gedeelte cilinderschaal dat zich nabij de rand van het steunpunt bevindt. Bijna even hoge waarden worden bereikt in de cilinderschaal in de buurt van de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring. Tot slot is voor dit model ook de axiale spanning gegeven in Fig. 5.33(f). De maximale axiale spanningen treden terug op in de cilinderschaal in de buurt van het steunpunt, maar ditmaal over de volledige breedte van het steunpunt en niet meer enkel aan de rand. De reden hiervoor zal duidelijk gemaakt worden in Hoofdstuk 6. Ook in het gedeelte van de cilinderschaal dat zich boven de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring bevindt, blijken terug hoge axiale spanningen voor te komen. Het is dan ook niet verwonderlijk dat deze twee zones met hoge axiale spanningen ook de locaties zijn waar de builen het frequentst zullen voorkomen.

#### Eigenwaardeberekeningen

De eigenwaarden voor beide modellen zijn terug te vinden in Tabel 5.14. De corresponderende eigenmodes zijn afgebeeld in Fig. 5.34 en 5.35. Om te vermijden dat al deze vervormingsfiguren aanleiding geven tot tientallen pagina's met figuren tussen de tekst, is hier gekozen om telkens vijf eigenmodes op één bladzijde te plaatsen en deze vervormingsfiguren nogmaals te herhalen in groter formaat in bijlage als Fig. D.1 – Fig. D.10.

**Rigide steunpunten** Zoals in Tabel 5.14 kan gezien worden, corresponderen met de eerste twee eigenwaarden voor de veronderstelling rigide steunpunten eigenmodes die gekarakteriseerd worden door builen en deuken net boven het steunpunt – bezwijkpatroon *Verstijfde zone*. De volgende twee eigenwaarden corresponderen met eigenmodes waar de instabiliteit boven de bovenring optreedt – bezwijkpatroon *Cilinderwand*. De vijfde eigenmode komt overeen met een eigenmode die builen en deuken vertoont in de verstijfde zone en die voor de eenvoud ook geklasseerd wordt in de categorie *Verstijfde zone*. De eigenwaarden blijken sterk afhankelijk te zijn van de corresponderende eigenmodes. Zo liggen de eerste twee eigenwaarden – met gelijkaardige eigenmodes – zeer dicht bij elkaar. Ook de derde en vierde eigenwaarden liggen dicht bij elkaar en hebben gelijkaardige eigenmodes. Uit deze eigenwaardeberekening zijn ook nog andere conclusies te trekken. In Tabel 5.14

is telkens naast de eigenwaarde ook de dimensieloze bezwijkspanning weergegeven. Deze bezwijkspanning is voor de eigenwaarden telkens groter dan de eenheid, wat aangeeft dat de spanningen bij de verstijfde cilinder op lokale steunpunten theoretisch<sup>10</sup> hogere waarden kunnen aannemen dan bij een uniform ondersteunde cilinder. De oorzaak hiervoor dient zowel gezocht te worden bij het lokale karakter van de ondersteuning als bij de aanwezigheid van verstijvers. Dit fenomeen is namelijk ook reeds bij onverstijfde cilinders op lokale steunpunten waargenomen. In [18] wordt aangetoond dat de elastische bezwijkspanning toeneemt bij smaller wordende steunpunten doordat de buil zich moet vormen in een smallere zone.

**Soepele steunpunten** Voor het model waar de steunpunten als zijnde soepel gemodelleerd worden, werden ook eigenwaardeberekeningen uitgevoerd. De exacte eigenwaarden zijn terug te vinden in Tabel 5.14. De corresponderende eigenmodes zijn weergegeven in Fig. 5.35. Nader onderzoek toont aan dat voor de eerste twee eigenwaarden de corresponderende eigenmodes ditmaal van het type *Cilinderwand* zijn. Net als bij de onderstelling van rigide steunpunten blijken deze twee eigenwaarden zeer dicht bij elkaar te liggen. De overige drie berekende eigenwaarden zijn hoger, maar liggen onderling opnieuw zeer dicht bij elkaar. Bovendien zijn de corresponderende eigenmodes voor eigenwaarden drie en vier gelijkaardig. Bij alle twee treden de builen op in de verstijfde zone en kunnen we dit bezwijkpatroon voor de eenvoud catalogeren onder de noemer *Verstijfde zone*. De vijfde eigenmode is terug van het type *Cilinderwand*. Tot slot merken we op dat ook bij dit model de relatieve bezwijkspanning  $\sigma_u/\sigma_{cl}$  groter is dan de eenheid. De conclusie die geformuleerd werd voor rigide steunpunten is dus ook geldig voor de onderstelling van soepele steunpunten.

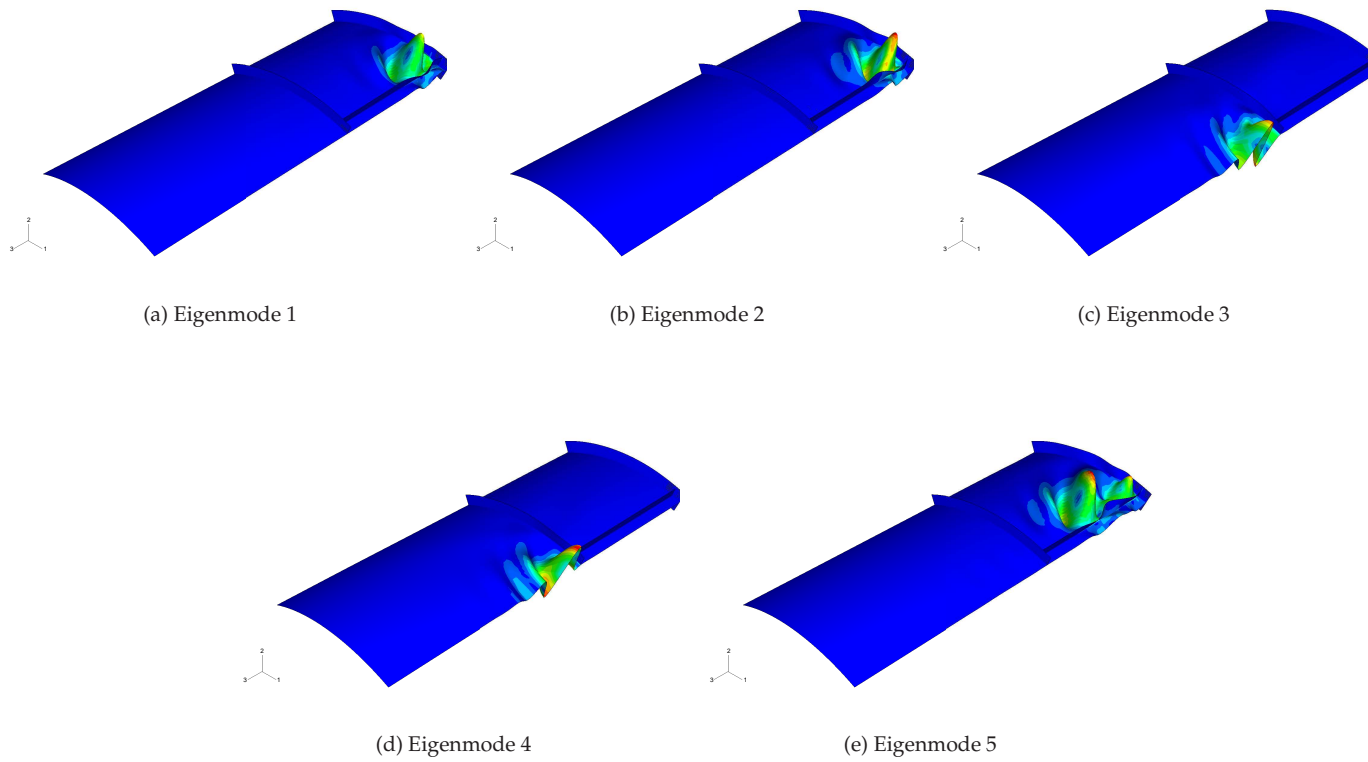
## GNA

De resultaten van de GNA analyses zijn behalve in Tabel 5.14 ook terug te vinden onder de vorm van contourplots en last-verplaatsingsdiagrammen in Fig. 5.36 en Fig. 5.37. Om de geïnteresseerde lezer ten dienst te zijn, zijn de vervormingsfiguren in een groter formaat terug te vinden in bijlage als Fig. D.11 en Fig. D.12.

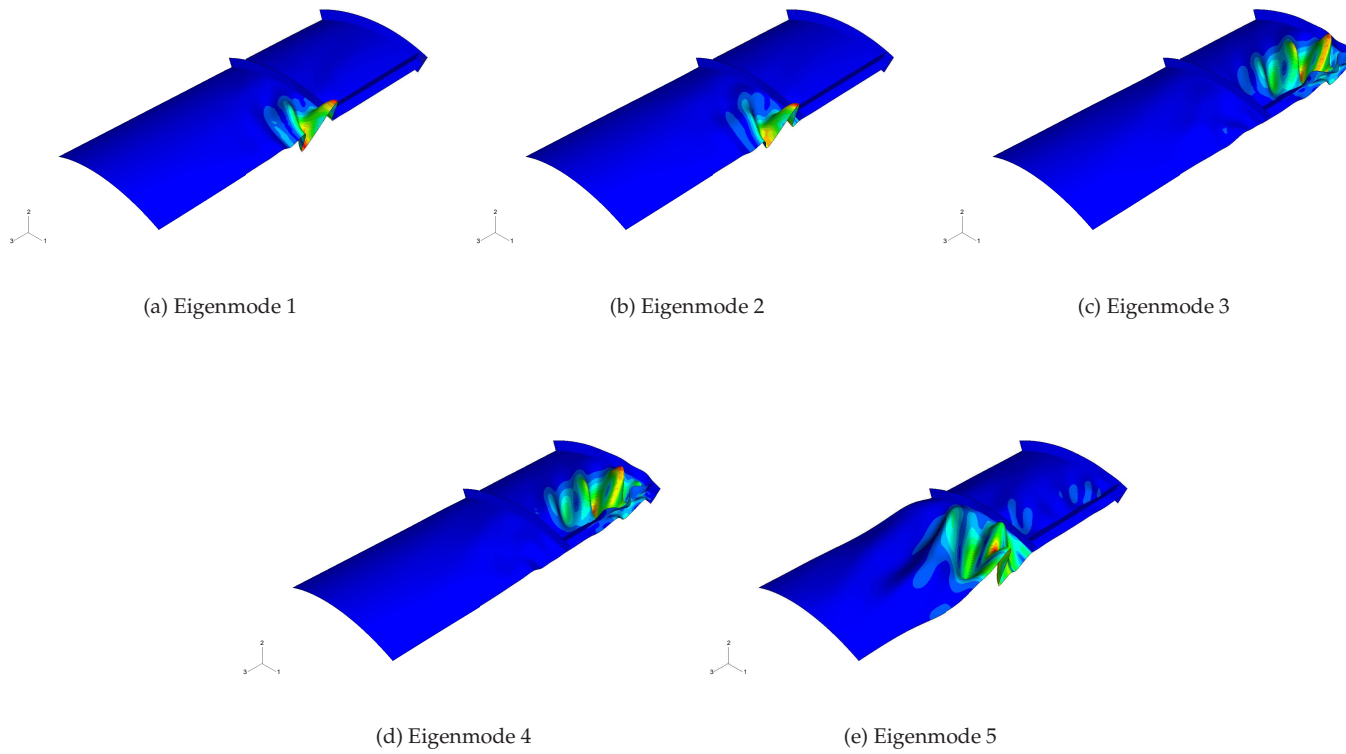
**Rigide steunpunten** Bij de bestudering van het resultaat voor de onderstelling rigide steunpunten, blijkt de bezwijkbelasting reeds een flink stuk lager te liggen dan de hiervoor berekende eigenwaarden. De GNA analyse levert namelijk een bezwijkbelasting die ongeveer 36% lager ligt dan de eerste eigenwaarde. Dit onderstreept onmiddellijk het belang van het uitschrijven

<sup>10</sup>We gebruiken hier het woord *theoretisch* omdat zowel  $\sigma_u$  als  $\sigma_{cl}$  een spanning is waarbij geen rekening wordt gehouden met zowel geometrische als materiaal niet-lineariteit. Bijgevolg corresponderen deze waarden niet met spanningen die in een werkelijke schaalconstructie kunnen optreden.





Figuur 5.34: De eerste vijf eigenmodes voor de veronderstelling van rigide steunpunten



Figuur 5.35: De eerste vijf eigenmodes voor de veronderstelling van soepele steunpunten

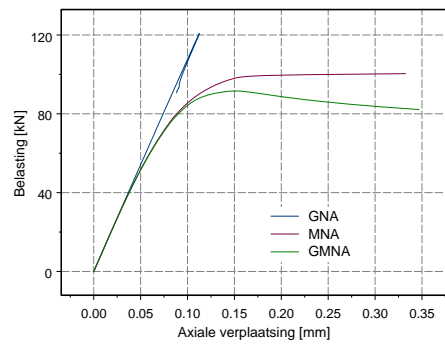
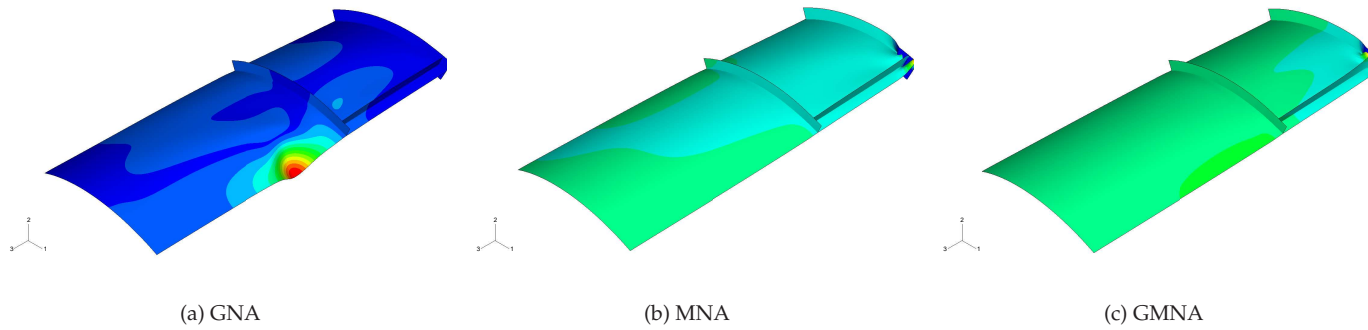
van de evenwichtsvergelijkingen in de vervormde toestand van de constructie. Het bezwijkpatroon voor deze analyse is weergegeven in Fig. 5.36(a) en kan ondergebracht worden in de categorie *Cilinderwand*. Het bijhorende last-verplaatsingsdiagram uit Fig. 5.36(d) toont een curve met een scherpe piek bij de maximale last. We krijgen dus geen vloeiende curve, wat wel vaker gezien wordt bij elastische berekeningen.

**Soepele steunpunten** Voor het model met soepele steunpunten blijken de observaties dezelfde te zijn als voor de rigide steunpunten. Ook deze bezwijkbelasting blijkt ongeveer 36% lager te zijn dan de voorheen bepaalde eerste eigenwaarde. Het vervormingspatroon horende bij deze analyse is gegeven in Fig. 5.37(a) en blijkt ongeveer hetzelfde te zijn als bij de rigide steunpunten. Het last-verplaatsingsdiagram is terug te vinden in Fig. 5.37(d). De curve voor de GNA analyse is opnieuw gekenmerkt door een scherpe piek bij het bereiken van de maximale belasting.

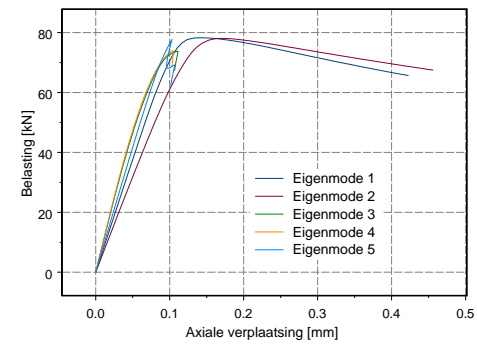
#### MNA

Bij deze analysevorm is het optreden van plasticiteit van het staal de drijvende kracht achter het bezwijken van de constructie. De berekeningen die in dit lid vermeld worden zijn uitgevoerd met de onderstelling van ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag. De waarden van de materiaalkenmerken zijn deze die volgen uit de trekproeven voor de gebruikte staalplaten uit het experimentele luik van het onderzoek en deze zijn weergegeven in Fig. 5.31 en Fig. 5.32. De resultaten van deze analyses zijn vermeld in Tabel 5.14. De bekomen bezwijkpatronen en last-verplaatsingsdiagrammen zijn hier in de tekst terug te vinden in Fig. 5.36 en Fig. 5.37. De vervormingsfiguren zijn in groter formaat te vinden in bijlage als Fig. D.13 en Fig. D.14.

**Rigide steunpunten** Wanneer we de waarde van de bezwijkbelasting uit Tabel 5.14 bekijken, merken we onmiddellijk dat het in rekening brengen van plasticiteit een grote daling van de bezwijkbelasting veroorzaakt. Omwille van de lage vloeigrens die het staal voor deze cilinder kenmerkt, is het verschil tussen de eerste eigenwaarde en de bezwijkbelasting voor deze analyse nog groter dan voor de GNA analyse, met name 46%. Hoewel uit de LA analyse blijkt dat initiëel de grootste vervormingen optreden boven de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring, zorgt het vloeien van de cilinderwand net boven het steunpunt dat op die plaats plotsklaps zeer grote vervormingen optreden bij kleine stijgingen van de belasting. Dit fenomeen wordt duidelijk geïllustreerd door het last-verplaatsingsdiagram uit Fig. 5.36(d). Fig. 5.36(b) geeft het bijhorende vervormingspatroon weer. Gezien de grootste vervormingen optreden ter plaatse van het steunpunt, kunnen we dit patroon catalogeren onder de noemer *Verstijfde zone*.

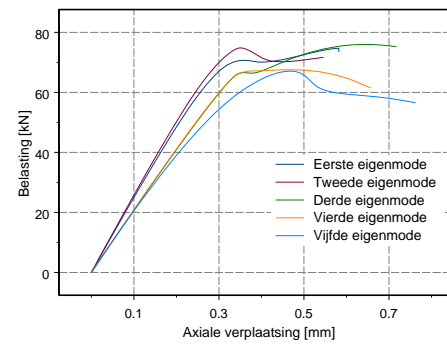
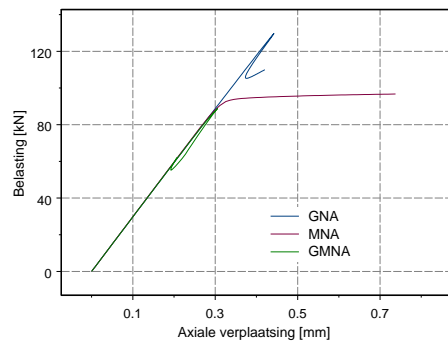
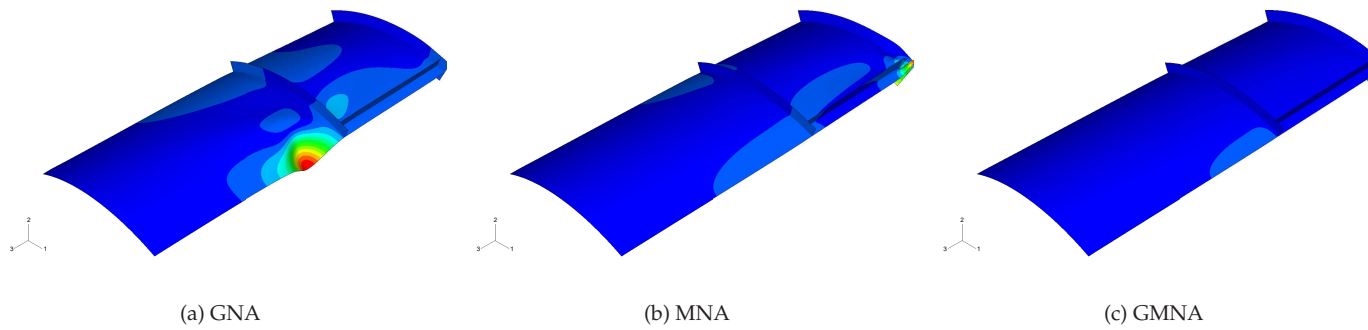


(d) Bijhorend last-verplaatsingsdiagram



(e) Last-verplaatsingsdiagram – GMNIA

Figuur 5.36: Vervormingspatronen en last-verplaatsingsdiagrammen bij rigide steunpunten.



Figuur 5.37: Vervormingspatronen en last-verplaatsingsdiagrammen bij soepele steunpunten.

**Soepele steunpunten** Ook de onderstelling van soepele steunpunten levert bij de MNA analyse een bezwijkbelasting op die flink wat lager is dan de eerste eigenwaarde. Door de uniforme spanningsverdeling die bij deze onderstelling ter plaatse van het steunpunt heerst, is het verschil nog frapperanter dan bij rigide steunpunten. Het verschil bedraagt nu namelijk 52%! Ook bij deze analyse zorgt het vloeien ter plaatse van het steunpunt dat de vervormingen op die plaats onevenredig snel groeien bij een kleine toename van de last. Het relevante last-verplaatsingsdiagram is gegeven in Fig. 5.37(d) en het bijhorende vervormingspatroon van het type *Verstijfde zone* is terug te vinden in Fig. 5.37(b).

### GMNA

De uiteindelijke bedoeling van de koene onderzoeker die zich waagt aan de verraderlijke wereld van numerieke simulaties, is het zo nauwgezet mogelijk nabootsen van de fysische werkelijkheid met uiteindelijk de slechts beperkte middelen als een eindig elementenpakket en zijn eigen vernuft. Hoewel de eindige rekenkracht van de moderne computers nog steeds een vermaledijde tegenstander is, behoort het uitvoeren van analyses die zowel geometrische als materiaal niet-lineariteit in rekening brengen tot het wapenarsenaal tijdens de queeste van de vermelde onderzoeker. Deze GMNA analyse is daarom het beste middel om waarheidsgetrouw onderzoek te voeren naar het gedrag van *geometrisch perfecte* constructies.

Ook wij maken voor dit doctoraal onderzoek veelvuldig gebruik van deze analysevorm. In onderstaande worden de resultaten gegeven van de GMNA analyses voor de cilinder met de initiële afmetingen uit Tabel 5.3 – 5.5 voor beide steunpuntsonderstellingen. Deze resultaten zijn schematisch voorgesteld in Tabel 5.14. Vervormingsfiguren alsook last-verplaatsingsdiagrammen zijn hier weergegeven in Fig. 5.36(d) en Fig. 5.37(d). De vervormingsfiguren zijn ook in groter formaat te bezichtigen in bijlage als Fig. D.15 en Fig. D.16.

**Rigide steunpunten** Zoals het in rekening brengen van geometrische of materiaal niet-lineariteit de bezwijkbelasting van de verstijfde cilinder drastisch doet dalen ten opzichte van de eerste eigenwaarde, leidt de combinatie van beide niet-lineariteiten nog tot een grotere daling. Het gecombineerde effect leidt tot de bezwijkbelasting uit Tabel 5.14 die 51% lager blijkt te zijn dan de eerste eigenwaarde.

Het vervormingspatroon dat hierbij hoort is van het type *Verstijfde zone*. Dit is weergegeven in Fig. 5.36(c). De vloeiende curve in het last-verplaatsingsdiagram voor deze GMNA analyse is terug te vinden in Fig. 5.36(d).

**Soepele steunpunten** Net als bij rigide steunpunten, leidt deze analyse tot een bezwijkbelasting die meer dan 50% lager ligt dan de eerste eigenwaar-

de, met name 55%. Ook bij soepele steunpunten leidt de GMNA analyse tot een bezwijken dat gepaard gaat met grote vervormingen boven het steunpunt (zie Fig. 5.37(c)). Deze vervormingen kunnen gecatalogeerd worden onder de noemer *Verstijfde zone*, en nauwkeuriger analyse toont aan dat dit vervormingspatroon zeer gelijkaardig is aan dat van de MNA analyse en dat bijgevolg plasticiteit van het materiaal als drijvende kracht achter het bezwijken kan aangeduid worden. De invloed van de geometrische niet-lineariteit beperkt zich tot het versnellen van dit proces zodat de bezwijkbelasting voor deze GMNA analyse iets lager ligt dan voor de MNA analyse (zie Tabel 5.14). Deze opmerking geldt trouwens ook voor de onderstelling van rigide steunpunten.

Het last-verplaatsingsdiagram voor deze analyse is in Fig. 5.37(d) gegeven en heeft een ietwat eigenaardig post-kritiek verloop.

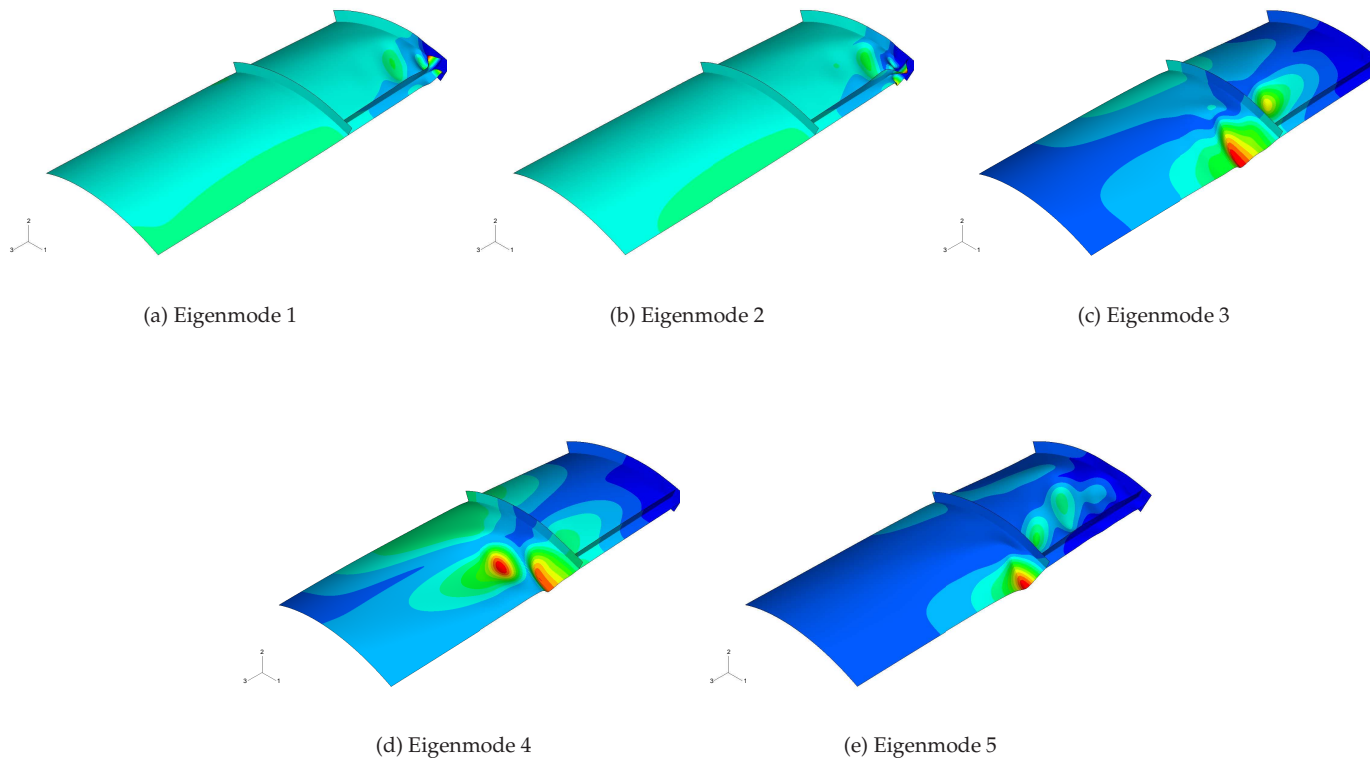
### GMNIA

Om een waarheidsgetrouwe simulatie van een werkelijke schaalconstructie te bekomen, dient een GMNIA analyse uitgevoerd te worden. Bij deze analyse worden geometrische imperfecties in rekening gebracht. Deze – soms eerder kleine – imperfecties kunnen een zeer grote invloed hebben op het mechanisch gedrag van schaalconstructies. Dit alles verklaart de aanwezigheid van dit type analyse in dit doctoraal werk.

Verschillende imperfectievormen kunnen in deze analyse worden ingebracht. Voor dit doctoraal werk worden meestal imperfecties met de vorm van eigenmodes of een lineaire combinatie ervan aangewend. Voor deze eerste simulaties werd elk van de eerste vijf eigenmodes afzonderlijk gebruikt als imperfectievorm voor een GMNIA analyse. De amplitude van deze imperfecties werd telkens gelijk genomen aan 3 mm. Dit betekent een zeer grote imperfectie ( $\Delta w/t = 4,3$ ) zodat duidelijk aangetoond wordt welke imperfectievorm een grote invloed heeft. De invloed van de imperfectievorm en -amplitude wordt verder in dit werk nog uitvoeriger onderzocht.

De resultaten van de 2 x 5 analyses zijn samengevat in Tabel 5.14. Voor de onderstelling van rigide steunpunten zijn de last-verplaatsingsdiagrammen en vervormingsfiguren weergegeven in Fig. 5.36(e) en Fig. 5.38. Voor de onderstelling van soepele steunpunten zijn dit Fig. 5.37(e) en Fig. 5.39. Net zoals voor de vorige analysetypes zijn ook deze vervormingsfiguren in groter formaat terug te vinden in bijlage als Fig. D.17 tot Fig. D.26.

**Rigide steunpunten** Nauwkeurige analyse van de resultaten uit Tabel 5.14 voor de onderstelling van rigide steunpunten leren ons dat er een goede overeenkomst bestaat tussen de aangewende imperfectievorm en het uiteindelijke bezwijkpatroon. Enkel de GMNIA analyse waarbij de vijfde eigenmode werd gebruikt, levert een bezwijkpatroon op dat fundamenteel afwijkt van deze imperfectievorm. De resultaten uit de betreffende tabel tonen ook dui-

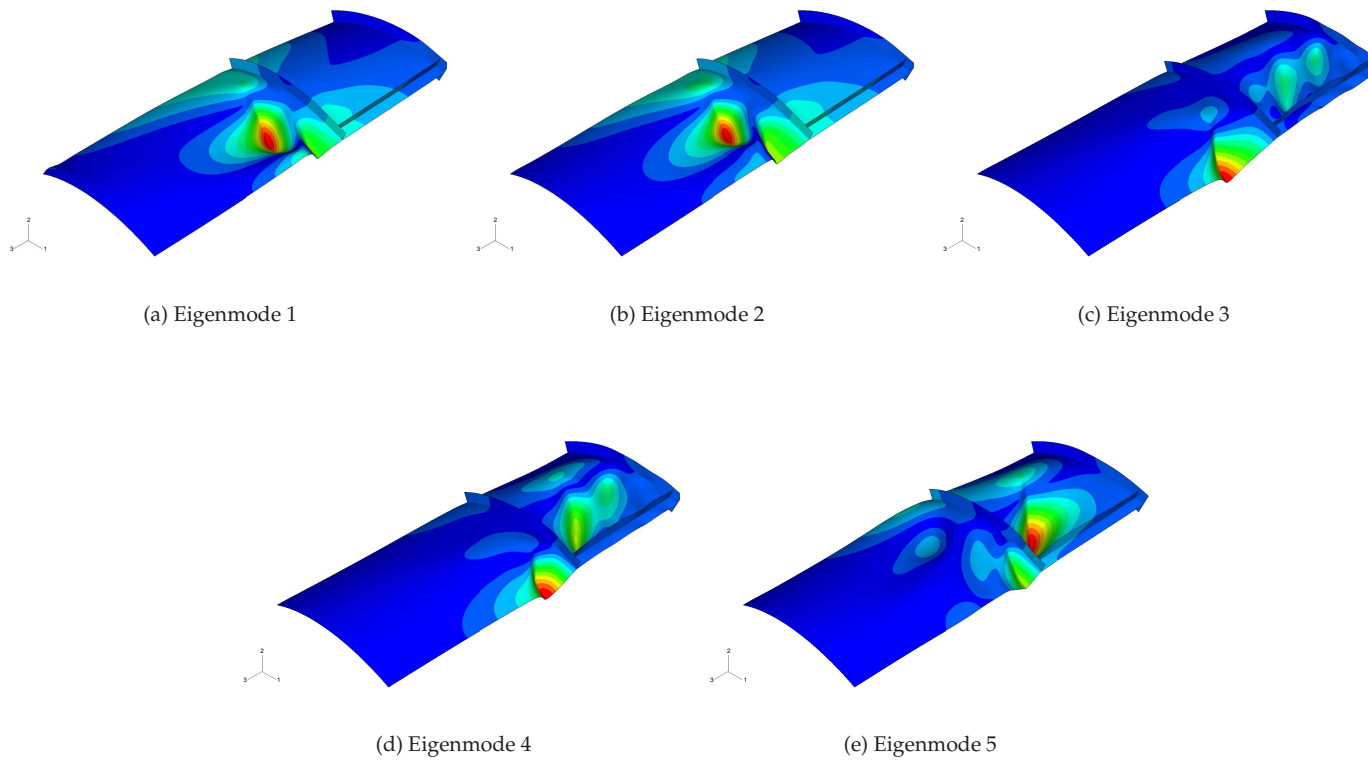


Figuur 5.38: De vijf vervormingspatronen van de GMNIA berekeningen bij rigide steunpunten



delijk aan dat deze imperfecties niet enkel een belangrijke invloed hebben op het bezwijkpatroon, maar ook op de bezwijkbelasting. Ruwweg kan gesteld worden dat het invoeren van deze – eerder grote – imperfecties de bezwijkbelasting ten opzichte van de GMNA analyse verder doet dalen met een kleine 20%. Nauwkeuriger analyse geeft verder aan dat de daling van de bezwijkbelasting het grootst is wanneer de geometrische imperfectie boven de verstijfde zone gelegen is. De last-verplaatsingsdiagrammen die met de beschouwde analyses overeenstemmen zijn weergegeven in Fig. 5.36(e). Het verschil tussen de bezwijkpatronen komt ook duidelijk tot uiting in de vorm van deze curves. Tot slot zijn ook de vervormingspatronen visueel weergegeven in Fig. 5.38. Hoewel de berekeningen met eigenmodes 3 tot 5 fundamenteel hetzelfde bezwijkpatroon opleveren, blijken er toch verschillen te bestaan tussen deze patronen. Deze verschillen worden voornamelijk veroorzaakt door de secundaire builen die in het post-kritiek gebied van de analyse te voorschijn komen.

**Soepele steunpunten** Ook voor de GMNIA berekeningen met de onderstelling van soepele steunpunten zijn de resultaten voorgesteld in Tabel 5.14. Bestudering van deze resultaten leert dat het verband tussen de imperfectievorm en het bezwijkpatroon – dat bij de rigide steunpunten zeer duidelijk was – hier nagenoeg onbestaande is. Bij deze grootte van imperfectie leiden zowel imperfecties in de verstijfde zone als erbuiten tot een bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand*. Kleine verschillen kunnen wel opgemerkt worden in de vorming van secundaire builen, zoals blijkt uit Fig. 5.39. Wanneer de bezwijkbelasting echter wordt bekeken, dan is het duidelijk dat de imperfecties wel degelijk een grote invloed hebben. Het toevoegen van een imperfectie zorgt voor een verdere daling van de bezwijkbelasting ten bedrage van ongeveer 25% in vergelijking met de GMNA analyse. Ook hier blijkt dat een imperfectie buiten de verstijfde zone een grotere daling veroorzaakt dan een imperfectie binnen die verstijfde zone. Tot slot gaan we wat dieper in op het vervormingspatroon uit Fig. 5.39(e). In deze figuur is te zien dat na de vorming van een buil in de onverstijfde cilinderwand, een secundaire buil optreedt tussen de twee ringverstijvers, rechts van de langsverstijver. Deze buil is gericht onder een hoek van ongeveer  $45^\circ$  en wordt veroorzaakt door de aanwezigheid van schuifspanningen in die zone. De hoofdrichtingen van de spanningen vallen op die plaats dus niet samen met de axiale en tangentiële as. We kunnen de aanwezigheid van deze secundaire buil ook nog op een andere manier verklaren. De cilinder op lokale steunpunten wordt over de volledige bovenrand axiaal belast. Hoge axiale drukspanningen treden op in de zone net boven de bovenring. Eens bij het bezwijken een buil optreedt in die zone, dienen de spanningen een andere weg te zoeken naar de steunpunten. De afvoer van die spanningen veroorzaakt dan een soort boogwerking tussen twee naburige steunpunten. Indien de drukspanning langsheen de vermelde boog te hoog wordt, treedt een secundaire buil – zoals in Fig. 5.39(e) – op.



Figuur 5.39: De vijf vervormingspatronen van de GMNIA berekeningen bij soepele steunpunten

## Hoofdstuk 6

# Validatie van het numerieke model

Vooraleer het numerieke model zoals ontwikkeld in vorig hoofdstuk aangevend wordt om de invloed van alle relevante (geometrische) parameters van de cilinder te onderzoeken, wordt in dit hoofdstuk gecontroleerd of dit numerieke model wel een voldoende overeenstemming bereikt met de uitgevoerde experimenten. Deze validatie van het numerieke model is zeer belangrijk en is noodzakelijk om betrouwbare voorspellingen te maken omtrent de draagkracht van de lokaal ondersteunde cilinders.

### 6.1 Algemeen

Het uiteindelijke doel van het wereldwijde onderzoek naar het plooigedrag van verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten, is het bekomen van een betrouwbare ontwerpregel die kan opgenomen worden in de relevante codes en normen. Onderhavig onderzoek is één van de studies die in dat kader wordt uitgevoerd en het is dan ook voor de hand liggend dat de betrouwbaarheid van de resultaten bekomen met het ontwikkelde numerieke model van het grootste belang is. Om zeker te zijn van deze resultaten, moet onderzocht worden of deze overeenstemmen met de waarnemingen tijdens de uitgevoerde experimenten.

In dit opzicht is bijvoorbeeld de aanname met betrekking tot rigide of soepele steunpunten belangrijk. Gezien volgens de literatuur het gedrag van rigide steunpunten dichter aanleunt bij het gedrag van werkelijke steunpunten, ligt het voor de hand om het model met rigide steunpunten aan te wenden om de overeenstemming met de uitgevoerde experimenten te controleren. Toch is het model met soepele steunpunten minstens even belangrijk, omdat aangenomen wordt dat hiermee een ondergrens voor de bezwijkbelasting van

werkelijke cilinders wordt bekomen. Het is dan ook duidelijk dat moet onderzocht worden of deze aanname ook van toepassing is voor de verstijfde cilinders op lokale steunpunten.

Vooraleer we kunnen besluiten dat dit numerieke model geschikt is voor het onderzoeken van de invloed van de (geometrische) parameters op het plooigedrag, dienen dus een aantal zaken te worden onderzocht. Deze zijn:

- De invloed van de randvoorwaarden langsheen de longitudinale symmetrieranden;
- De invloed van de modellering van de steunpunten;
- De bekomen overeenkomst tussen het experiment en de simulatie.

## 6.2 Randvoorwaarden langsheen de longitudinale symmetrieranden

### 6.2.1 Algemeen

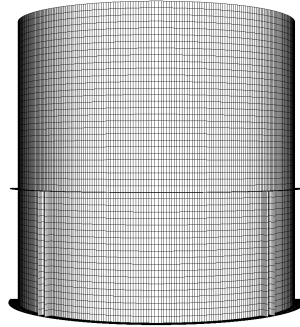
Om rekentijd te sparen, wordt het numerieke model van de verstijfde cilinder beperkt tot een segment van  $45^\circ$  en wordt de invloed van de rest van de cilinder in rekening gebracht door de symmetrievorwaarden langsheen de longitudinale randen. Zoals in Hoofdstuk 5 beschreven wordt, maken ook de andere onderzoekers van lokaal ondersteunde cilinderschalen gebruik van de aanwezige symmetrie in de geometrie.

Het is nu echter zo dat het aanwenden van deze symmetrie in het numerieke model met zich meebrengt dat enkel bezwijkpatronen kunnen bekomen worden die ook symmetrisch zijn ten opzichte van de verticale randen van het model. Het is echter a priori onmogelijk uit te sluiten dat asymmetrische bezwijkpatronen tot een lagere bezwijkbelasting kunnen leiden. Dit moet dan ook onderzocht worden en deze studie vormt het onderwerp van dit lid.

Om te verifiëren of asymmetrische bezwijkpatronen niet gevaarlijker zijn dan de symmetrische die tot nu toe toegelaten werden, dient in principe een volledige cilinder gemodelleerd te worden. Om de rekentijd echter binnen redelijke grenzen te houden, werd er voor geopteerd om – in plaats van een volledige – een halve cilinder te modelleren. Gezien de bezwijkpatronen die in de experimenten reeds werden waargenomen in de eerste plaats beperkt blijven tot de omgeving van een steunpunt, levert deze beperking geen bezwaar op.

Het model van de halve cilinder is weergegeven in Fig. 6.1. Ter plaatse van de longitudinale vrije randen zijn terug symmetrievorwaarden toegepast. In Fig. 6.1 is ook de mesh voor dit model weergegeven. Deze mesh is iets minder dicht dan deze die afgeleid werd in Hoofdstuk 5 omwille van de beperking op de knoopnummers die in ABAQUS aanwezig is. Voor dit model van  $180^\circ$

## 6.2 Randvoorwaarden langsheen de longitudinale symmetrieranden 145



Figuur 6.1: Het model van de halve cilinder.

werden de steunpunten als rigide aangenomen omdat dit model verder in dit hoofdstuk ook nog zal gebruikt worden om een simulatie uit te voeren met de imperfecties die op de schaalmodellen werden opgemeten. Op die manier wordt een betere overeenstemming bekomen met de experimentele resultaten en de aanname van rigide steunpunten vergroot de overeenstemming.

Tot nu toe werden twee mogelijke bezwijkpatronen waargenomen in de experimenten en in de reeds uitgevoerde numerieke simulaties. Het is evident dat we de simulaties die leiden tot deze twee bezwijkpatronen elk afzonderlijk opnieuw zullen uitvoeren met het model van de halve cilinder ten einde te zien of er eenzelfde resultaat bekomen wordt en geen nadeliger asymmetrische bezwijkvormen optreden. Om deze twee bezwijkpatronen te bekomen wordt tweemaal een GMNA analyse<sup>1</sup> uitgevoerd op de basiscilinder, waarbij evenwel de afstand tussen de twee langsverstijvers boven een steunpunt gewijzigd wordt. Bij de eerste simulaties wordt een afstand  $d_s = 24$  mm aangenomen. Dit betekent dat de twee langsverstijvers dicht bij elkaar komen te staan, waardoor het optreden van builen tussen deze langsverstijvers wordt bemoeilijkt en een bezwijken van het type *Cilinderwand* optreedt. Bij de volgende simulaties wordt de afstand opgevoerd tot  $d_s = 45$  mm. Daardoor neemt de ruimte en dus ook de gevoeligheid voor het optreden van builen tussen de langsverstijvers toe en leidt de simulatie tot een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. De resultaten van al deze simulaties worden in onderstaande besproken.

### 6.2.2 Interstringer afstand gelijk aan 24 mm

Voor de verminderde tussenafstand van  $d_s = 24$  mm werd met zowel het model van  $45^\circ$  als van  $180^\circ$  een simulatie uitgevoerd. Zoals reeds vermeld, is de dichtheid van het elementennet bij de halve cilinder kleiner dan deze

---

<sup>1</sup>Merk op dat dit onderzoek wordt uitgevoerd met simulaties van *perfecte* cilinders.

Tabel 6.1: Vergelijking van de resultaten voor beide cilindersegmenten

Cilindersegment	Bezwijkbelasting [kN]	
	$d_s = 24 \text{ mm}$	$d_s = 45 \text{ mm}$
45°	91,0	91,9
180°	91,0	91,9

vooropgesteld in Hoofdstuk 5. Bijgevolg werd voor deze simulaties ook bij het model van 45° deze gereduceerde dichtheid aangenomen om een goede overeenkomst mogelijk te maken. De resultaten van de twee GMNA analyses zijn weergegeven in Fig. 6.2. Uit deze figuur blijkt dat voor beide modellen het bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand* is. Nauwkeurige bestudering van Fig. 6.2(c) en Fig. 6.2(d) leert ons dat deze twee bezwijkpatronen nagenoeg identiek zijn.

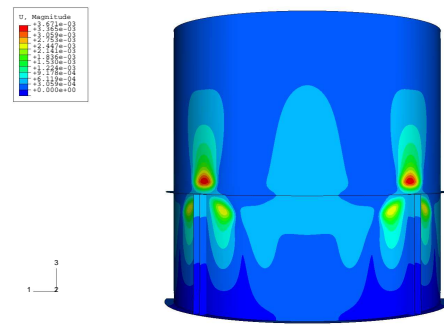
Wat de corresponderende bezwijkbelasting betreft, kan Tabel 6.1 geraadpleegd worden. In deze tabel zijn voor beide modellen de bezwijkbelastingen gegeven en ook dit blijkt identiek hetzelfde te zijn. Het blijkt dus dat voor deze afmetingen van de verstijfde cilinder het symmetrische bezwijkfenomeen dat optreedt bij het model van 45° ook daadwerkelijk het bezwijkfenomeen is dat optreedt wanneer de beperking van symmetrie vervalt.

### 6.2.3 Interstringerafstand gelijk aan 45 mm

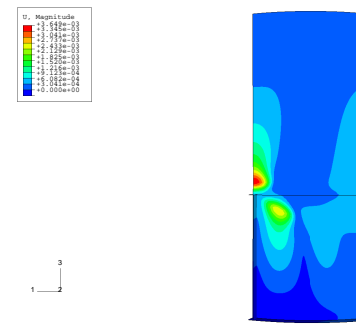
Gezien we ook willen controleren of voorgaande conclusies kunnen herhaald worden wanneer het tweede bezwijkfenomeen optreedt, zijn twee nieuwe analyses nodig. Om het optreden van een bezwijken van het type *Verstijfde zone* te stimuleren, werd voor deze nieuwe analyses de interstringerafstand  $d_s$  verhoogd tot 45 mm. De resultaten van deze nieuwe analyses voor beide modellen zijn samengebracht in Fig. 6.3. In deze figuur zijn terug de bezwijkpatronen gegeven, die duidelijk van het type *Verstijfde zone* zijn. Details voor beide modellen zijn gegeven in Fig. 6.3(c) en Fig. 6.3(d) en een vergelijking van deze twee figuren toont terug aan dat deze vervormingen identisch zijn. De bezwijkbelastingen die horen bij deze analyses zijn ook terug te vinden in Tabel 6.1 en voor beide cilindersegmenten is ook eenzelfde bezwijkbelasting gekomen. We kunnen dus besluiten dat ook voor dit tweede bezwijkfenomeen de aan- of afwezigheid van de symmetrievoorwaarde geen invloed heeft op het bekomen resultaat.

### 6.2.4 Conclusies voor de symmetrierandvoorwaarden

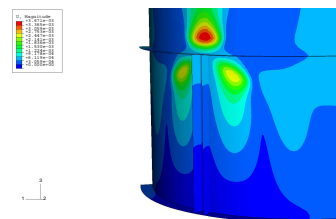
Gelet op bovenstaande onderzoeken, kunnen we besluiten dat voor een perfecte cilinder de GMNA analyses van de halve cilinder tot dezelfde resultaten leiden als de vergelijkbare analyses voor een achtste van de cilinder.



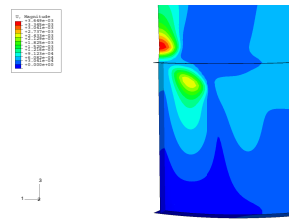
(a) De halve cilinder



(b) Het segment van 45°

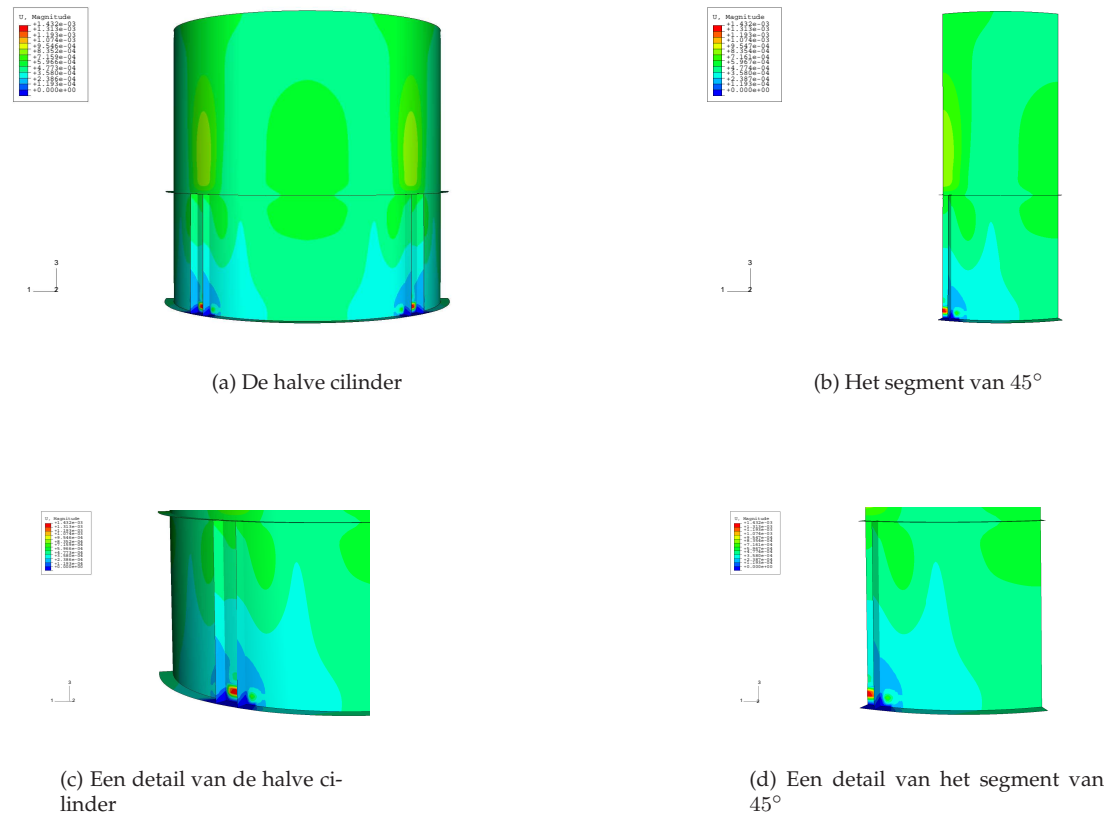


(c) Een detail van de halve cilinder



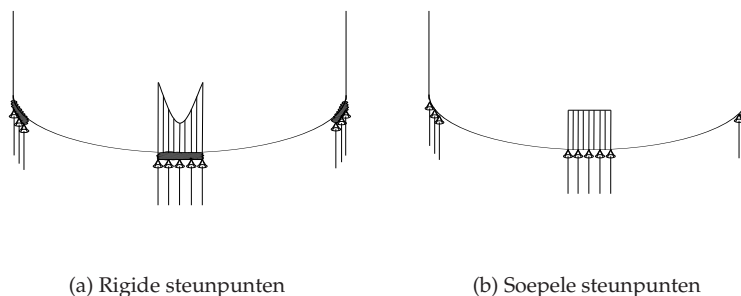
(d) Een detail van het segment van 45°

Figuur 6.2: De vervormingen voor beide cilindermodellen bij een afstand tussen de verstijvers van 24 mm



Figuur 6.3: De vervormingen voor beide cilindermodellen bij een afstand tussen de verstijvers van 45 mm





Figuur 6.4: De twee mogelijke modelleringen van de lokale steunpunten en de bijhorende spanningen ter hoogte van de onderrand.

Bijgevolg kan volstaan worden met het kleinste model om het gedrag van de verstijfde (perfecte) cilinder op lokale steunpunten te bestuderen.

## 6.3 Invloed van de modellering van de steunpunten

### 6.3.1 Mogelijke modelleringen

Zoals reeds uitgelegd in vorig hoofdstuk, zijn er praktisch gezien twee mogelijkheden om het gedrag van een werkelijk steunpunt numeriek te modelleren. Een eerste mogelijkheid gaat uit van de onderstelling dat de steunkolom zich in axiale richting star gedraagt en dat bijgevolg ter plaatse van het contact tussen deze steunkolom en de cilinder geen axiale vervormingen optreden. Bij deze onderstelling spreken we van *Rigide steunpunten*.

Bij de tweede mogelijkheid om het gedrag van de steunpunten te modelleren, wordt verondersteld dat de steunpunten soepel zijn in axiale richting en dat bijgevolg de steunpunten op een dusdanige manier vervormen dat de axiale spanningen ter plaatse van het contact tussen de steunkolommen en de cilinder uniform zijn. In dit geval spreken we van *Soepele steunpunten*. Deze twee mogelijkheden zijn voorgesteld in Fig. 6.4. Hoe deze twee onderstellingen in het numerieke model kunnen geïmplementeerd worden, werd in vorig hoofdstuk uitgelegd.

In de literatuur werden reeds analyses uitgevoerd van onverstijfde en lokaal ondersteunde cilinderschalen met beide onderstellingen [28, 18]. De resultaten van deze analyses tonen aan dat de plooispanning bij rigide steunpunten merkkelijk groter is dan deze bij soepele steunpunten. Hoewel soepele steunpunten dus duidelijk de veilige aanname betekenen, is het zo dat het

gedrag van praktische ondersteuning dicht aanleunt bij de onderstelling rigide steunpunten. Dit leidt dan ook tot het dilemma: kiezen we voor de onderstelling die het best past bij het werkelijke gedrag of kiezen we voor een (misschien al te) veilige aanname?

In een poging om een antwoord te geven op deze vraag wordt in onderstaande een vergelijkende studie gemaakt van beide aannames en wordt onderzocht of ook bij verstijfde cilinders op lokale steunpunten rigide steunpunten aanleiding geven tot hogere plooispanningen.

### 6.3.2 Vergelijking van de spanningsbeelden

Zoals in Fig. 6.4 kan gezien worden, leiden beide aannames tot een verschillende spanningstoestand in de contactzone tussen de steunkolom en de ondersteunde cilinderrand. Gezien één van de mogelijke bezwijkpatronen (type *Verstijfde zone*) gekenmerkt wordt door builen en deuken in de onmiddellijke nabijheid van deze contactzone, is het evident dat de gemaakte aanname betreffende het steunpunt een niet-verwaarloosbare invloed kan en zal hebben op het mechanisch gedrag van de verstijfde cilinders. Ten einde een beter idee te krijgen betreffende deze invloed, wordt in dit lid het spanningsbeeld horende bij beide onderstellingen nader bestudeerd.

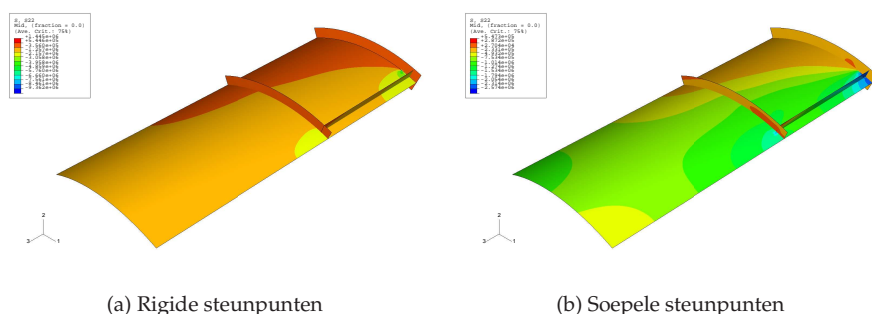
In de eerste plaats wordt teruggegrepen naar de contourplots van de axiale spanning bij een lineaire analyse (LA). Deze contourplots zijn hier terug gegeven in Fig. 6.5.

- Rigide steunpunten (Fig. 6.5(a))

Bij het spanningsbeeld van de LA in het geval van rigide ondersteuning, springen onmiddellijk twee zones met verhoogde spanningen in het oog. De eerste zone met spanningsconcentraties is aanwezig in de buurt van het steunpunt. Het is evident dat de spanningen daar verhoogd zijn en uit Fig. 6.5(a) blijkt bovendien dat het spanningsbeeld zoals voorspeld in Fig. 6.4(a) inderdaad aanwezig blijkt te zijn.

De tweede zone met verhoogde spanningen treedt op boven de bovenring ter plaatse van de aansluiting van de langsverstijver met deze ring. Het doel van de langsverstijvers is de spanningen die in de cilinderschaal ter plaatse van het steunpunt aanwezig zijn ietwat te milderen door spanningen langs deze langsverstijvers naar een bovengelegen deel van de cilinderschaal af te leiden. Alle spanningen die in de langsverstijver ter plaatse van zijn aansluiting met de bovenring nog aanwezig zijn, moeten plotsklaps in de cilinderschaal worden geleid en dit geeft aanleiding tot de spanningsconcentratie, die evenwel minder uitgesproken is dan deze ter plaatse van het steunpunt.

Fig. 6.5(a) toont verder nog aan dat de zone van de verhoogde spanningen in de buurt van het steunpunt de breedte van het steunpunt heeft,



Figuur 6.5: De spanningsbeelden voor een LA analyse, horende bij de twee mogelijke onderstellingen voor de steunpunten.

maar breder wordt naarmate de verticale afstand tot het steunpunt groter wordt. Tegelijkertijd neemt de maximale waarde van de spanning ook af. Uiteindelijk wordt aan de bovenrand van de cilinder een uniforme en gematigde spanningstoestand bekomen.

Wat de langsverstijver betreft, toont de figuur ook aan dat deze actief deelneemt aan het uitmiddelen van de spanningen. Onderaan de langsverstijver treden hoge spanningen op, maar deze nemen af naarmate de afstand tot het steunpunt toeneemt.

- Soepele steunpunten (Fig. 6.5(b))

Gelijkaardige conclusies worden bekomen wanneer het spanningsbeeld horende bij de LA met soepele steunpunten wordt bestudeerd. Ook hier zijn twee zones met verhoogde spanningen waarneembaar. De eerste zone is terug de zone in de cilinderwand net boven het steunpunt. Het spanningsbeeld ter plaatse van de onderrand van de cilinder komt overeen met het voorspelde uit Fig. 6.4(b), en dus is de spanningstoestand daar uniform. Bij toenemende afstand tot dit steunpunt neemt de maximale waarde van de drukspanning af, maar tegelijkertijd neemt de zone van de verhoogde spanningstoestand in omtreksrichting toe. Een speciale zone wordt bereikt in de cilinderwand net boven de bovenring, gezien daar een tweede zone met verhoogde spanningen wordt opgemerkt. De aanwezigheid van deze tweede zone kan op dezelfde manier verklaard worden als bij de rigide steunpunten.

Tot slot bekijken we de spanningen die zich bevinden aan de bovenrand van de cilinderschaal. Deze spanningen zijn bij de onderstelling van soepele steunpunten niet meer uniform. Fig. 6.5(b) toont aan dat de axiale drukspanningen aan de bovenrand hoger zijn tussen de steunpunten dan in de zones boven de steunpunten.

Om wat meer in detail te bestuderen wat er gebeurt bij een volledig niet-lineaire analyse bij beide onderstellingen is hier Fig. 6.6 weergegeven. In deze figuur zijn de spanningen weergegeven horende bij twee GMNA analyses, één analyse voor elke onderstelling, waarbij de afmetingen van de basiscilinder werden aangenomen<sup>2</sup>. De twee eerste deelfiguren worden gevormd door een grafiek met op de horizontale as de waarde van de axiale drukspanning, uitgedrukt in MPa. Op de verticale as is de axiale coördinaat langsheen de verticale as doorheen het midden van het steunpunt weergegeven. In de grafiek zijn de langsverstijvers en de ringen schematisch weergegeven ter illustratie. Per grafiek zijn telkens meerdere spanningsverlopen gegeven, twee verlopen (A en B) horende bij een evenwichtspunt op de stijgende tak van het corresponderende last-verplaatsingsdiagram (Fig. 6.6(c) en Fig. 6.6(d)), één punt in de buurt van het maximum (C) en één punt op de dalende post-kritieke tak (D). Deze grafieken worden voor beide onderstellingen in onderstaande besproken.

- Rigide steunpunten (Fig. 6.6(a))

Beschouwen we eerst het spanningsverloop langsheen de meridionale symmetrielijns voor het punt A uit Fig. 6.6(c). Uit de grafiek blijkt dat bij deze belasting de hoogste spanning niet optreedt ter plaatse van de onderrand van de cilinder, maar wel op een kleine axiale afstand boven de onderrand. Wanneer deze meridionale rand verder naar boven wordt gevolgd, daalt de axiale spanning tot de omgeving van de bovenring wordt bereikt. Iets boven de bovenring krijgen we terug een lokaal maximum van de axiale spanning. Vanaf een hoogte van 350 mm boven het steunpunt daalt de spanning monotoon tot aan de bovenrand. We krijgen dus twee maal een verhoging van de spanning: één maal iets boven de onderrand en de tweede maal iets boven de bovenring.

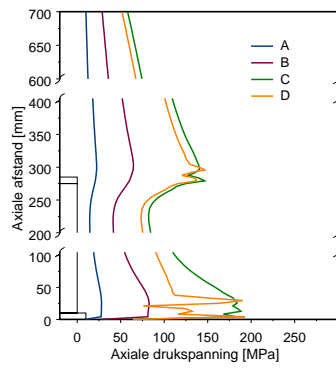
Wanneer de belasting verder toeneemt (punt B), dan blijft dit verloop behouden, hoewel kan opgemerkt worden dat de pieken uitgesprokener worden. In de buurt van het maximum krijgen we de vorming van het builpatroon (zoals getoond in Fig. 6.6(e)). Dit builpatroon is gekenmerkt door een buil in de verstijfde zone en dit zorgt er voor dat de axiale drukspanningen in die zone geen vloeiend verloop meer kennen, maar ietwat grillig worden. Niettemin blijven de spanningen daar verhoogd. Ook de spanningen in de buurt van de tweede piek kennen op dit moment een grillig verloop in die zone. In het post-kritiek gebied van de analyse (punt D) neemt de grilligheid van het verloop van de spanningen in die zones enkel maar toe.

- Soepele steunpunten (Fig. 6.6(b))

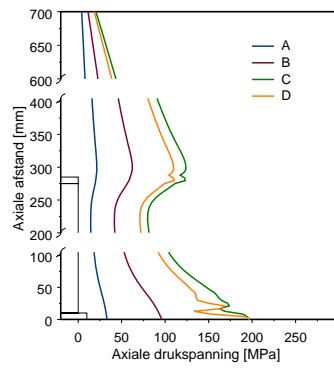
In tegenstelling tot de aanname van rigide steunpunten, treedt bij soepele steunpunten de maximale waarde van de axiale drukspanningen op

---

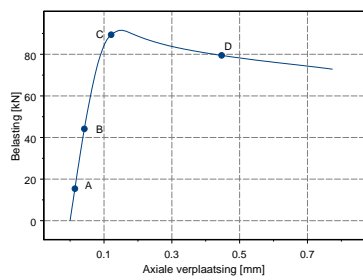
<sup>2</sup>Het materiaalgedrag is ideaal elastisch-plastisch met waarden van de vloeigrens volgend uit Fig. 5.31 en Fig. 5.32.



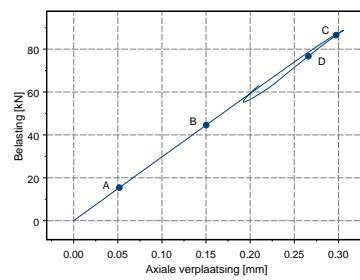
(a) Spanningsbeeld – Rigide steunpunten



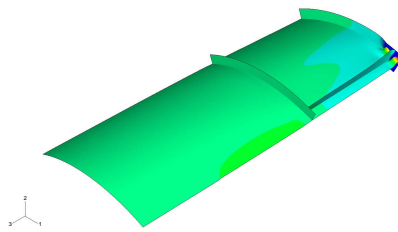
(b) Spanningsbeeld – Soepele steunpunten



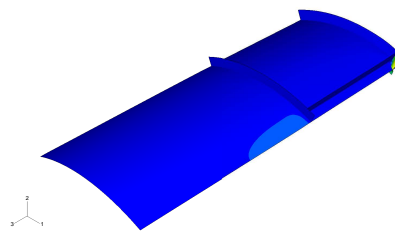
(c) Last-verplaatsingsdiagram – Rigide steunpunten



(d) Last-verplaatsingsdiagram – Soepele steunpunten



(e) Vervormingsfiguur – Rigide steunpunten



(f) Vervormingsfiguur – Soepele steunpunten

Figuur 6.6: De spanningsbeelden voor een GMNA analyse, horende bij de twee mogelijke onderstellingen voor de steunpunten.

ter plaatse van de onderrand van de cilinder.

Kijken we verder naar het verloop van de axiale spanningen langsheen de symmetrie-as doorheen het steunpunt, dan merken we dat naast de spanningsconcentratie ter hoogte van het steunpunt, er ook nog een tweede piek in de axiale spanningen optreedt net boven de bovenring. Verder naar boven kijkend, blijkt de spanning vanaf die piek monotoon af te nemen met toenemende afstand tot het steunpunt.

Indien we de axiale spanning vergelijken voor de vier punten op het (ietwat ongewone) last-verplaatsingsdiagram uit Fig. 6.6(d), dan zien we dat deze verlopen min of meer gelijklopend zijn. Enkel voor punten C en D blijkt terug in de buurt van het steunpunt en boven de bovenring een grillig verloop op te treden van deze spanningen. Dit grillig verloop is vooral onderaan uitgesproken en het is ook daar dat het bezwijken optreedt (Fig. 6.6(f)).

Indien we nu Fig. 6.6(a) en Fig. 6.6(b) vergelijken, dan zien we dat voor beide onderstellingen de verlopen van de axiale spanning langsheen de meridionale symmetrierand gelijkaardig zijn. Voor beide onderstellingen zijn de axiale spanningen verhoogd in de buurt van het steunpunt en de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring.

Bij beide onderstellingen blijkt de spanning in de buurt van het maximum (punt C) de vloeigrens bereikt te hebben: de spanningen bereiken waarden die dicht gelegen zijn bij  $1,155 \times 170 = 196,35 \text{ MPa}^3$ . Globaal gezien kunnen we echter stellen dat de axiale spanning ter plaatse van het steunpunt en gelegen langsheen de meridionale symmetrie-as een hogere piek bereikt (voor het vloeien optreedt) bij de onderstelling van soepele steunpunten. Dit is natuurlijk in overeenstemming met Fig. 6.4.

Voor een meer uitgebreide bespreking van de invloed van het vloeien op het optredende bezwijkfenomeen bij beide onderstellingen, verwijzen we naar volgend hoofdstuk, waar gewerkt wordt met eenzelfde materiaalmodel voor alle onderdelen van de verstijfde cilinder, wat de interpretatie van de resultaten vergemakkelijkt.

### 6.3.3 Vergelijking van de berekeningsresultaten

Wanneer we de twee modellen met elkaar vergelijken, dienen we natuurlijk ook te onderzoeken wat de invloed is van de onderstelling voor de steunpunten op de bezwijkbelasting en het bezwijkpatroon. Met dit doel wordt de tabel met de eerste berekeningsresultaten uit vorig hoofdstuk hier herhaald als Tabel 6.2.

In deze tabel zijn de resultaten gegeven voor eigenwaardeberekeningen, GNA, MNA, GMNA en GMNIA analyses. Als we beginnen met de eigen-

<sup>3</sup>Bij een twee-assige spanningstoestand kan de axiale spanning maximaal de waarde  $1,155 \times f_y$  bereiken wanneer de von Mises vergelijkingsspanning wordt gebruikt.

Tabel 6.2: Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen met een uit de experimenten afgeleide vloeigrens

Type Analyse	Rigide Steunpunten		Soepele Steunpunten	
	$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm	$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm
Eigenwaarde 1	188,19	Verstijfde zone	204,11	Cilinderwand
Eigenwaarde 2	190,63	Verstijfde zone	207,74	Cilinderwand
Eigenwaarde 3	195,83	Cilinderwand	222,27	Verstijfde zone
Eigenwaarde 4	197,89	Cilinderwand	222,38	Verstijfde zone
Eigenwaarde 5	211,51	Verstijfde zone	223,27	Cilinderwand
GNA	120,8	Cilinderwand	129,8	Cilinderwand
MNA	101,4	Verstijfde zone	97,1	Verstijfde zone
GMNA	91,6	Verstijfde zone	88,8	Verstijfde zone
GMNIA				
Eigenmode 1	78,3	Verstijfde zone	70,7	Cilinderwand
Eigenmode 2	78,1	Verstijfde zone	74,8	Cilinderwand
Eigenmode 3	73,8	Cilinderwand	66,6	Cilinderwand
Eigenmode 4	73,9	Cilinderwand	67,5	Cilinderwand
Eigenmode 5	77,5	Cilinderwand	67,1	Cilinderwand

waardeberekeringen, dan merken we rap dat de eerste vijf eigenwaarden voor beide modellen corresponderen met eigenmodes die gekenmerkt worden door builen in ofwel de verstijfde zone ofwel de cilinderwand boven de bovenring. De volgorde van de eigenmodes is voor de twee modellen evenwel anders. Bijkomend merken we ook op dat de eigenwaarden bij de onderstelling van soepele steunpunten *hoger* gelegen zijn dan de eigenwaarden voor rigide steunpunten. Dit beantwoordt dus niet aan de verwachtingen uit de literatuur.

Een gelijkaardige conclusie kan gemaakt worden wanneer de resultaten van de GNA analyse worden vergeleken. Beide modellen leiden tot een bezwijken van de cilinderwand boven de bovenste ring. De bezwijkbelasting horende bij de rigide steunpunten is evenwel lager dan de bezwijkbelasting voor de soepele steunpunten. Merk op dat bij eigenwaardeberekeringen en GNA analyses gewerkt wordt met elastisch materiaalgedrag.

De situatie wijzigt wanneer plasticiteit in rekening wordt gebracht. De MNA analyses voor beide modellen leiden tot een bezwijken in de verstijfde zone, en ditmaal is wel aan de verwachtingen uit de literatuur voldaan: het model met soepele steunpunten heeft een lagere bezwijkbelasting dan het model met rigide steunpunten. Dezelfde conclusie gaat op voor de GMNA analyse: voor beide modellen is het bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone* en de bezwijkbelasting voor het model met soepele steunpunten is lager dan voor het model met rigide steunpunten.

Tot slot zijn in Tabel 6.2 de resultaten vermeld van vijf GMNIA analyses voor elk model. Deze vijf GMNIA analyses zijn simulaties waarbij één van de vijf berekende eigenmodes in rekening werd gebracht als geometrische imperfectievorm met een amplitude van 3 mm. Bij de onderstelling van rigide steunpunten is het uiteindelijke bezwijkpatroon van de GMNIA analyse van hetzelfde type als de gebruikte imperfectievorm, behalve bij de laatste analyse waar de vijfde eigenmode werd ingevoerd. De bezwijkbelasting blijkt bovendien het laagst te zijn indien de geometrische imperfectie zich concentreert in de cilinderwand net boven de bovenring.

Deze vaststellingen kunnen niet herhaald worden voor de onderstelling van soepele steunpunten. Bij deze onderstelling leidt de invoering van eigenmodes als imperfectievorm bij elke analyse tot een bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand*. Dit is opmerkelijk daar een perfecte cilinder bij een GMNA analyse bezwijkt in de verstijfde zone. Bijkomend blijkt een imperfectievorm met builen in de *Verstijfde zone* aanleiding te geven tot de laagste bezwijkbelasting. Vergelijken we de bezwijkbelastingen voor beide modellen, dan blijkt dat ook hier het model met de onderstelling van soepele steunpunten zorgt voor de laagste bezwijkbelasting.

Uiteraard dienen we op te merken dat deze conclusies gemaakt zijn op basis van berekeningen met de basiscilinder en dat deze conclusies daardoor enkel geldig zijn voor deze afmetingen. Om het één en ander te controleren, worden in Tabel 6.3 de resultaten weergegeven van gelijkaardige analy-



ses als deze uit Tabel 6.2, maar ditmaal voor cilinders uit één staalsoort met een vloeigrens van 235 MPa. Bijkomend is voor elke analyse de verhouding  $\sigma_u/f_y$  gegeven. Deze verhouding kon niet bepaald worden voor de analyses uit Tabel 6.2, gezien de verschillende staalsoorten die voor die analyses werden gebruikt.

Voor de analyses uit Tabel 6.3 waarbij enkel gerekend wordt op elastisch materiaalgedrag, zijn de resultaten natuurlijk niet veranderd. De eerste uitgevoerde analyse, waarbij wel plasticiteit in rekening wordt gebracht, is de MNA. Vergelijking van de bekomen waarden voor beide modellen met deze uit vorige tabel toont aan dat de bezwijkbelasting voor deze analyses logischerwijze gestegen is door de toename in de vloeigrens. Het bezwijkpatroon voor beide modellen blijft van het type *Verstijfde zone*. De bezwijkbelasting bij het model rigide steunpunten is terug hoger dan deze bij het model soepele steunpunten. Bij de rigide steunpunten is de bezwijkspanning zelfs gelijk aan  $1,15 \times f_y$ , wat reeds zeer dicht bij de theoretisch maximaal mogelijke axiale spanning is.

Het volgende type analyse dat uitgevoerd werd met een vloeigrens van 235 MPa, is de GMNA. Uit Tabel 6.3 blijkt dat voor de onderstelling van rigide steunpunten, de bezwijkbelasting ditmaal 110,8 kN bedraagt en gepaard gaat met een bezwijken van het type *Cilinderwand*. Het verhogen van de vloeigrens zorgt dus voor een wijziging van het bezwijkfenomeen. Bekijken we de resultaten voor de veronderstelling van soepele steunpunten, dan zien we dat de bezwijkbelasting 111,7 kN bedraagt, wat hoger is dan deze voor rigide steunpunten, en dat het bezwijkpatroon nog altijd van de vorm *Verstijfde zone* is. De onderstelling rigide steunpunten is dus conservatiever dan de onderstelling soepele steunpunten! Een verklaring voor dit fenomeen kan gevonden worden in Fig. 7.25. Deze figuur, die uitvoerig besproken wordt in volgend hoofdstuk, toont aan dat bij een vloeigrens van 235 MPa de onderstelling soepele steunpunten nog steeds aanleiding geeft tot plastisch plooiën, terwijl de onderstelling van rigide steunpunten bij deze vloeigrens reeds elastisch-plastisch plooiën oplevert. Zolang bij rigide steunpunten plastisch plooiën optreedt (bijvoorbeeld bij de waarden van de vloeigrens uit Tabel 6.2) leidt deze onderstelling tot hogere bezwijklasten dan de onderstelling soepele steunpunten. Eens het gebied van elastisch-plastisch plooiën is bereikt, geeft de onderstelling van soepele steunpunten aanleiding tot de hoogste bezwijkbelastingen.

Deze studie toont aan dat het niet a priori te zeggen valt welke onderstelling het veiligst is. Hier blijkt dat bij plastisch plooiën soepele steunpunten het veiligst zijn, terwijl rigide steunpunten bij hogere vloeigrenzen aanleiding geven tot de laagste bezwijkbelastingen. Bij andere afmetingen van de verstijfde cilinders kunnen evenwel andere conclusies gelden.

Bekijken we tot slot de resultaten van de GMNIA analyses, dan blijkt voor rigide steunpunten ook bij deze hogere vloeigrens dat een imperfectie met amplitude van 3 mm volgens de eerste vijf eigenmodes telkens een bezwijken te

veroorzaken van hetzelfde type als de imperfectievorm, behalve voor de vijfde eigenmode. De bezwijkbelastingen tonen aan dat terug de derde eigenmode de gevaarlijkste imperfectievorm is bij deze imperfectie-amplitude. Voor de onderstelling van soepele steunpunten leveren deze imperfecties opnieuw telkens een bezwijken van het type *Cilinderwand*. De gevaarlijkste imperfectievorm blijkt nu evenwel eigenmode vijf te zijn.

### 6.3.4 Conclusies voor de steunpuntmodellering

Om het gedrag van een werkelijk steunpunt te benaderen, zijn er twee modeleringsmogelijkheden: rigide steunpunten of soepele steunpunten. Voor verstijfde cilinders op lokale steunpunten wordt in de literatuur vermeld dat het gedrag van rigide steunpunten dichter aanleunt bij dit van werkelijke steunpunten en dat soepele steunpunten aanleiding geven tot lagere en dus veiligere bezwijkspanningen. Bovenstaand onderzoek toont aan dat voor verstijfde cilinders op lokale steunpunten deze conclusies niet langer geldig zijn en dat vooral bij analyses waarbij de vloeigrens geen of een mindere rol speelt (i.e. elastisch of elastisch-plastisch plooien) de onderstelling van rigide steunpunten aanleiding geeft tot lagere bezwijkbelastingen. Deze conclusies volgen evenwel uit het onderzoeken van cilinders met de afmetingen van de basiscilinders. Onderzoek van cilinders met andere afmetingen is aangewezen om deze conclusie algemeen te maken. Dit onderzoek wordt beschreven in Hoofdstuk 8.

Verder geeft de literatuur ook de spanningstoestanden die voor beide modellen ter plaatse van de steunpunten heersen. Deze werden in het gevoerde onderzoek teruggevonden.

In onderstaande zal nog uitvoerig gebruik worden gemaakt van beide modellen. Het model met de rigide steunpunten zal evenwel voornamelijk gebruikt worden om het numerieke model te valideren met de experimentele resultaten, terwijl beide modellen samen gebruikt zullen worden voor de afleiding van de uiteindelijke ontwerpregel.

## 6.4 Overeenkomst tussen experiment en simulaties

### 6.4.1 Algemeen

Vooraleer één van de numerieke modellen kan aangewend worden om een ontwerpregel op te stellen, dient de overeenstemming tussen de uitgevoerde experimenten en de numerieke simulaties nauwkeurig onderzocht worden. Deze overeenstemming is essentieel indien de ontwerpregel praktisch belang wil hebben. In dit lid zal dan ook de vergelijking gemaakt worden tussen de reeds uitgevoerde experimenten, zoals beschreven in Hoofdstuk 4, en de numerieke simulaties zoals samengevat in Tabel 6.2. Vervolgens wordt een

Tabel 6.3: Overzicht van de resultaten voor de relevante analysetypes voor de twee numerieke modellen met een uniforme vloeigrens van 235 MPa

Type Analyse	Rigide Steunpunten			Soepele Steunpunten		
	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	Bezwijkvorm	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	Bezwijkvorm
Eigenwaarde 1	188,19	(1,73)	Verstijfde zone	204,11	(1,87)	Cilinderwand
Eigenwaarde 2	190,63	(1,75)	Verstijfde zone	207,74	(1,91)	Cilinderwand
Eigenwaarde 3	195,83	(1,80)	Cilinderwand	222,27	(2,04)	Verstijfde zone
Eigenwaarde 4	197,89	(1,81)	Cilinderwand	222,38	(2,04)	Verstijfde zone
Eigenwaarde 5	211,51	(1,94)	Verstijfde zone	223,27	(2,05)	Cilinderwand
GNA	120,8	(1,11)	Cilinderwand	129,8	(1,19)	Cilinderwand
MNA	125,2	1,15	Verstijfde zone	119,5	1,10	Verstijfde zone
GMNA	110,8	1,02	Cilinderwand	111,7	1,02	Verstijfde zone
GMNIA						
Eigenmode 1	92,3	0,85	Verstijfde zone	81,1	0,74	Cilinderwand
Eigenmode 2	91,9	0,84	Verstijfde zone	84,8	0,78	Cilinderwand
Eigenmode 3	82,8	0,76	Cilinderwand	88,6	0,81	Cilinderwand
Eigenmode 4	84,1	0,77	Cilinderwand	77,4	0,71	Cilinderwand
Eigenmode 5	87,9	0,81	Cilinderwand	77,2	0,71	Cilinderwand

poging gedaan om een nog betere overeenstemming te bekomen door het uitvoeren van numerieke simulaties waarbij ten eerste de opgemeten imperfecties van de schaalmodellen in rekening worden gebracht en vervolgens ook het werkelijke materiaalgedrag zoals volgend uit corresponderende trekproeven.

### 6.4.2 Vergelijking van experimentele resultaten met de numerieke simulaties

#### Algemeen

Om de resultaten van de experimenten te vergelijken met de numerieke simulaties zullen we net als in Hoofdstuk 4 een onderscheid maken tussen de experimenten op de basiscilinder en de experimenten op verstijfde cilinders met afwijkende afmetingen.

#### De basiscilinder

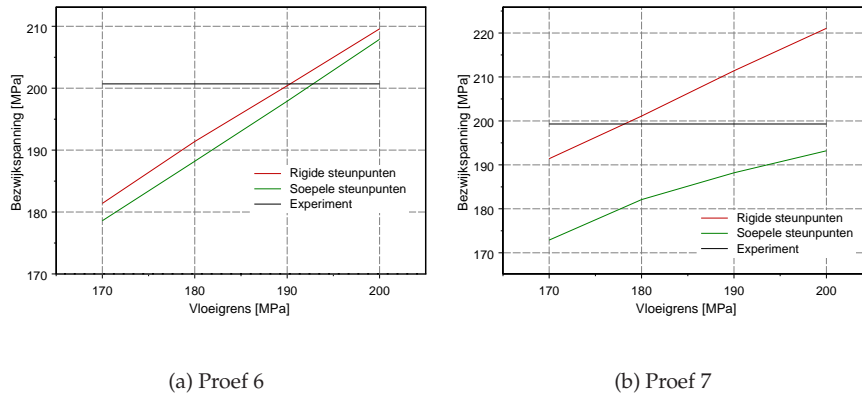
In Hoofdstuk 4 zijn de resultaten besproken van vijf proeven op de basiscilinder. Zoals daar uitgelegd, is er flink wat spreiding aanwezig op de resultaten omwille van allerhande oorzaken. Bijkomend was het bij de meeste experimenten niet mogelijk om een precies beeld van de vormonvolmaaktheden te bekomen omwille van de beperkingen van het oorspronkelijke opmeettoestel. Dit betekent dat we deze resultaten enkel kunnen vergelijken met de resultaten die weergegeven zijn in Tabel 6.2. Om de vergelijking te vereenvoudigen, zijn de resultaten van de experimenten en deze van de GMNA analyses samengebracht in Tabel 6.4. Voor zowel de experimenten als voor de simulaties is telkens de bezwijkbelasting per steunpunt gegeven, wat een objectievere vergelijking toelaat. Bijkomend zijn ook de bezwijkspanning en het bezwijkpatroon gegeven.

Uit de resultaten voor de eerste vijf proeven, blijkt de spreiding niet enkel aanwezig te zijn op de bezwijkbelasting, maar ook op het bezwijkpatroon: beide bezwijkpatronen werden bekomen voor nominaal dezelfde cilinder. De numerieke simulaties (GMNA), waarbij als vloeigrenzen de aanvangswaarden uit Tabel 4.3 worden gebruikt, geven een bezwijkbelasting die hoger gelegen is dan deze uit de experimenten. Deze numerieke simulaties van de perfecte cilinder vormen dus als het ware een redelijk aansluitende bovengrens voor de experimentele resultaten.

Hoewel deze conclusie ons doet vermoeden dat de overeenstemming tussen de experimenten en de simulaties meer dan behoorlijk is, lijkt verder onderzoek aangewezen.

Tabel 6.4: Vergelijking van de resultaten voor de experimenten en de simulaties

Proef	Experiment			GMNA Simulaties					
	$F_{u,steun}$ [kN]	$\sigma_u$ [MPa]	Patroon	Rigide Steunpunten			Soepele Steunpunten		
				$F_{u,steun}$ [kN]	$\sigma_u$ [MPa]	Patroon	$F_{u,steun}$ [kN]	$\sigma_u$ [MPa]	Patroon
1	17,29	149,1	Verstijfde zone						
2	18,75	161,6	Cilinderwand						
3	20,21	174,2	Verstijfde zone	22,9	197,4	Verstijfde zone	22,2	191,4	Verstijfde zone
4	18,35	158,2	Cilinderwand						
5	21,38	184,3	Cilinderwand						
6	14,05	200,7	Cilinderwand	12,7	181,4	Verstijfde zone	12,5	178,6	Verstijfde zone
7	13,95	199,3	Verstijfde zone	13,4	191,4	Verstijfde zone	12,1	172,9	Verstijfde zone
8	20,44	164,8	Cilinderwand	25,0	201,4	Cilinderwand	23,7	191,3	Verstijfde zone



Figuur 6.7: De invloed van de vloeigrens op de simulaties van Proef 6 & 7.

### De overige cilinders

Voor het experimentele luik van dit onderzoek, werden niet enkel proeven uitgevoerd op de basiscilinder, maar ook proeven op cilinders met afwijkende afmetingen. De resultaten van deze extra proeven werden ook samengebracht in Tabel 6.4. Deze proeven werden numeriek nagerekend en ook deze resultaten zijn in de bewuste tabel terug te vinden. Voor Proeven 6 en 7 hadden alle gebruikte staalplaten een dikte van 0,7 mm en werden de simulaties bijgevolg uitgevoerd met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag met een vloeigrens van 170 MPa.

Bekijken we nu eerst de resultaten van Proef 6. Het experiment leidde tot een bezwijkspanning van 200,7 MPa. Dit betekent dat de vloeigrens van het materiaal ten minste  $200,7/1,155 = 173,8$  MPa dient te bedragen. De resultaten van de numerieke simulaties met een vloeigrens van 170 MPa leiden logischerwijze tot een te lage bezwijkbelasting en bovendien ook tot een verkeerd bezwijkpatroon.

Deze observatie komt overeen met de resultaten van de trekproeven op de trekstaven horende bij Proef 6 (zie Bijlage A). De drie bekomen 0,2% strekgrenzen situeren zich alle in de buurt van 180 MPa, wat dus duidelijk hoger is dan de aangenomen waarde van 170 MPa. Het aannemen van een ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag met een vloeigrens van 180 MPa zal echter niet noodzakelijk leiden tot een goede overeenstemming met het experiment. Zoals verder zal worden uitgelegd, is het aannemelijk dat het staal in de potentiële buillocaties een hogere 0,2% strekgrens bezit dan wat volgt uit de trekproeven.

Omwille van de onzekerheid die heerst omtrent de werkelijke 0,2% strekgrens van het in de proef gebruikte materiaal is het niet mogelijk om met deze proef een goede validatie van de numerieke modellen uit te voeren. In een

poging te achterhalen wat de vloeigrens van het staal waarschijnlijk was, zijn diverse GMNA analyses met toenemende vloeigrens voor beide modellen uitgevoerd. De resultaten zijn samengebracht in Fig. 6.7(a). Uit deze grafiek blijkt dat de bezwijkspanning uit het experiment voor de onderstelling rigide steunpunten bereikt wordt bij vloeigrenzen die hoger zijn dan 190 MPa. Voor de onderstelling soepele steunpunten dient deze vloeigrens nog hoger te zijn. Merk trouwens op dat voor alle analyses het bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone* is, wat niet overeenstemt met het experiment. Dit is vermoedelijk te wijten aan de aanwezige vormfouten in het schaalmodel.

Eenzelfde conclusie kan getrokken worden voor Proef 7. Uit de axiale spanning die aanwezig was bij het bezwijken blijkt ook hier dat de vloeigrens van het gebruikte staal hoger was dan de aangenomen waarde van 170 MPa, ten minste  $199,3/1,155 = 172,6$  MPa. Numerieke simulaties met een vloeigrens van 170 leveren dan ook te lage bezwijkbelastingen op, maar wel een correct bezwijkpatroon. Nazicht van de resultaten van de trekproeven op de staven horende bij Proef 7, leert ons dat ook hier de drie strekgrenzen hoger zijn dan 170 MPa. Het gemiddelde bedraagt ditmaal 178,5 MPa. De 0,2% strekgrens van het staal in de potentiële buillocaties kan terug hoger liggen en bijgevolg werd ook voor deze proef de invloed van de vloeigrens op de bezwijkbelasting onderzocht. De resultaten van de GMNA analyses zijn samengebracht in Fig.6.7(b). Bij het model met rigide steunpunten wordt de bezwijkspanning die volgt uit het experiment bereikt bij een vloeigrens van 180 MPa. Voor de onderstelling soepele steunpunten blijft het lineaire verband tussen de vloeigrens en de bezwijkbelasting niet langer behouden<sup>4</sup> en zelfs bij een vloeigrens van 200 MPa is de bezwijkspanning nog lager dan deze uit het experiment. Het bezwijkpatroon horende bij elk van de analyses uit Fig. 6.7(b) correspondeert evenwel met het experiment.

Tot slot werd ook nog Proef 8 uitgevoerd. Voor deze proef werden terug verschillende materiaaldiktes gebruikt en bijgevolg ook verschillende staal-soorten. Dit maakt het iets moeilijker om een studie te verrichten naar de invloed van de vloeigrens die in het numerieke model wordt ingegeven. De resultaten van de numerieke modellen uit Tabel 6.4 tonen echter aan dat zowel met rigide als soepele steunpunten een GMNA analyse terug een overschatting van de bezwijkbelasting uit het experiment levert, waardoor zo'n studie minder essentieel wordt. Het numerieke model met rigide steunpunten levert het correcte bezwijkpatroon, het model met soepele steunpunten niet. Vergelijking van de bezwijkbelasting uit het experiment en de simulaties toont echter aan dat de vormonvolmaaktheden en het gebruikte materiaal een flinke invloed op het resultaat hadden. Deze invloed zal ongetwijfeld ook gelden op het bezwijkpatroon.

Uit dit onderzoek is evenwel duidelijk dat de overige cilinderproeven ons ook niet toelaten om het numerieke model te valideren. Twee onbekenden verhinderen deze validatie: de werkelijke materiaaleigenschappen van het

<sup>4</sup>Dit is een aanwijzing dat we een overgang krijgen van plastisch plooiën naar elastisch-plastisch plooiën.

staal en de aanwezige vormonvolmaaktheden. In een poging om deze invloedsfactoren in rekening te brengen, worden in volgende leden numerieke simulaties uitgevoerd waarbij achtereenvolgens opgemeten imperfecties en werkelijk materiaalgedrag numeriek ingevoerd worden.

### 6.4.3 Numerieke simulaties met opgemeten imperfecties

Om een betere validatie van het numerieke model te bekomen, werd voor de proeven waarbij de vorm van de cilinder opgemeten werd met het nieuwe toestel, een numerieke simulatie uitgevoerd waarbij deze opgemeten imperfecties in rekening worden gebracht. Op deze manier is het mogelijk om het numerieke model nauwkeuriger te valideren. Natuurlijk blijven de onzekerheden omtrent het materiaal en andere imperfecties aanwezig en is het een utopie om een perfecte overeenstemming te verwachten.

Ook hier zullen we een onderscheid maken tussen de proeven die werden uitgevoerd op de basiscilinder en de overige cilinderproeven.

#### De basiscilinder

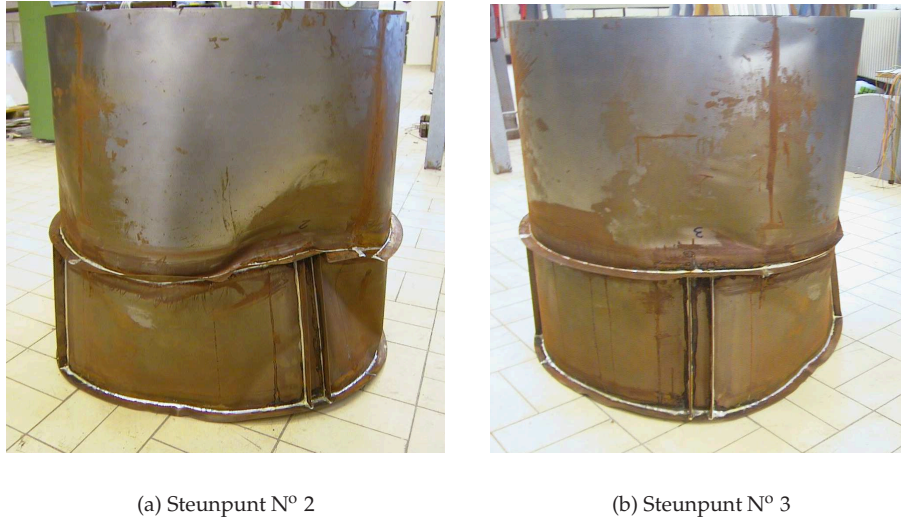
In totaal werden vijf proeven uitgevoerd op de basiscilinder, maar bij slechts één proef, i.e. Proef 5, kon gebruik worden gemaakt van het nieuwe toestel om de vorm van de cilinder op te meten. Bijgevolg kan enkel deze proef op de basiscilinder worden gesimuleerd aan de hand van een GMNIA analyse met werkelijke imperfecties.

Ter oprissing van het geheugen herhalen we hier kort de belangrijkste resultaten van Proef 5.

Deze proef op de basiscilinder gaf aanleiding tot bezwijken bij een belasting van 86,09 kN. Dit bezwijken veroorzaakte een buil van het type *Cilinderwand* in het steunpunt dat zich bevindt op een omtrekspositie van 180°. De steunpunten zullen in onderstaande een naam krijgen die overeenstemt met hun positie. De steunpunten op positie 0°, 90°, 180° en 270° worden aangeduid met de namen *Steunpunt 1*, *Steunpunt 2*, *Steunpunt 3* en *Steunpunt 4*. Dit betekent dus dat bij Proef 5 het bezwijken optrad boven Steunpunt 3 waar de reactiekracht op dat moment 21,38 kN bedroeg. Dit stemt overeen met een bezwijkspanning van 184,3 MPa. De buil boven dit steunpunt is weergegeven in Fig. 6.8(b). Dit bezwijken werd gevolgd door een bezwijken in een naburig steunpunt, meer bepaald in Steunpunt 2. In dat steunpunt was het bezwijken ook van het type *Cilinderwand* en de buil boven de bovenste ring werd daar gevolgd door een diagonale schuifspanningsbuil tussen de ringen in. Dit is weergegeven in Fig. 6.8(a).

Om dit gedrag te simuleren zal gebruik gemaakt worden van de opgemeten vorm van de cilinder. Deze vorm is weergegeven in Fig. 6.9. Wat het numerieke model betreft, zal in dit lid enkel gebruik worden gemaakt van modellen met de onderstelling van rigide steunpunten. Voor de plaatdiktes



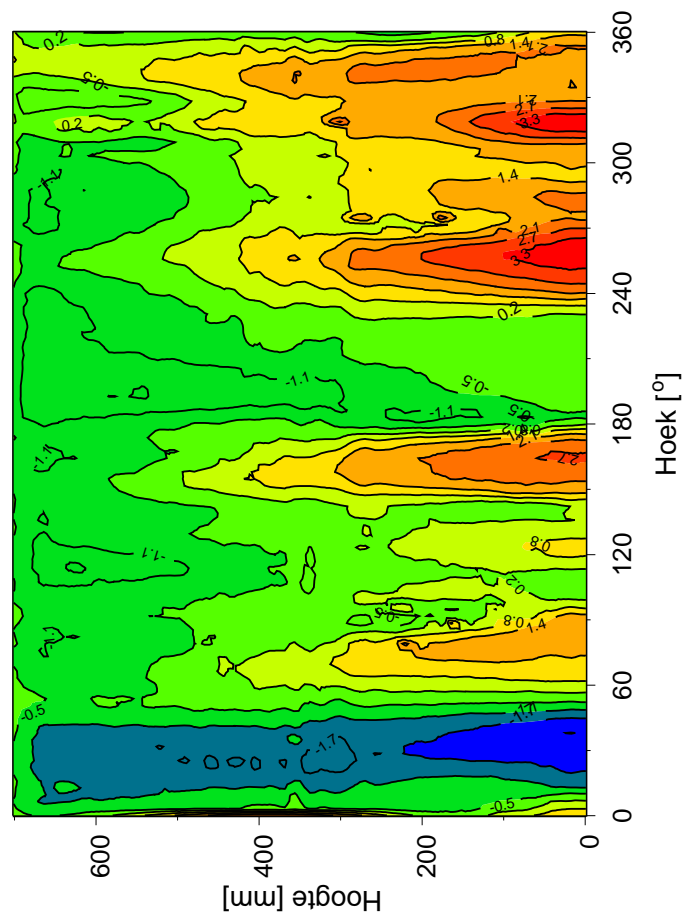


Figuur 6.8: Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 5.

van 0,7 mm wordt een vloeigrens gelijk aan 170 MPa aangenomen, voor de plaatdiktes van 1,5 mm wordt gewerkt met een vloeigrens van 215 MPa. Gezien het model slechts een achtste van de cilinder vertegenwoordigt, betekent dit dat we het opgemeten imperfectiebeeld in acht stukken kunnen delen en bijgevolg acht verschillende GMNIA analyses kunnen uitvoeren. De resultaten van deze acht analyses zijn samengevat in Tabel 6.5. In deze tabel wordt aan elk gemodelleerd cilinderdeel een naam gegeven dat bestaat uit twee tekens. Het eerste teken geeft het steunpunt aan waarvan de helft gemodelleerd wordt. Het tweede teken geeft aan of de angulaire coördinaten van het cilinderdeel dat gemodelleerd wordt kleiner (*a*) of groter (*b*) zijn dan de angulaire positie van het betreffende steunpunt. In de tabel is ook telkens de bezwijkspanning gegeven, alsook het corresponderende bezwijkpatroon.

Indien we de resultaten van Tabel 6.5 slechts oppervlakkig zouden bestuderen, zou dit leiden tot de conclusie dat de meest kwetsbare plaats van de imperfecte cilinder gelegen is boven het eerste steunpunt (zone 1a) en dat de bezwijkbelasting van de volledige imperfecte cilinder theoretisch  $169,6 \text{ MPa} \times 116 \text{ mm}^2 \times 4 = 78,7 \text{ kN}$  bedraagt. Dit bezwijken zou gepaard gaan met builen van het type *Cilinderwand* in de zone boven Steunpunt 1. Dit is duidelijk in tegenspraak met de experimentele resultaten: in werkelijkheid was de totale bezwijkbelasting 86,09 kN en trad het bezwijken van het type *Cilinderwand* eerst op boven Steunpunt 3 en daarna boven Steunpunt 2.

Deze discrepantie tussen de voorspelling en het experiment is echter o.a. te wijten aan het gebruik van het model van  $45^\circ$ . In lid 6.2 werd aangetoond dat dit model van  $45^\circ$  dezelfde resultaten gaf als een halve cilinder, wanneer



Figuur 6.9: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 5.

Tabel 6.5: Resultaten van de GMNIA analyses met werkelijke imperfecties

Cilinderdeel	1a	1b	2a	2b
Hoek [°]	315 – 360	0 – 45	45 – 90	90 – 135
$\sigma_u$ [MPa]	169,6	185,6	181,7	187,1
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand

Cilinderdeel	3a	3b	4a	4b
Hoek [°]	135 – 180	180 – 225	225 – 270	270 – 315
$\sigma_u$ [MPa]	190,3	193,1	183,6	186,2
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand	Verstijfde zone

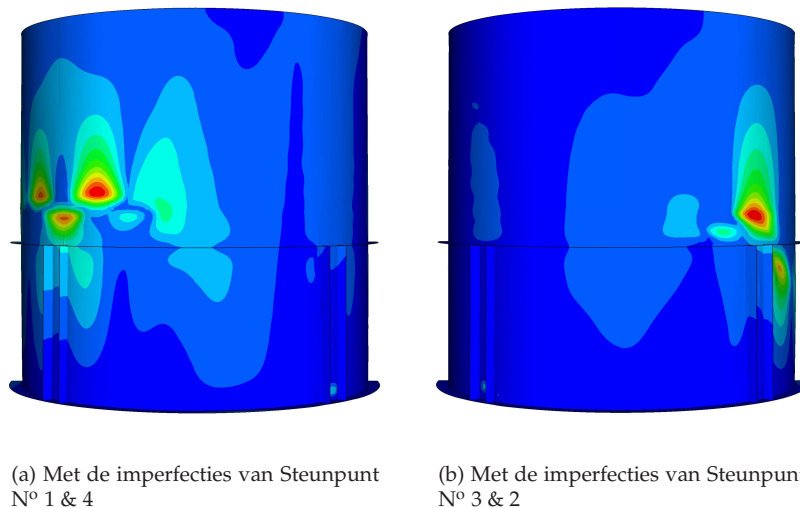
Tabel 6.6: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties

Cilinderdeel	1 – 4	3 – 2
Hoek [°]	45 – 0 & 360 – 225	225 – 45
$F_u$ [kN]	87,5	87,6
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand

we te maken hebben met perfecte cilinders. Voor imperfecte cilinders werd niets aangegeven. Hier hebben we duidelijk te maken met schaalmodellen waarvan de geometrische imperfecties sterk asymmetrisch zijn. Voor deze cilinders is ons model van  $45^\circ$  niet langer geldig en dient in principe terug de volledige cilinder gemodelleerd worden. Om dezelfde reden als in lid 6.2 zullen we echter opnieuw werken met een halve cilinder.

Met dit model van  $180^\circ$  werden twee nieuwe GMNIA analyses uitgevoerd. Bij de eerste simulatie werden de imperfecties boven het eerste en vierde steunpunt ingevoerd. De tweede simulatie maakte gebruik van de opgemeten imperfecties boven Steunpunt 3 en 2. De resultaten van beide simulaties zijn in Tabel 6.6 en Fig. 6.10 weergegeven.

Bestuderen van deze resultaten leert ons dat de bezwijkbelasting voor beide simulaties ongeveer 87,5 kN bedraagt, wat een dichte benadering van de werkelijke bezwijklast van 86,09 kN betekent. Bijkomend lijkt het bezwijkpatroon uit Fig. 6.10(b) zeer sterk op het werkelijk optredend bezwijkpatroon boven Steunpunt 2 uit Fig. 6.8(a). Beide patronen vertonen builen boven de bovenring en een secundaire diagonale buil tussen de ringen. Het verschil tussen experiment en deze simulatie is dat bij het experiment de eerste buil optrad boven de bovenring ter hoogte van het derde steunpunt en pas daarna traden de builen boven het tweede steunpunt op. In de simulatie treden deze



Figuur 6.10: De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder

builen boven het derde steunpunt (links in Fig. 6.10(b)) niet op, maar krijgen we onmiddellijk de builen boven het tweede steunpunt. Wat de bezwijkbelasting betreft, blijkt de simulatie van deel 3 – 2 redelijk goed overeen te komen met het experiment. Het verschil tussen de twee waarden is eerder klein. Blijft echter het feit dat de simulatie van deel 1 – 4 tot een iets kleinere bezwijkbelasting leidt, waardoor theoretisch dit laatste deel eerst zal bezwijken. Als mogelijke oorzaken voor het toch eerder bezwijken in deel 3 – 2, kunnen we terug materiaalimperfecties, lastimperfecties,... aanhalen.

### De overige cilinders

Voor de proeven uitgevoerd op cilinders met afmetingen verschillend van de basiscilinder, werd de vorm van de cilinder voor de test telkens opgemeten. Dit zorgt er voor dat we deze opmetingen kunnen gebruiken om een simulatie met werkelijke imperfecties uit te voeren. In onderstaande worden deze simulaties één voor één overlopen.

**Proef 6** Deze proef was de eerste proef waarbij de afmetingen van de cilinder afweken van de basiscilinder. De belangrijkste resultaten van deze proef worden hier nogmaals kort overlopen.

De bezwijkbelasting van deze cilinder bedroeg 54,38 kN. Dit bezwijken ging gepaard met een bezwijkpatroon waarvan een paar details in Fig. 6.11 te zien zijn. De eerste buil trad op boven *Steunpunt 1* ( $0^\circ$ ) en was gesitueerd



(a) Steunpunt N° 1

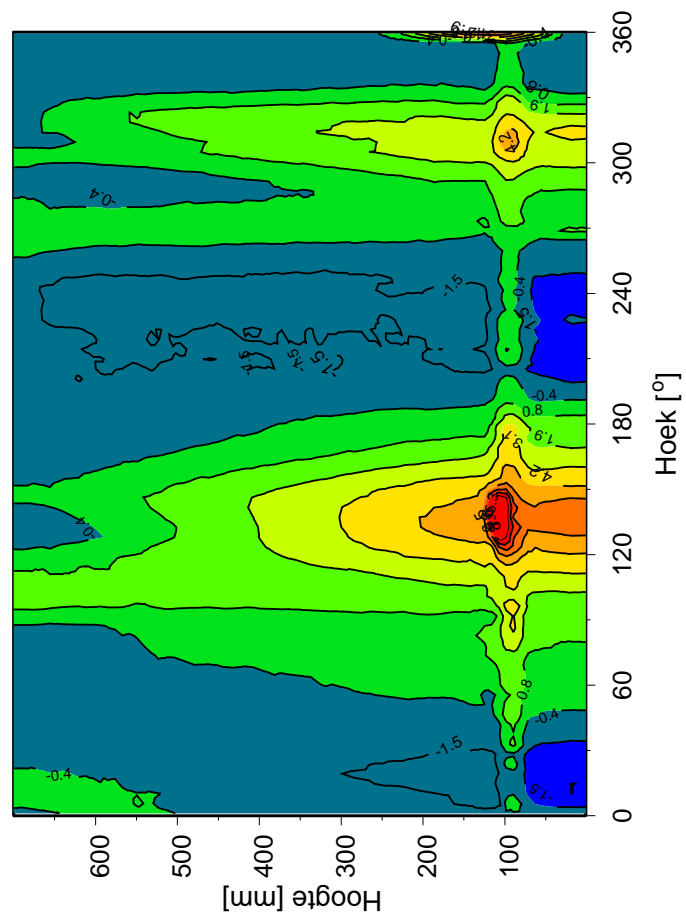
(b) Steunpunt N° 4

Figuur 6.11: Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 6.

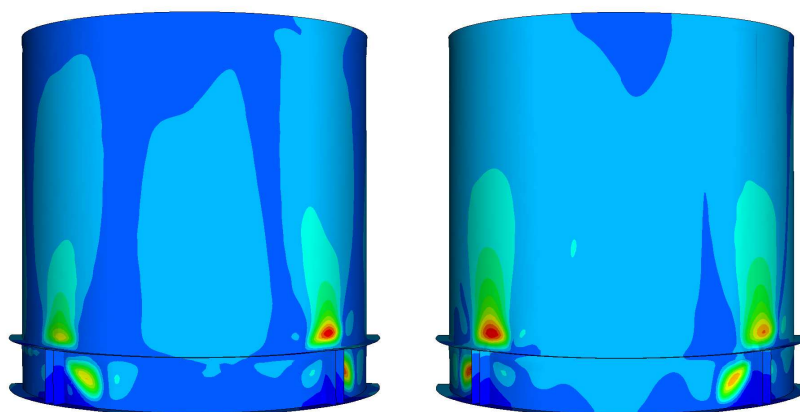
in de *Cilinderwand* (Fig. 6.11(a)). Deze buil werd gevolgd door een tweede buil in de *Verstijfde zone* boven *Steunpunt 4* ( $270^\circ$ ). Deze buil is weergegeven in Fig. 6.11(b). Bij het bezwijken bedroeg de reactie in het eerste steunpunt 14,05 kN, wat overeenkomt met een bezwijkspanning van 201 MPa. Dit leidde in voorgaande reeds tot de opmerking dat de vloeigrens van het gebruikte materiaal (alle onderdelen hadden dezelfde dikte en dus dezelfde vloeigrens) zeker hoger moest zijn dan 170 MPa.

In een poging deze cilinder numeriek zo nauwkeurig mogelijk te simuleren worden de opgemeten vormonvolmaaktheden – zoals weergegeven in Fig. 6.12 – in het model ingevoerd. Merk op dat daardoor reeds voor het belasten van de cilinder een flinke buil boven de bovenring tussen Steunpunt 2 en 3 aanwezig is. Bij het ingeven van de materiaaleigenschappen treedt er dus een probleem op. De veronderstelling dat het staal een vloeigrens heeft van 170 MPa is in voorgaande reeds foutief gebleken. Uit de trekproeven konden we vermoeden dat de 0,2% strekgrens zich in de buurt van 180 MPa situeert. Zoals verder wordt uitgelegd, is die waarde waarschijnlijk nog hoger in de buurt van de potentiële buillocaties. Daarom wordt de numerieke simulatie tweemaal uitgevoerd, éénmaal met een vloeigrens van 170 MPa en een tweede maal met een vloeigrens van 200 MPa. Om deze simulaties uit te voeren wordt onmiddellijk gebruik gemaakt van het model van  $180^\circ$  met de aanname van rigide steunpunten. Twee simulaties per vloeigrens werden uitgevoerd: een simulatie van steunpunt 1 en 4 en een simulatie van steunpunt 3 en 2. De resultaten zijn samengebracht in Tabel 6.7. Voor een vloeigrens van 170 MPa zijn de vervormingsfiguren weergegeven in Fig. 6.13. De vervormingsfiguren voor een vloeigrens van 200 MPa zijn hier niet weergegeven, gezien deze figuren zeer gelijkaardig zijn.

Wanneer we de tabel en de bijhorende figuren bestuderen merken we een aantal zaken op. Het eerste wat opvalt, zijn de lage bezwijkbelastingen die



Figuur 6.12: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 6.



(a) Met de imperfecties van Steunpunt N° 1 &amp; 4

(b) Met de imperfecties van Steunpunt N° 3 &amp; 2

Figuur 6.13: De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 170 MPa voor Proef 6.

Tabel 6.7: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 6

Cilinderdeel	1 – 4		3 – 2	
Hoek [°]	45 – 0 & 360 – 225		225 – 45	
Vloeigrens [MPa]	170	200	170	200
$F_u$ [kN]	45,1	49,6	44,3	49,2
Bezwijkpatroon	Cilinder- wand	Cilinder- wand	Cilinder- wand	Cilinder- wand



bekomen worden. De bezwijkbelasting in het experiment bedroeg 54,38 kN, terwijl geen enkele van de uitgevoerde simulaties een bezwijkbelasting van 50 kN bereikt (zie Tabel 6.7). Het lag ondertussen in de lijn van de verwachtingen dat een vloeigrens van 170 MPa aanleiding zou geven tot te lage bezwijkbelastingen. De resultaten uit Tabel 6.7 doen vermoeden dat de vloeigrens ook hoger dan 200 MPa was.

De resultaten uit Tabel 6.7 en Fig. 6.13 geven ook aan dat het bezwijken theoretisch eerst boven Steunpunt 3 dient op te treden, en dit voor beide onderzochte vloeigrenzen. Dit is niet in overeenstemming met wat werd waargenomen tijdens het experiment. We kunnen wel opmerken dat het verschil tussen de bezwijkbelastingen voor beide halve cilinders afneemt met toenemende waarde van de vloeigrens.

Wat bij deze simulaties wel in overeenstemming is met het experiment, is de vorm van de primaire buil. Dit patroon is voor alle simulaties van het type *Cilinderwand*, terwijl een simulatie van een perfecte cilinder aanleiding geeft tot een bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone* (cf. Tabel 6.4). Dit bevestigt het vermoeden – zoals uitgedrukt in lid 6.4.3 – dat de imperfecties in dit geval het bezwijkpatroon bepalen.

Al bij al moeten we concluderen dat de simulatie van deze proef moeilijk kan gebruikt worden om het numerieke model te valideren omwille van de ongekende 0,2% strekgrens van het materiaal.

**Proef 7** Ook voor deze proef zullen we de resultaten kort herhalen. De bezwijkbelasting bedroeg 54,93 kN. Dit bezwijken werd gekarakteriseerd door builen boven *Steunpunt 3* ( $180^\circ$ ) van het type *Verstijfde zone*. Deze builen werden gevolgd door builen in de verstijfde zone boven *Steunpunt 4*. Details van deze twee buillocaties zijn gegeven in Fig. 6.14. Op het tijdstip van bezwijken bedroeg de reactie in *Steunpunt 3* 13,95 kN, wat een bezwijkspanning van 199 MPa betekent. Opnieuw betekent deze hoge bezwijkspanning dat de vloeigrens van het gebruikte materiaal hoger dient te zijn dan 170 MPa, wat de veronderstelde waarde was.

Het numerieke model van  $180^\circ$  en met rigide steunpunten werd opnieuw aangewend om de imperfecte cilinder te simuleren. Daartoe werden de imperfecties zoals weergegeven in Fig. 6.15 in rekening gebracht. Omwille van de materiaalonzekerheden, werden terug simulaties uitgevoerd voor een vloeigrens van 170 MPa en 200 MPa. De resultaten zijn samengevat in Tabel 6.8. De vervormingsfiguren zijn weergegeven in Fig. 6.16 voor een vloeigrens van 170 MPa en in Fig. 6.17 voor een vloeigrens van 200 MPa. Uit deze resultaten blijkt ditmaal dat de experimenteel waargenomen bezwijkbelasting gelegen is tussen de numerieke resultaten voor beide vloeigrenzen. Hoewel het bezwijken in het experiment optreedt boven het derde steunpunt, zorgen de imperfecties van steunpunt 2 en 1 voor een iets lagere bezwijkbelasting. Wat het bezwijkpatroon betreft, is de primaire buil voor de vier numerieke simulaties telkens van het type *Verstijfde zone*. Dit is ook het bezwijkpatroon dat in het





(a) Steunpunt N° 3

(b) Steunpunt N° 4

Figuur 6.14: Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 7.

Tabel 6.8: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 7

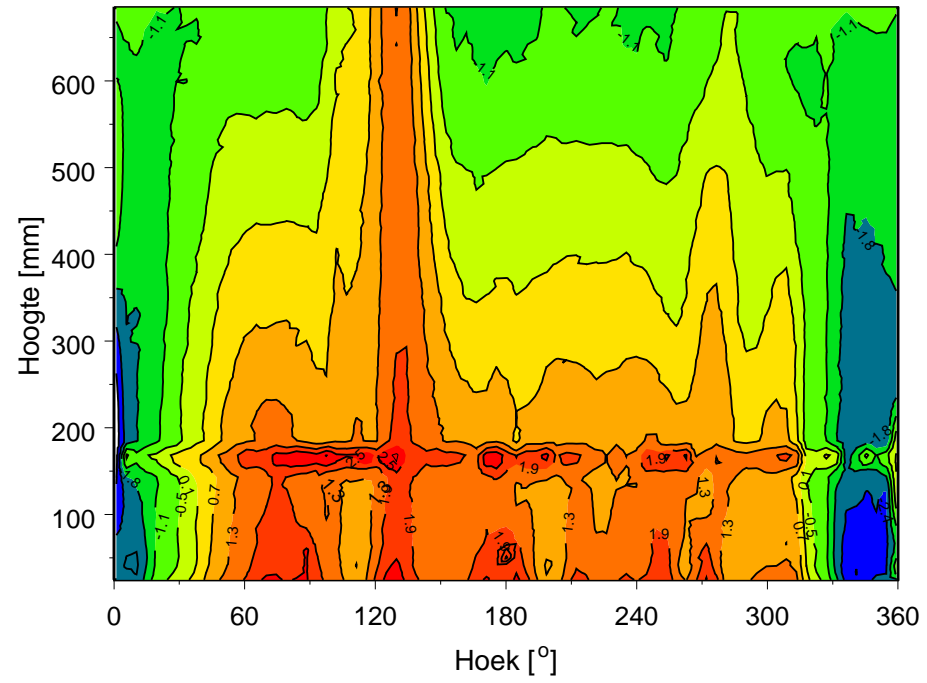
Cilinderdeel	4 – 3		2 – 1	
Hoek [°]	315 – 135		135 – 0 & 360 – 315	
Vloei grens [MPa]	170	200	170	200
$F_u$ [kN]	50,3	57,6	49,8	56,8
Bezuikpatroon	Verstijfde Zone	Verstijfde Zone	Verstijfde Zone	Verstijfde Zone

experiment werd waargenomen.

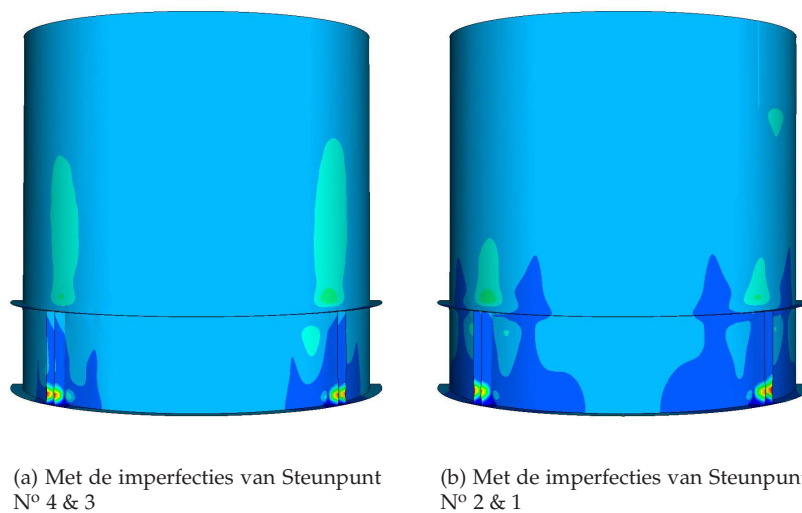
Net als bij Proef 6 kunnen we voor deze proef concluderen dat een goede validatie van het numerieke model aan de hand van deze proef moeilijk is omwille van de niet nauwkeurig gekende 0,2% strek grens van het materiaal.

**Proef 8** Ook hier herhalen we even kort de voornaamste resultaten van de bezwijkproef. De cilinder had een bezwijkbelasting van 82,77 kN. Dit bezwijken werd gekarakteriseerd door het optreden van builen boven *Steunpunt 4* (370°). Deze builen traden op in de onverstijfde cilinderwand boven de bovenring. Na het bezwijken van dit steunpunt volgde *Steunpunt 1* (0°) met eveneens builen van het type *Cilinderwand*. Details van het bezwijkpatroon zijn gegeven in Fig. 6.18. Tijdens het bezwijken bedroeg de steunpuntsreactie in *Steunpunt 4* 20,44 kN, wat overeenstemt met een bezwijkspanning van 164,8 MPa. Merk op dat de cilinder was opgebouwd uit twee verschillende staalsoorten met verschillend materiaalgedrag.

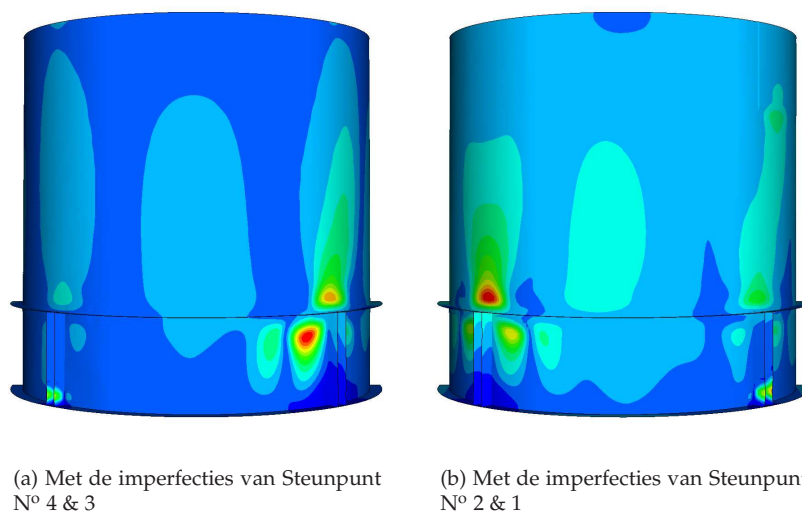
Het narekenen van de cilinder werd uitgevoerd aan de hand van het model van 180° en met rigide steunpunten. In het model werden de opgemeten



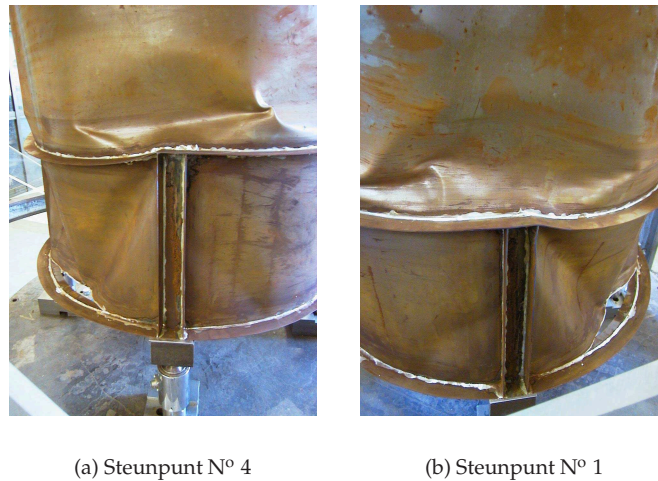
Figuur 6.15: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 7.



Figuur 6.16: De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 170 MPa voor Proef 7.



Figuur 6.17: De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder met een aangenomen vloeigrens van 200 MPa voor Proef 7.



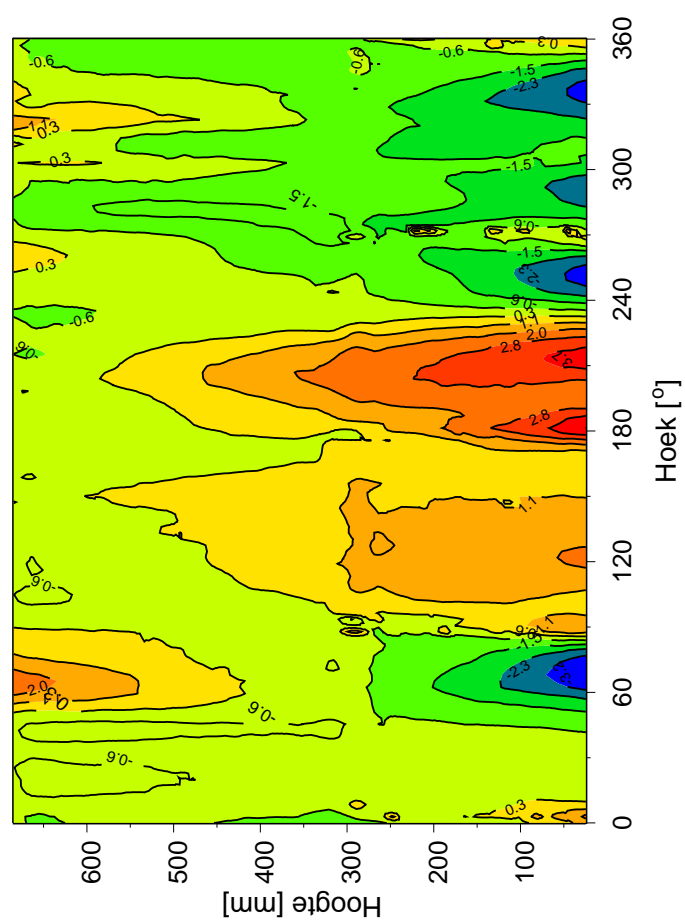
Figuur 6.18: Details van het bezwijkpatroon horende bij Proef 8.

Tabel 6.9: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties bij Proef 8

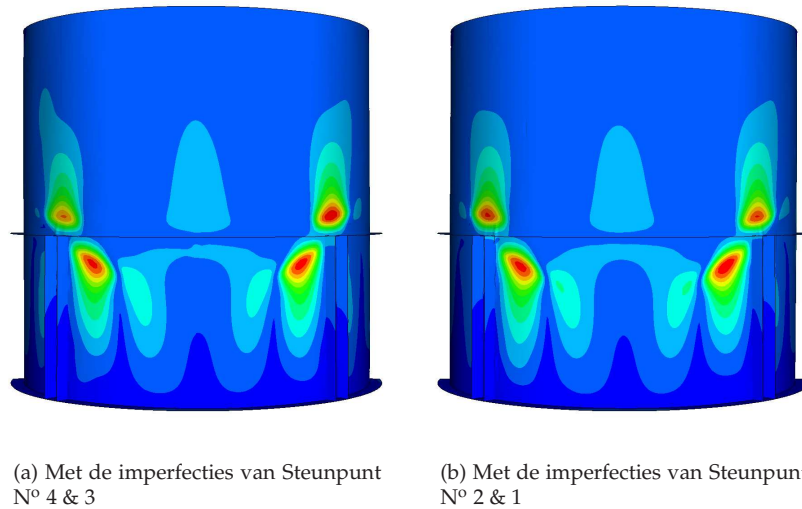
Cilinderdeel	4 – 3	2 – 1
Hoek [°]	315 – 135	135 – 0 & 360 – 315
$F_u$ [kN]	85,1	87,7
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand

vormonvolmaaktheden (zie Fig. 6.19) ingevoerd. Wat het materiaal betreft, werd voor de cilinderwand een vloeigrens van 170 MPa aangenomen, voor de verstijvers een vloeigrens van 215 MPa. De resultaten van deze simulaties zijn gegeven in Tabel 6.9. Opnieuw werden twee simulaties uitgevoerd, de eerste met de imperfecties van Steunpunt 4 en 3 en de tweede simulatie met de imperfecties van Steunpunt 2 en 1. De bijhorende vervormingsfiguren zijn weergegeven in Fig. 6.20.

Uit de tabel blijkt dat het bezwijken van deze cilinder theoretisch optreedt bij een belasting van 85,1 kN in de halve cilinder met de vormonvolmaaktheden van Steunpunt 4 en 3. Het bezwijkpatroon uit Fig. 6.20(a) wordt gekenmerkt door builen van het type *Cilinderwand* die eerst optreden boven Steunpunt 4 en vervolgens boven Steunpunt 3. Dit stemt relatief goed overeen met de resultaten van het experiment. De theoretische bezwijkbelasting is iets hoger dan deze uit het experiment, maar het verschil is beperkt. Het bezwijken wordt zowel in simulatie als experiment in de eerste plaats gekenmerkt door builen boven Steunpunt 4. De tweede buillocatie verschilt, maar dit kan ook



Figuur 6.19: De resultaten van de opmeting van de geometrische imperfecties bij Proef 8.



Figuur 6.20: De bezwijkpatronen voor de twee GMNIA analyses van de halve cilinder voor Proef 8.

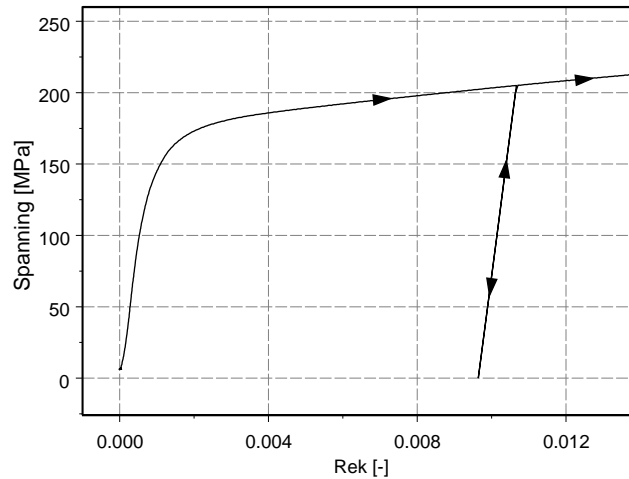
niet anders omwille van de gemaakte keuze in de te simuleren cilinderdelen.

Voor deze proef kunnen we dus concluderen dat de overeenstemming niet perfect is, maar toch reeds uitstekend. De verschillen zullen ook hier beïnvloed zijn door het aangenomen materiaalgedrag.

#### 6.4.4 Numerieke simulaties met opgemeten imperfecties en werkelijk materiaalgedrag

Een laatste poging om de overeenstemming tussen het experiment en de numerieke simulaties te verbeteren omvat het numeriek invoeren van de opgemeten spannings-rek diagrammen horende bij elke proef. Dit wordt gedaan in combinatie met de opgemeten vormonvolmaaktheden. Gezien voor elke proef telkens meerdere trekproeven werden uitgevoerd op het materiaal, stelt zich nu wel het probleem dat een keuze dient gemaakt te worden tussen de bekomen diagrammen. Deze keuze wordt niet makkelijk gemaakt omwille van de vaak aanwezige spreiding op de trekproefresultaten. In principe dienen de materiaalkenmerken horende bij de potentiële buillocaties in het numerieke model gevoerd te worden. Het is echter de vraag of de kenmerken volgend uit de trekproeven effectief overeen komen met de kenmerken van het staal in die buillocaties.

Wanneer Fig. 4.1 bekeken wordt, dan is het duidelijk dat het materiaal zich verre van ideaal elastisch-plastisch gedraagt. Deze vloeiende kromme



Figuur 6.21: Effect van het ontlasten en herbelasten van het spannings-rek diagram.

laat toe om in te zien dat bij het belasten van het staal bijna onmiddellijk een niet-lineair materiaalgedrag zal optreden. Dit heeft natuurlijk gevolgen wanneer het gebruikte staal een belastingscyclus doorloopt. Fig. 6.21 toont het typisch spannings-rek diagram en geeft ook aan wat gebeurt bij ontlasting en herbelasting. Wanneer de spanning in het staal opgevoerd wordt, wordt het spannings-rekdiagram doorlopen, waarbij vertrokken wordt uit de oorsprong van het diagram. De initiële stijging van de curve is gelijk aan de elasticiteitsmodulus. Bij dit staal treden echter bij zeer lage spanningen reeds afwijkingen op van dit lineair gedrag. Wanneer de belasting niet verder toeneemt en de spanning terug wordt afgebouwd, gebeurt dit ontlasten lineair elastisch en wordt dus een rechte gevolgd met helling gelijk aan de elasticiteitsmodulus. Bij terug belasten van het materiaal wordt nu niet meer vertrokken vanuit de oorsprong, maar wel vanuit het laagste punt van de rechte. De rechte wordt afgelopen tot het snijpunt met de oorspronkelijke curve en daarna wordt terug deze curve gevolgd. Dit betekent echter dat na het ontlasten het materiaal zich tot hogere spanningen lineair elastisch zal gedragen en dat de 0,2% strekgrens na het ontlasten gestegen is (in dit geval tot duidelijk boven 200 MPa). Dit betekent dus dat de kenmerken die volgen uit de trekproeven verschillend kunnen zijn van de kenmerken van het staal in de buillocaties indien het staal bij het vervaardigen van de cilinder belast werd.

Dit is natuurlijk het geval. Zo wordt het staal bij de vervaardiging gerold tot een cilinder. Bij dit rollen treden duidelijk plastische vervormingen op, wat

Tabel 6.10: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 5

Proef 5	Experiment	Numerieke simulatie (GMNIA)	
		Ideaal elastisch-plastisch	Werkelijk materiaal
$F_u$ [kN]	86,09	87,5	82,0
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand
Buillocatie	Steunpunt 3	Steunpunt 1	Steunpunt 2

betekent dat er relatief hoge spanningen in de cilinder aanwezig zijn tijdens het rolproces. Verder worden ook verstijvers aan de cilinderwand gesoldeerd. De smelttemperatuur van het soldeermateriaal bedraagt  $230^\circ$ , wat betekent dat de cilinderwand lokaal tot minstens deze temperatuur wordt opgewarmd. Omdat de uitzetting van het verwarmde cilinderdeel gedeeltelijk verhinderd wordt, treden ook bij dit proces relatief hoge spanningen op.

Dit betekent dus dat in de potentiële buillocaties het staal door het rollen en het solderen een hogere vloeigrens zal verkrijgen en dat bovendien ook nog eigenspanningen zullen aanwezig zijn. Dit zorgt er voor dat numerieke simulaties met werkelijk materiaalgedrag enkel benaderend kunnen uitgevoerd worden door gebruik te maken van de spannings- $\epsilon$  diagrammen horende bij de uitgevoerde trekproeven. De resultaten met deze materiaalkenmerken zullen dus waarschijnlijk lager gelegen zijn dan de resultaten uit de experimenten.

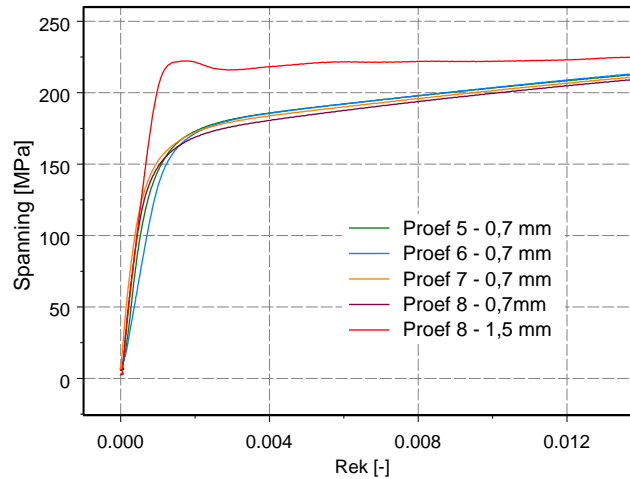
Uit de meerdere trekproeven die per cilinderproef ter beschikking zijn, werd telkens de trekproef geselecteerd die het dichtst bij de gemiddelde materiaalkenmerken voor die proef aanleunt.

### De basiscilinder

Voor Proef 5 op de basiscilinder werden twee GMNIA analyses uitgevoerd met werkelijk opgemeten imperfecties en de spannings- $\epsilon$  curve uit Fig. 6.22. Net als in vorig lid, werd de eerste GMNIA analyse uitgevoerd met het model van de halve cilinder en de opgemeten vorm boven Steunpunt 1 en 4. De tweede analyse nam de vorm aan zoals opgemeten boven Steunpunt 2 en 3. Uit deze analyses bleek dat het bezwijken theoretisch optreedt boven Steunpunt 2, bij een belasting gelijk aan 82,0 kN. Het bezwijken is van het type *Cilinderwand* (zie Fig. 6.23(a)). Een overzicht van de resultaten van het experiment en de numerieke simulaties met opgemeten imperfecties is gegeven in Tabel 6.10.

Uit de vermelde tabel blijkt nu dat het invoeren van het werkelijke materiaalgedrag de bezwijkbelasting iets doet dalen. De bezwijkbelasting van de GMNIA analyse is nu lager dan deze uit het experiment, maar omwille van





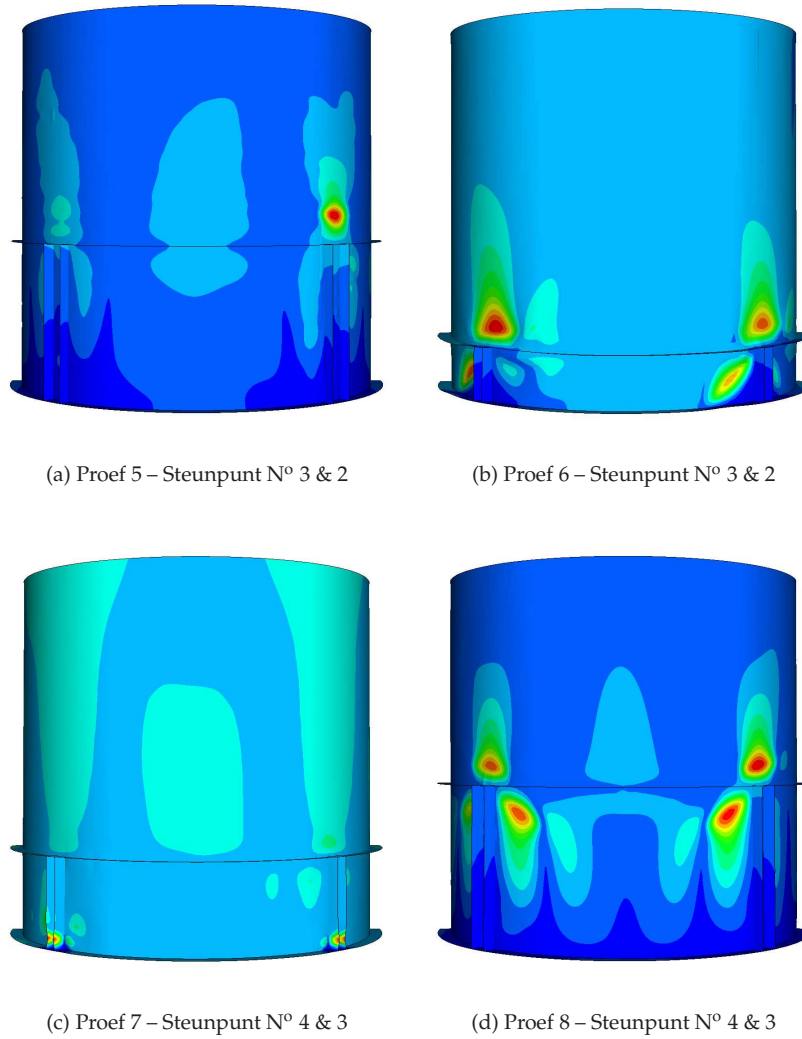
Figuur 6.22: De aangewende spannings-rek diagrammen voor Proef 5, 6, 7 & 8.

de beschreven verhoging van de 0,2% strekgrens tijdens het vervaardigen is dit zeker aanvaardbaar. Het bezwijkpatroon is ditmaal aanwezig in de juiste cilinderhelft (met Steunpunten 3 & 2), maar treedt op boven Steunpunt 2 in plaats van Steunpunt 3. Dit verschil is echter niet zo verwonderlijk. Tijdens een cilinderproef wordt altijd een poging gedaan om de steunpuntsreacties bij de aanvang van de proef zo goed mogelijk gelijk te brengen. Dit lukt echter nooit perfect en daardoor wordt het ene steunpunt soms wat zwaarder belast dan het andere, waardoor dit zwaarder belaste steunpunt mogelijks vroeger bezwijkt dan het iets minder zwaar belaste hoewel de theoretische bezwijkvolgorde omgekeerd zou moeten zijn.

### De overige cilinders

Vooraf voor de cilinderproeven ter bevestiging van de ontwerpregel waren de numerieke resultaten heel wat lager dan de experimentele bezwijkbelasting. Het invoeren van werkelijk materiaalgedrag zorgt echter voor een verdere verfijning van het numerieke model en mogelijks ook voor een verbetering van de overeenkomst.

**Proef 6** Voor de numerieke simulatie met werkelijk materiaalgedrag werd ditmaal gebruik gemaakt van het spannings-rekdiagram horende bij deze proef en zoals weergegeven in Fig. 6.22. Met dit materiaalgedrag werden



Figuur 6.23: De gevaarlijkste bezwijkpatronen van de GMNIA analyses van de halve cilinder met opgemeten imperfecties en een werkelijk materiaalgedrag voor de verschillende proeven.

Tabel 6.11: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 6

Proef 6	Experiment	Numerieke simulatie (GMNIA)	
		Ideaal elastisch-plastisch	Werkelijk materiaal
$F_u$ [kN]	54,38	44,3	45,0
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand
Buillocatie	Steunpunt 1	Steunpunt 3	Steunpunt 3

Tabel 6.12: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 7

Proef 7	Experiment	Numerieke simulatie (GMNIA)	
		Ideaal elastisch-plastisch	Werkelijk materiaal
$F_u$ [kN]	54,93	49,8	51,1
Bezwijkpatroon	Verstijfde Zone	Verstijfde Zone	Verstijfde Zone
Buillocatie	Steunpunt 3	Steunpunt 1	Steunpunt 4

twee halve cilinders berekend, eenmaal met de vormonvolmaaktheden zoals opgemeten boven Steunpunt 3 en 2, de tweede maal met de vormonvolmaaktheden van Steunpunt 1 en 4. De laagste bezwijkbelasting werd bekomen bij de eerste analyse en dit bezwijken werd gekenmerkt door een buil in de onverstijfde cilinderwand boven Steunpunt 3. De resultaten van experiment en simulaties zijn samengevat in Tabel 6.11 en het bezwijkpatroon is afgebeeld in Fig. 6.23(b).

De resultaten in de tabel tonen aan dat de bezwijkbelasting van het experiment nog altijd flink hoger is dan de bezwijkbelasting van de numerieke simulaties met de opgemeten vormonvolmaaktheden. Het invoeren van werkelijk materiaalgedrag doet evenwel de bezwijkbelasting iets stijgen. Het bezwijkpatroon is voor zowel het experiment als de simulaties van het type *Cilinderwand*. Opnieuw is echter het steunpunt verschillend tussen experiment en simulatie.

**Proef 7** Voor deze proef werd de betreffende curve uit Fig. 6.22 gebruikt om het materiaalgedrag te karakteriseren. Twee halve cilinders werden opnieuw gesimuleerd en de analyse van de halve cilinder met de werkelijke vormonvolmaaktheden van Steunpunt 4 en 3 gaf aanleiding tot de laagste bezwijkbelasting. Deze bezwijkbelasting en de overige resultaten voor zowel experiment als simulatie zijn samengebracht in Tabel 6.12. Het bezwijkpatroon is van het type *Verstijfde zone*, zoals weergegeven in Fig. 6.23(c).

Tabel 6.13: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties en werkelijk materiaalgedrag bij Proef 8

Proef 8	Experiment	Numerieke simulatie (GMNIA)	
		Ideaal elastisch-plastisch	Werkelijk materiaal
$F_u$ [kN]	82,77	85,1	82,8
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand
Builocatie	Steunpunt 4	Steunpunt 4	Steunpunt 3

De resultaten uit Tabel 6.12 tonen aan dat de bezwijkbelasting uit het experiment nog altijd hoger is dan deze uit de simulatie, maar dat het invoeren van werkelijk materiaalgedrag het verschil doet dalen. Het bezwijkpatroon is bij de drie gevallen van hetzelfde type, maar het steunpunt waarboven de buil optreedt wel telkens verschillend.

**Proef 8** Ook voor deze proef werd een GMNIA analyse met werkelijk materiaalgedrag en opgemeten vormfouten uitgevoerd. Voor het materiaalgedrag waren ditmaal twee spannings-rek verbanden nodig, gezien twee plaatdiktes gebruikt werden van een verschillende staalsoort. De curven zijn weergegeven in Fig. 6.22. Met deze eigenschappen werden twee halve cilinders gesimuleerd, waarvan de cilinder met de vormvolmaaktheden van Steunpunt 4 en 3 de laagste bezwijkbelasting gaf. De bezwijkbelasting voor deze cilinder, alsook de bezwijkbelasting voor het experiment en de simulatie met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag zijn samengebracht in Tabel 6.13. Het bezwijkpatroon is terug te vinden in Fig. 6.23(d).

Op basis van de resultaten van Tabel 6.13 kunnen we besluiten dat de overeenstemming tussen onze laatste simulatie en het experiment qua bezwijkbelasting nagenoeg perfect is. Het bezwijkpatroon is hetzelfde, maar wel boven een ander steunpunt. Merk wel op dat er zich in de numerieke simulatie eerst een buil vormt boven Steunpunt 3, maar dat dit onmiddellijk gevolgd wordt door een buil van het type *Cilinderwand* boven Steunpunt 4.

#### 6.4.5 Conclusies van het validatieproces

In een poging om het numerieke model te valideren en zodoende als geschikt te verklaren voor het verder onderzoek, werden in bovenstaande de resultaten van de experimenten vergeleken met een aantal uitgevoerde numerieke simulaties van perfecte en imperfecte cilinders. Als imperfecties werden zowel de vorm van eigenmodes als opgemeten imperfecties aangewend. De laatste stap in het verfijnen van de numerieke simulaties bestond uit het invoeren van het werkelijke verband tussen de spanning en de rek.

Vooraf de simulaties met de opgemeten imperfecties en werkelijk materiaalgedrag leveren goede resultaten en geven aan dat ons numerieke model geschikt is om het gedrag van lokaal ondersteunde cilinderschalen te bestuderen. De numeriek bekomen bezwijklast is altijd in de buurt van de experimenteel waargenomen waarde. De bezwijkpatronen die we numeriek bekomen, komen meestal overeen met deze uit het experiment. Toch is de overeenkomst tussen de experimenten en de simulaties niet perfect. Dit is onder andere te wijten aan de onzekerheid die heerst omtrent de staalkenmerken en vermoedelijk ook aan opstelfouten. Tijdens het experiment zijn de steunpuntsreacties niet altijd gelijk in de prekritieke toestand, wat natuurlijk ook een grote invloed kan hebben op het bezwijkpatroon.

Het is echter een utopie om een perfect bewijs van overeenstemming tussen experiment en simulatie te verwachten. Vandaar dat we de gedane controles uit voorgaande zullen beschouwen als voldoende bewijs voor de bruikbaarheid van het numerieke model voor verder onderzoek.



## Hoofdstuk 7

# Invloed van de verschillende relevante parameters

Nu in vorig hoofdstuk het numerieke model geschikt werd bevonden om het gedrag van verstijfde cilinders op lokale steunpunten te onderzoeken, kan verder gegaan worden met het numerieke luik van het onderzoek. Vooraleer de uiteindelijke parameterstudie ter ontwikkeling van de ontwerpregel uit te voeren, wordt in dit hoofdstuk onderzocht wat de invloed is van een aantal parameters op het gedrag van de cilinders.

### 7.1 Relevante parameters

Het gedrag van de verstijfde cilinders op lokale steunpunten wordt beïnvloed door een groot aantal parameters. In onderstaande wordt de invloed van een aantal belangrijke parameters onderzocht. Als vertrekpunt van die studies wordt telkens de basiscilinder genomen.

De invloedsfactoren die hier bestudeerd worden, zijn de geometrische imperfecties, de afmetingen en posities van de verstijvers, afmetingen van cilinder en steunpunten, de materiaalkenmerken, de aanwezigheid van een inwendige druk,...

Gezien deze parameters allemaal een invloed zullen hebben op de bezwijkbelasting en het bijhorende bezwijkfenomeen, wordt hieronder gestart met een bespreking van de kenmerken van de twee opgemerkte bezwijkfenomenen.

Deze studie van de invloed van de relevante parameters is natuurlijk slechts een inleidende studie met als doel het blootleggen van de manier waarop de parameters het gedrag beïnvloeden. In Hoofdstuk 8 volgt dan de parameterstudie die aanleiding zal geven tot een ontwerpregel.

Tabel 7.1: Vergelijking van de resultaten voor beide cilindermodellen bij veranderende interstringerafstand

Cilindermodel	Bezwijkbelasting [kN]	
	$d_s = 12 \text{ mm}$	$d_s = 45 \text{ mm}$
Rigide steunpunten	102,2	110,7
Soepele steunpunten	110,6	111,6

## 7.2 Bespreking van de twee bezwijkfenomenen

Globaal gezien kunnen alle tot nu toe waargenomen bezwijkpatronen opgedeeld worden in twee grote groepen. De eerste groep omvat builpatronen die optreden in de cilinderwand boven de verstijfde zone. Dit type bezwijken kreeg de naam *Cilinderwand*. Het tweede type bezwijken wordt aangeduid met *Verstijfde zone* en groepeert de bezwijkpatronen die gekenmerkt worden door builen in de cilinderwand en verstijvers net boven een steunpunt.

Het ontstaan van deze bezwijkpatronen wordt hier bestudeerd voor de twee numerieke modellen die werden opgesteld, met name het model met de onderstelling van rigide steunpunten en het model met de onderstelling van soepele steunpunten.

Om deze patronen te bestuderen, worden voor beide modellen twee GM-NA analyses uitgevoerd. Bij de eerste analyse zijn alle geometrische parameters dezelfde als bij de basiscilinder, behalve de interstringerafstand  $d_s$ . Deze wordt voor de eerste analyse gelijk gesteld aan 12 mm. Voor de tweede analyse zijn opnieuw alle geometrische parameters onveranderd gelaten behalve de interstringerafstand die gelijk wordt genomen aan 45 mm. Wat de materiaalkenmerken betreft, wordt gewerkt met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag met een vloeigrens van 235 MPa voor beide plaatdiktes.

Voor beide modellen leidden de analyses met  $d_s = 12 \text{ mm}$  tot een bezwijken van het type *Cilinderwand* en de analyses met  $d_s = 45 \text{ mm}$  tot een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. De resultaten zijn samengevat in Tabel 7.1<sup>1</sup>.

Bijkomend zijn voor elke analyse drie contourplots van de vervormingen, de axiale spanningen en de von Mises spanningen gegeven. De eerste contourplots horen bij een punt A in het last-verplaatsingsdiagram (voor het maximum), de volgende plots bij een punt B (in de buurt van het maximum) en de laatste bij een punt C (voorbij het maximum). Op die manier wordt duidelijk wat er zich allemaal afspeelt bij het builen van de cilinder.

<sup>1</sup>De verschillende bezwijkfenomenen zijn bekomen door  $d_s$  te variëren. De resultaten geven reeds aan dat deze geometrische parameter een niet te verwaarlozen invloed heeft op de bezwijkbelasting en het -patroon.



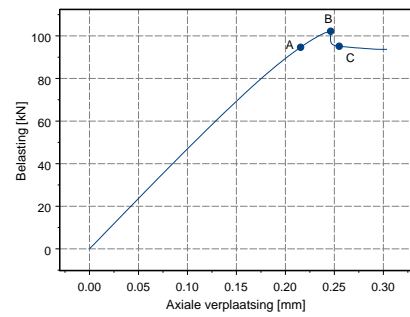
### Cilinderwand

**Rigide steunpunten** De resultaten van de GMNA analyse met  $d_s = 12$  mm en de onderstelling van rigide steunpunten zijn in Fig. 7.1 en Fig. 7.2 grafisch voorgesteld. In de eerste plaats is in Fig. 7.1(a) het last-verplaatsingsdiagram van de analyse gegeven, waarbij de axiale verplaatsingen van een knoop in de buurt van de uiteindelijke buil worden gebruikt. In dit diagram zijn de drie evenwichtspunten aangeduid, waarvoor bijhorende contourplots zijn gegeven. In Fig. 7.1 zijn verder nog de vervormingen voor deze drie evenwichtspunten voorgesteld. Het is duidelijk dat reeds voor het bereiken van het maximum in het last-verplaatsingsdiagram de grootste verplaatsingen (donkerrode kleur) zich voordoen in een relatief grote zone boven de bovenring. Wanneer het maximum bereikt wordt en overschreden wordt, krijgen we de vorming van een buil onmiddellijk boven de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring.

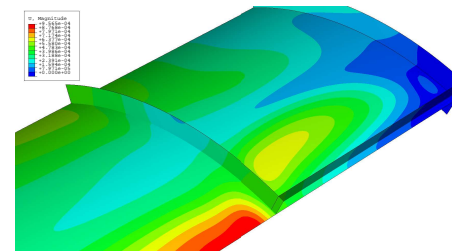
Om een idee te krijgen omtrent de oorzaak van deze buil, kunnen we Fig. 7.2 bekijken. In deze figuur zijn de bijhorende spanningsplots gegeven voor deze analyse. Beschouwen we eerst de axiale spanningen. Uit Fig. 7.2(a) – Fig. 7.2(c) blijkt dat voor het bereiken van het maximum de hoogste axiale spanningen (donkerblauwe kleur) optreden in de cilinderwand boven het steunpunt en buiten de langsverstijvers. Bij het verder doorlopen van het last-verplaatsingsdiagram, neemt de axiale spanning in de buurt van de bovenring ook toe en na het builen krijgen we twee zones met verhoogde axiale spanningen, i.e. boven het steunpunt en boven de bovenring.

Een zelfde fenomeen wordt waargenomen bij het bestuderen van de von Mises spanningen (Fig. 7.2(d) – Fig. 7.2(f)). In deze contourplots geven de rode gebieden zones aan met hoge von Mises spanningen. Indien de spanningen in deze zones de vloeigrens bereiken, dan krijgen deze een grijze kleur. Uit de figuren blijkt dat voor het maximum bereikt wordt, er reeds hoge von Mises spanningen merkbaar zijn in de verstijfde zone en in mindere mate boven de bovenring. In de cilinderwand ter hoogte van de rand van het steunpunt treedt er zelfs al zeer lokaal vloeien op. De zones waar vloeien optreedt, breiden uit eens het maximum in het last-verplaatsingsdiagram bereikt wordt en bovendien krijgen we boven de bovenring ook een zeer kleine zone waar de vloeigrens bereikt is. Wanneer de belasting terug daalt en de cilinderwand boven de bovenring uitgebouwd is, verdwijnt het vloeien onderaan, maar neemt de plastische zone boven de bovenring toe.

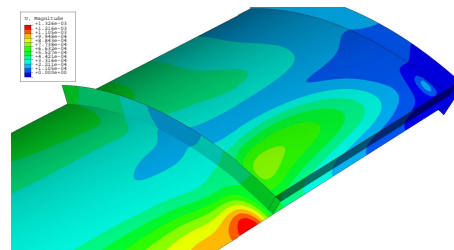
**Soepele steunpunten** Voor deze onderstelling zijn de resultaten van de GMNA analyse met  $d_s = 12$  mm voorgesteld in Fig. 7.3 en Fig. 7.4. Als vertrekpunt beschouwen we het last-verplaatsingsdiagram uit Fig. 7.3(a). Ook hier zijn de axiale verplaatsingen genomen in een punt boven de bovenring. Voor dit punt blijken echter de axiale verplaatsingen te dalen nadat de buil is opgetreden. In het diagram zijn terug de punten A, B en C aangeduid. Voor deze evenwichtspunten zijn in Fig. 7.3(b) – Fig. 7.3(d) de vervormingen gegeven.



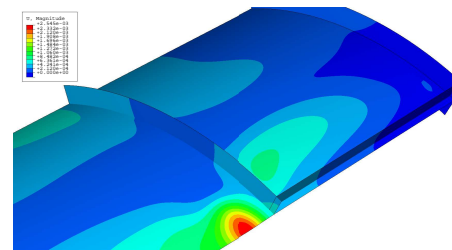
(a) Last-verplaatsingsdiagram



(b) Vervormingen in punt A

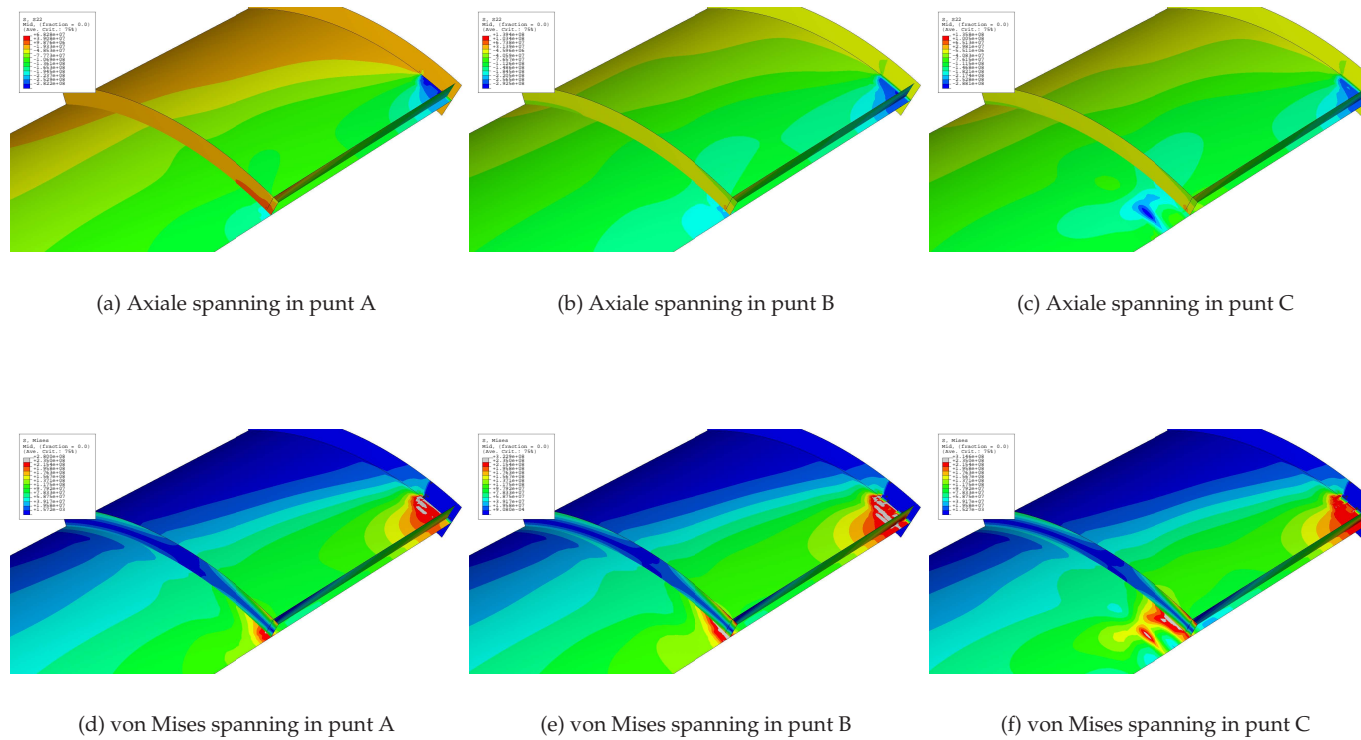


(c) Vervormingen in punt B



(d) Vervormingen in punt C

Figuur 7.1: Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm.



Figuur 7.2: De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm.

Voor het optreden van de buil zijn de grootste verplaatsingen reeds merkbaar in een uitgestrekte zone boven de bovenring. Deze zone neemt af in omvang eens de buil optreedt. Het bezwijken is dan ook van het type *Cilinderwand*.

In Fig. 7.4(a) – Fig. 7.4(c) zijn de axiale spanningen voor de drie evenwichtspunten gegeven. Voor het bereiken van het maximum zijn in de cilinderwand boven het steunpunt en boven de bovenring opnieuw verhoogde waarden voor de axiale spanningen waar te nemen (blauwe kleur). Dit blijft zo bij het maximum. Na het optreden van de buil zijn de hogere spanningen vooral aanwezig in de buurt van die buil. Fig. 7.4(d) – Fig. 7.4(f) geven de von Mises spanningen weer. Uit deze figuren blijkt dat het vloeien van het materiaal pas optreedt eens het maximum in het last-verplaatsingsdiagram is bereikt en dat het vloeien zowel boven het steunpunt als boven de bovenring aanwezig is. Wanneer de last opnieuw daalt, krijgen we enkel nog vloeien in de buurt van de buil.

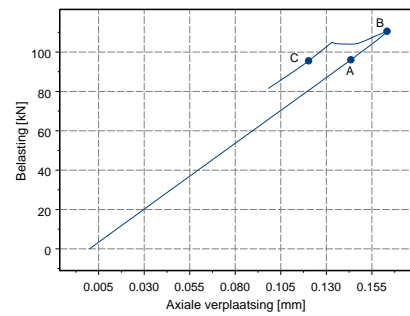
**Vergelijking** We kunnen voor dit bezwijkfenomeen het gedrag van de twee modellen vergelijken. Eerst en vooral geeft Tabel 7.1 aan dat voor deze geometrie en materiaalkenmerken de bezwijkbelasting voor de onderstelling rigide steunpunten lager is dan de waarde voor de soepele steunpunten.

Vergelijken we nu de overige resultaten. We kunnen opmerken dat – wat de last-verplaatsingsdiagrammen betreft – de twee verlopen verschillend zijn. Dit betekent dus dat het gedrag van de twee modellen niet hetzelfde is. Desalniettemin blijkt uit de vervormingsfiguren dat beide modellen aanleiding geven tot een zeer gelijkaardig bezwijkpatroon. Een vergelijking van de spanningen toont aan dat het vloeien bij de onderstelling van rigide steunpunten vroeger optreedt dan bij soepele steunpunten. Reeds bij punt A krijgen we bij rigide steunpunten vloeien in de cilinderwand net boven de rand van het steunpunt, alwaar piekspanningen optreden. Eens het maximum bereikt is, treden bij beide onderstellingen twee plastische zones op.

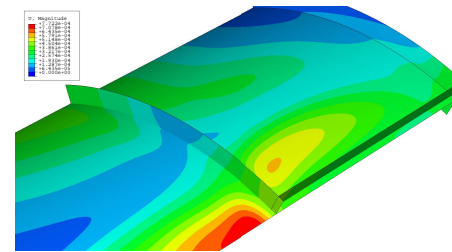
Al bij al kunnen we echter stellen dat het gedrag van beide modellen redelijk gelijkaardig is en dat er geen fundamentele verschillen merkbaar zijn.

### Verstijfde zone

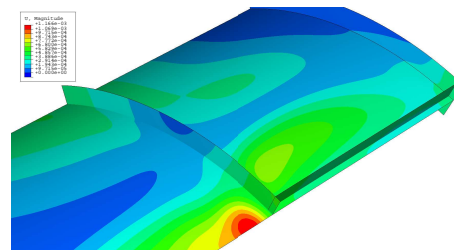
**Rigide steunpunten** Voor deze onderstelling wordt het bezwijkpatroon *Verstijfde zone* bekomen bij een interstringerafstand  $d_s = 45$  mm. De resultaten van de bijhorende GMNA analyse zijn weergegeven in Fig. 7.5 en Fig. 7.6. Fig. 7.5(a) geeft het last-verplaatsingsdiagram van de analyse, alsook de drie beschouwde evenwichtspunten. Gezien het bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone* is, is voor het diagram ditmaal een punt in de buurt van het steunpunt in rekening gebracht om de axiale verplaatsingen te beschouwen. De vervormingsfiguren, horende bij de evenwichtspunten, tonen aan dat voor het bereiken van het maximum de grootste vervormingen (rode zones) zich opnieuw voordoen in een uitgestrekte zone boven de bovenring (Fig. 7.5(b)).



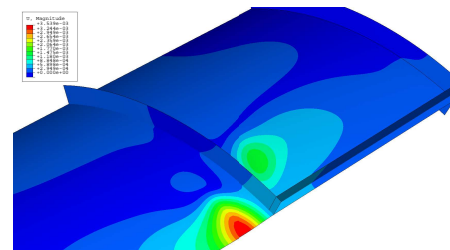
(a) Last-verplaatsingsdiagram



(b) Vervormingen in punt A

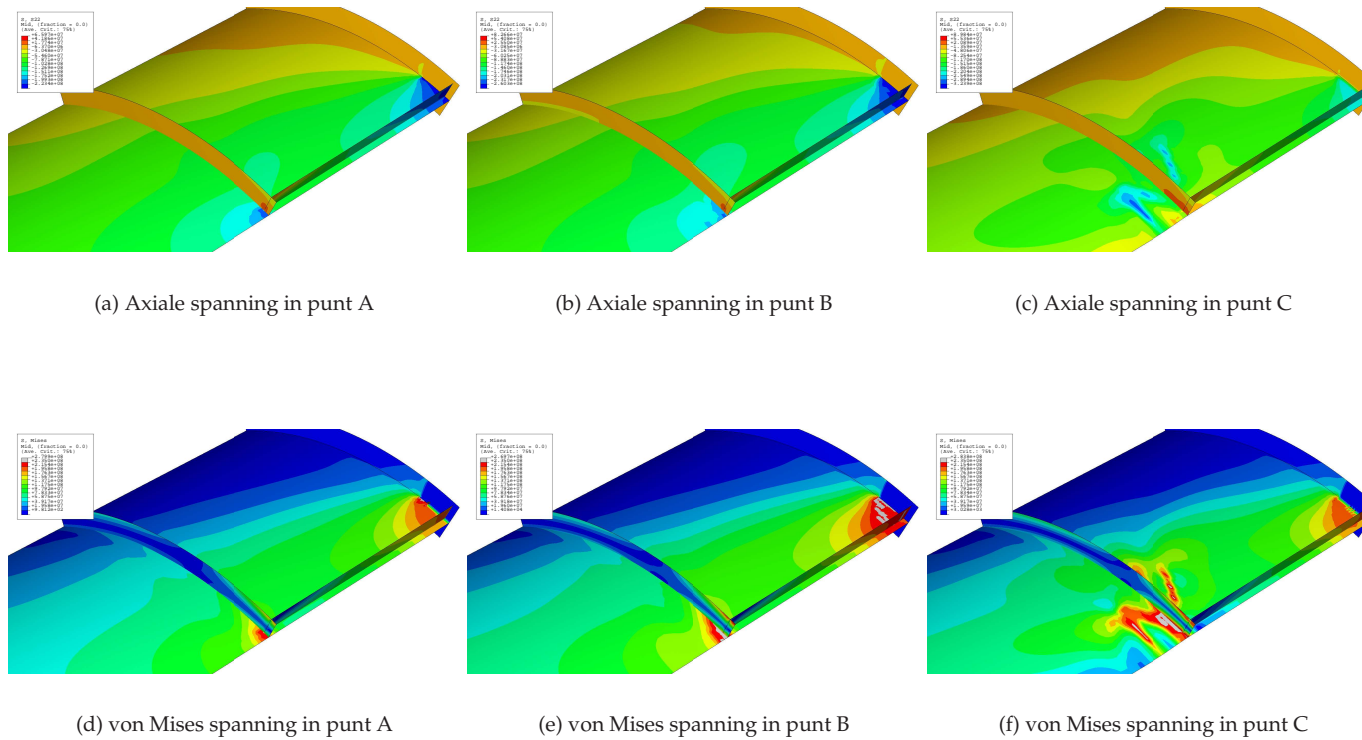


(c) Vervormingen in punt B



(d) Vervormingen in punt C

Figuur 7.3: Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm.



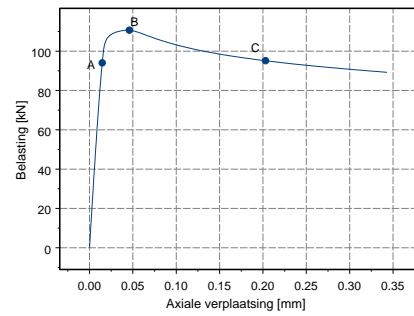
Figuur 7.4: De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 12 mm.

Dit is dezelfde situatie die te beschouwen was bij de vorige analyses. Bij het bereiken van het maximum in het last-verplaatsingsdiagram zijn deze vervormingen nog steeds groot ten opzichte van de buil die zich vormt in het deel van de cilinderwand gelegen boven het steunpunt en tussen de twee langsverstijvers in (Fig. 7.5(c)). Naarmate het post-kritieke evenwichtspad verder wordt afgelopen, neemt de relatieve grootte van de vervormingen ter plaatse van de buil toe. Dit is zichtbaar in Fig. 7.5(d).

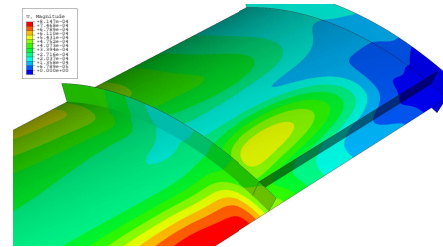
Bekijken we de spanningen in Fig. 7.6 die deze vervormingen vergezellen, dan merken we op dat in evenwichtspunt A enkel een axiale spanningsconcentratie optreedt in de buurt van de rand van het steunpunt. Boven de bovenring zijn de axiale spanningen duidelijk lager dan in de buurt van het steunpunt. Eens het maximum bereikt en overschreden wordt, blijven de axiale spanningen ter plaatse van het steunpunt hoger dan boven de bovenring (Fig. 7.6(a) – Fig. 7.6(c)). Bekijken we de von Mises spanningen, dan zien we bij evenwichtspunt A terug een spanningsconcentratie (gepaard gaande met vloeien) in de cilinderwand ter hoogte van de rand van het steunpunt, alsook een iets minder hoge piek ter plaatse van de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring. Wanneer het maximum bereikt wordt, resulteert dit in een uitgebreide plastische zone boven het steunpunt in zowel de cilinderwand als de langsverstijver en een zeer kleine plastische zone boven de bovenring. Nadat de buil gevormd is, verdwijnt de plastische zone boven de bovenring, maar blijft het materiaal vloeien in de verstijfde zone.

**Soepele steunpunten** Ook bij deze steunpuntsonderstelling leidt een GM-NA analyse met  $d_s = 45$  mm tot een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. De resultaten van de analyse zijn gegeven in Fig. 7.7 en Fig. 7.8. Fig. 7.7(a) geeft het last-verplaatsingsdiagram met de drie beschouwde evenwichtspunten. Voor deze drie evenwichtspunten zijn in Fig. 7.7(b) – Fig. 7.7(d) de vervormingsfiguren gegeven. Het is duidelijk dat voor het optreden van het maximum in het evenwichtspad de grootste vervormingen optreden in de buurt van de bovenring. Vanaf het maximum krijgen we de vorming van een buil in het deel van de cilinderwand tussen de langsverstijvers en net boven het steunpunt.

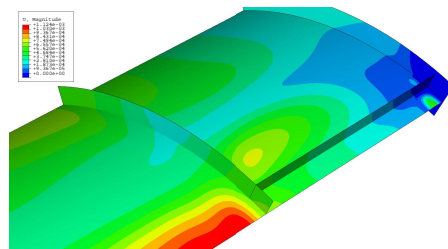
De spanningen die dit patroon sturen zijn gegeven in Fig. 7.8. Wat de axiale spanningen betreft, geven Fig. 7.8(a) – Fig. 7.8(c) aan dat enkel een spanningsconcentratie optreedt in de buurt van het steunpunt. Een gelijkaardig beeld komt te voorschijn bij het bestuderen van de von Mises spanningen uit Fig. 7.8(d) – Fig. 7.8(f). De hoogste spanningen treden op onderaan de cilinderwand. Ter plaatse van de aansluiting van de langsverstijver met de bovenring is ook een zeer lokale spanningsconcentratie merkbaar. Het is enkel onderaan dat vloeien optreedt. Reeds in punt A krijgen we in zeer geringe mate te maken met een plastische zone. Deze zone breidt uit (ook naar de langsverstijver) wanneer het evenwichtspad verder doorlopen wordt.



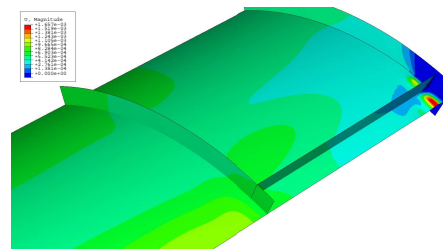
(a) Last-verplaatsingsdiagram



(b) Vervormingen in punt A



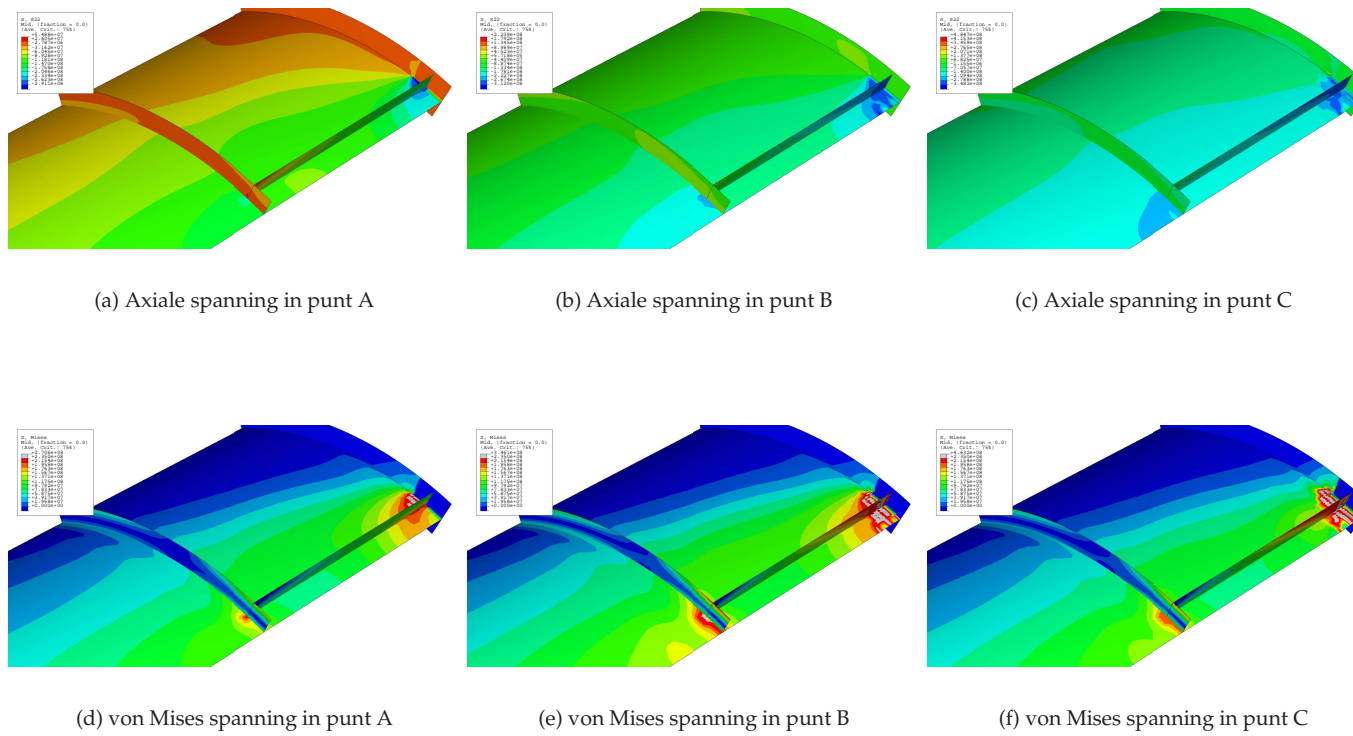
(c) Vervormingen in punt B



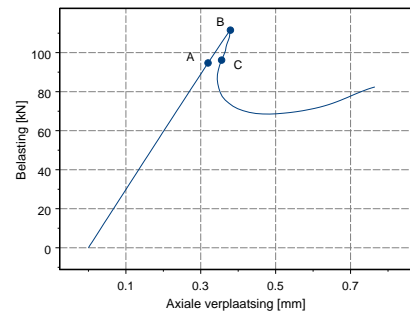
(d) Vervormingen in punt C

Figuur 7.5: Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm.

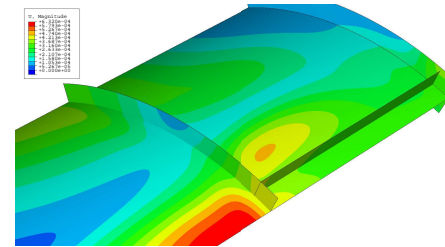




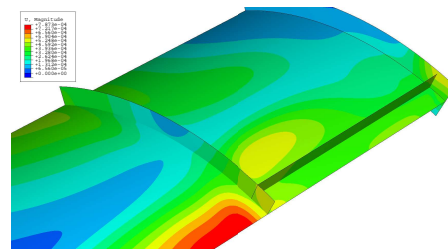
Figuur 7.6: De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling rigide steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm.



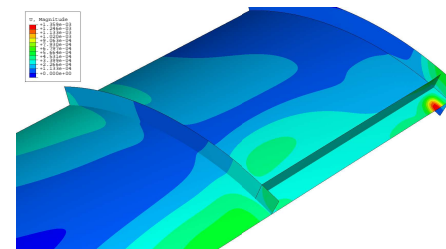
(a) Last-verplaatsingsdiagram



(b) Vervormingen in punt A

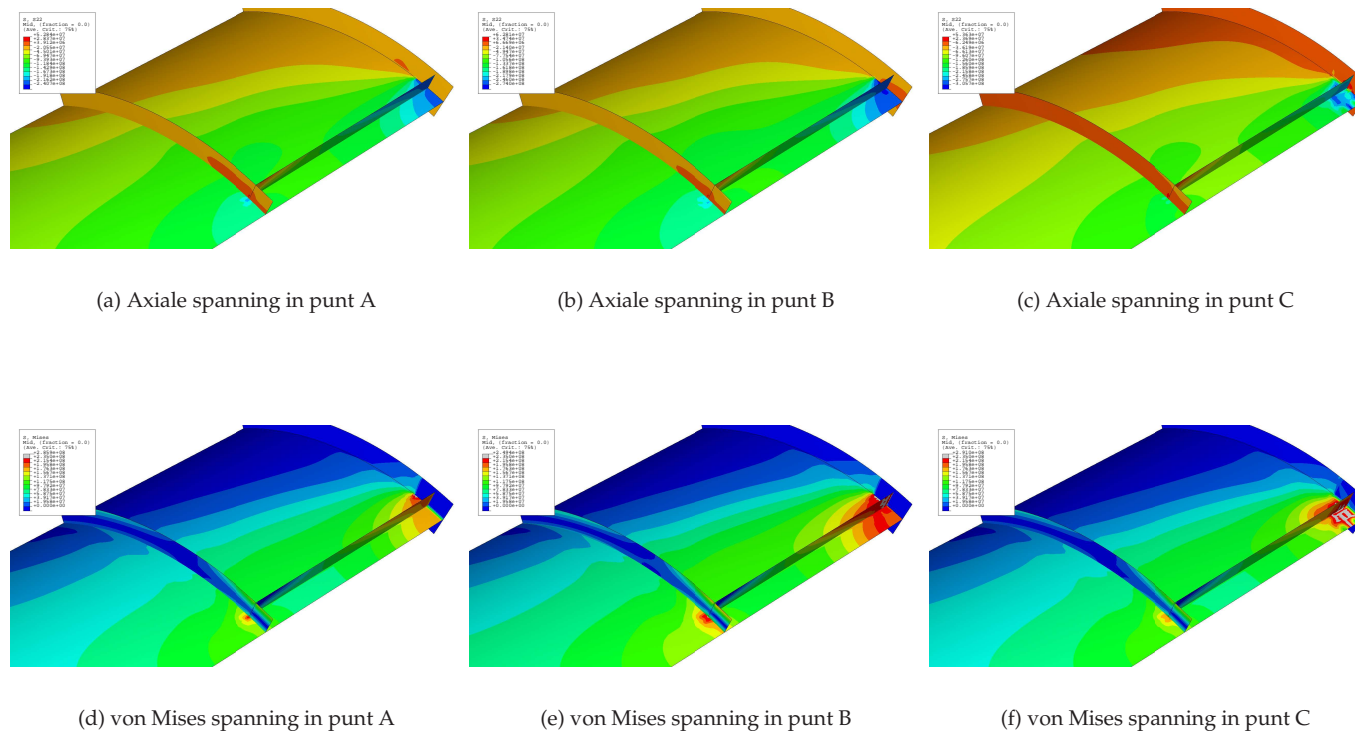


(c) Vervormingen in punt B



(d) Vervormingen in punt C

Figuur 7.7: Het last-verplaatsingsdiagram en de vervormingsfiguren bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm.



Figuur 7.8: De axiale en von Mises spanningen bij de onderstelling soepele steunpunten en een afstand tussen de verstijvers van 45 mm.

**Vergelijking** Bestudering van voorgaande figuren voor beide modellen toont een aantal zaken aan. Hoewel het bezwijkpatroon voor beide modellen bij  $d_s = 45$  mm zeer gelijkaardig is, is de aard van de twee lastverplaatsingsdiagrammen verschillend. Wat het bezwijkpatroon betreft, treedt bij beide modellen een buil op tussen de langsverstijvers ter hoogte van het steunpunt. Enkel bij rigide steunpunten, strekt deze buil zich verder uit buiten de langsverstijvers.

Vergelijken we nu de axiale en de von Mises spanningen voor beide modellen. In beide gevallen treden de hoogste spanningen op in de buurt van het steunpunt, alwaar dan ook het bezwijken optreedt. Toch is er een verschil merkbaar. Het vloeien treedt bij de onderstelling van rigide steunpunten vroeger op en is ook aanwezig in een kleine zone boven de bovenring eens het maximum in het evenwichtspad wordt bereikt. Desondanks zijn de verhoogde spanningen in die buurt klaarblijkelijk niet voldoende om daar een buil te doen ontstaan.

Tot slot kunnen we voor beide modellen ook de bezwijkbelasting vergelijken. Opnieuw blijkt bij deze geometrie en deze materiaalkenmerken dat de onderstelling van rigide steunpunten aanleiding geeft tot een lagere bezwijklast dan wanneer soepele steunpunten worden ondersteld. Evenwel is het verschil tussen beide modellen ditmaal kleiner dan het verschil bij  $d_s = 12$  mm. Bovendien merken we ook op dat voor beide modellen het vergroten van de afstand tussen de langsverstijvers tot 45 mm niet enkel een wijziging in het bezwijkpatroon, maar ook een verhoging van de bezwijkbelasting veroorzaakt.

## 7.3 Invloed geometrische parameters

Het is duidelijk dat in de uiteindelijke ontwerpregel de invloed van de geometrische parameters een prominente rol zal spelen. Om reeds een idee te krijgen omtrent deze invloed, wordt in dit lid de invloed van elke geometrische parameter afzonderlijk bestudeerd. Het vertrekpunt van de studie is telkens de basiscilinder, evenwel met eenzelfde vloeigrens van 235 MPa voor alle onderdelen van de constructie. Wanneer dus de waarde van een parameter wordt gevarieerd, dan worden de waarden van de overige parameters constant op de basiswaarde gehouden (tenzij uitdrukkelijk anders vermeld).

In onderstaande worden de geometrische parameters opgedeeld in parameters van de cilinder en parameters van de verstijvers. Er wordt begonnen met de invloed van de parameters van de cilinder.

### 7.3.1 Parameters van de cilinder

De cilinderparameters die hier onderzocht worden zijn de hoogte van de cilinder  $h$ , de straal-tot-dikte verhouding  $r/t$ , de steunpuntsbreedte  $w_{sup}$  en het

aantal steunpunten  $n_{sup}$ . Deze parameters worden telkens onderzocht voor beide numerieke modellen door het uitvoeren van GMNA analyses. Imperfecties worden voorlopig nog niet in rekening gebracht. De resultaten van de analyses worden telkens in een grafiek voorgesteld met op de horizontale as de waarden van de onderzochte parameter en op de verticale as de bezwijkbelasting. Omdat het bezwijken van cilinderschalen meestal wordt uitgedrukt in termen van spanning, worden in bijlage telkens dezelfde resultaten grafisch voorgesteld, maar ditmaal met de dimensieloze spanning  $\sigma_u/f_y$  op de verticale as. Telkens wordt ook de theoretisch maximale waarde  $1,155 \times f_y$  aangeduid, alsook de klassieke elastische kritieke spanning<sup>2</sup>  $\sigma_{cl}$ . Merk op dat deze grafieken soms moeilijk interpreteerbaar worden gezien bij de bepaling van de bezwijkspanning de grootte van het ondersteunde oppervlak ook een functie is van talrijke onderzochte parameters. Voor de berekening van de bezwijkspanning verwijzen we naar Vergelijking (5.4).

#### De hoogte van de cilinder $h$

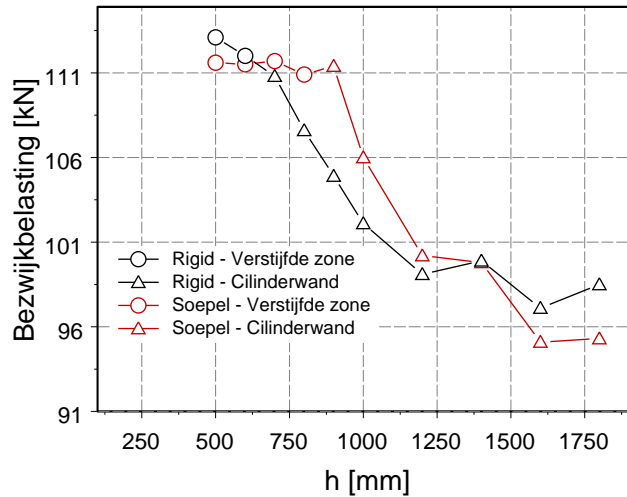
Als eerste geometrische parameter die onderzocht wordt, nemen we de hoogte van de cilinder. In de literatuur [45] staat vermeld dat bij uniform ondersteunde cilinders, onderhevig aan axiale samendrukking, de hoogte van de cilinder geen rol speelt in de bezwijkspanning (op voorwaarde dat deze hoogte niet te *klein* of te *groot* is). Dit komt ook tot uiting door het ontbreken van de hoogte in de Vergelijking (2.1).

Voor verstijfde cilinders op lokale steunpunten, wijzigt deze situatie. Uit het werk van Herzig [19] blijkt dat een toename van de hoogte van de cilinder een daling van de bezwijkspanning veroorzaakt.

Of dit verband ook voor onze cilinders kan teruggevonden worden, wordt in onderstaande onderzocht aan de hand van de resultaten van tien GMNA analyses voor beide numerieke modellen. Deze resultaten zijn grafisch voorgesteld in Fig. 7.9. De alternatieve voorstellingswijze met behulp van dimensieloze spanningen is in bijlage terug te vinden als Fig. E.1.

Bespreken we eerst de resultaten voor de onderstelling rigide steunpunten. De overheersende trend in deze resultaten is net als in de literatuur dat een stijgende cilinderhoogte aanleiding geeft tot een dalende bezwijkbelasting. Ook het bezwijkpatroon wordt klaarblijkelijk beïnvloed door de hoogte van de cilinderwand. Een kleine hoogte geeft aanleiding tot een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Wanneer de hoogte stijgt, daalt de bezwijkbelasting, tot een zekere *kritieke* hoogte wordt bereikt. Na overschrijding van deze hoogte, daalt de bezwijkbelasting nog meer uitgesproken en het bezwijken is ditmaal van het type *Cilinderwand*. Blijkbaar doet een toenemende cilinderhoogte de plooiweerstand van de onverstijfde cilinderwand sneller dalen dan

<sup>2</sup>Merk op dat deze spanning  $\sigma_{cl}$  voor onze geometrie 242 MPa bedraagt, wat toevallig in de buurt van de vloeigrens ligt. Indien de bezwijkspanningen van de analyses dus in de buurt van deze waarde komen, wil dat nog niet zeggen dat er een verband is met deze klassieke elastische kritieke spanning.



Figuur 7.9: De invloed van de hoogte van de cilinder op het plooigedrag.

de plooiweerstand van de verstijfde zone.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten kunnen gelijkaardige opmerkingen geformuleerd worden. Bij een kleine cilinderhoogte is het bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Een stijging van de cilinderhoogte heeft evenwel nauwelijks een invloed op de plooiweerstand van deze zone. De plooiweerstand van de onverstijfde zone wordt evenwel wel beïnvloed en bij een *kritieke* hoogte wordt deze laatste plooiweerstand kleiner dan deze van de verstijfde zone en treden de builen in de onverstijfde zone op. Verdere stijging van de cilinderhoogte doet de plooiweerstand van de onverstijfde zone – en dus ook de bezwijkbelasting – verder dalen.

#### De breedte van de steunpunten $w_{sup}$

Vooraleer de invloed van de breedte van de steunpunten kan besproken worden, dient eerst bijkomende informatie gegeven te worden omtrent de bezwijkspanning  $\sigma_u$ . De formule voor deze spanning wordt hieronder nogmaals gegeven:

$$\sigma_u = \frac{F_u}{4(w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s)}$$

Deze spanning geeft de gemiddelde spanning over een steunpunt bij het bezwijken. Bij de onderstelling van rigide steunpunten, zijn echter de axiale

verplaatsingen van alle knopen van het ondersteund deel van de onderring verhinderd. Dit betekent dat in elk van die knopen – en dus niet enkel de knopen van het ondersteund deel van de cilinderrand en de knopen van de onderrand van de langsverstijver – een reactiekracht kan optreden. De reactiekrachten in de knopen die niet behoren tot de onderrand van de cilinder of de onderrand van de langsverstijvers zijn meestal gering, maar het totaal van deze extra reactiekrachten is niet verwaarloosbaar. Daardoor wordt in voorgaande formule voor de onderstelling van rigide steunpunten een te grote kracht in rekening gebracht en is de bezwijkspanning groter dan de gemiddelde spanning die bij het bezwijken effectief aanwezig is in de knopen van de onderrand van de cilinder en langsverstijvers. Dit heeft als gevolg dat de relatieve bezwijkspanning  $\sigma_u/f_y$  bij rigide ondersteuning hogere waarden kan bereiken dan de theoretische grens gegeven door  $1,155f_y/f_y$ .

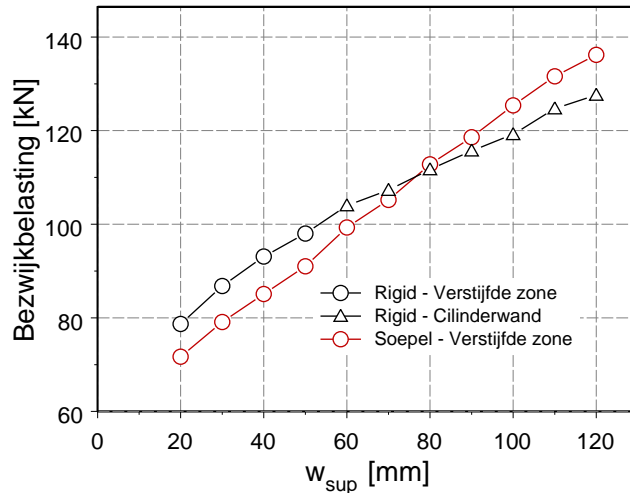
Mits deze bedenking kunnen we overgaan tot het onderzoek naar de invloed van de breedte van de steunpunten. De resultaten van elf GMNA analyses voor beide numerieke modellen zijn samengebracht in Fig. 7.10 alwaar de bezwijkbelastingen in functie van de steunpuntsbreedte zijn weergegeven. Om de invloed van de steunpuntsbreedte te onderzoeken is de invloed op de relatieve bezwijkspanning ook van groot belang. Daarom is ook hier de grafiek met de bezwijkspanningen weergegeven in Fig. 7.11 in plaats van in bijlage.

Tot slot dient nog opgemerkt te worden dat bij de variatie van de steunpuntsbreedte de afstand tussen de langsverstijvers niet constant op  $d_s = 37$  mm wordt gehouden. In plaats daarvan werd er voor gekozen om de verhouding  $d_s/w_{sup}$  constant te houden.

Bespreken we nu de resultaten van de numerieke simulaties, te beginnen met de onderstelling van rigide steunpunten. Fig. 7.10 toont aan dat de bezwijkbelasting stijgt bij toenemende steunpuntsbreedte. De plooiweerstand van de verstijfde en onverstijfde zone blijken niet even snel te stijgen, gezien vanaf een bepaalde kritieke breedte het bezwijkpatroon verandert van *Verstijfde zone* naar bezwijken in de onverstijfde cilinderwand.

De observatie wordt echter interessanter indien Fig. 7.11 wordt beschouwd, waar de bezwijkspanning is uitgezet. Uit deze figuur blijkt dat bij afnemende steunpuntsbreedte de bezwijkspanning stijgt tot de theoretisch maximale bezwijkspanning, i.e.  $1,155 \times f_y$  wordt bereikt. Dit lijkt zeer logisch, maar dient onmiddellijk genuanceerd te worden, gelet op de opmerking uit het begin van dit lid.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten zijn de resultaten ook gegeven in Fig. 7.10. Deze grafiek toont aan dat de bezwijkbelasting lineair stijgt met toenemende steunpuntsbreedte. In tegenstelling tot de onderstelling rigide steunpunten, blijkt de steunpuntsbreedte geen invloed te hebben op het bezwijkpatroon. Alle builen treden op in de verstijfde zone. Gelijkaardige conclusies volgen uit Fig. 7.11. Deze grafiek toont aan dat de bezwijkspanning onafhankelijk is van de steunpuntsbreedte. De bezwijkspanning is gelijk



Figuur 7.10: De invloed van de breedte van het steunpunt op het plooi gedrag.

aan  $\sigma_{cl}$ , maar dit is vermoedelijk eerder toevallig, gezien  $\sigma_{cl}$  voor deze geometrie weinig verschilt van de vloeigrens.

De invloed van de steunpuntsbreedte bij lokaal ondersteunde cilinders werd in de literatuur reeds door meerdere auteurs besproken. Voor onverstijfde cilinderschalen wordt in [18] vermeld dat smalle steunpunten aanleiding geven tot hogere bezwijkspanningen, en dit voor zowel GMNIA analyses als elastische analyses. De toename van de elastische plooispanning met dalende steunpuntsbreedte wordt in [18] verklaard door de smallere zone waarin de buil zich moet vormen.

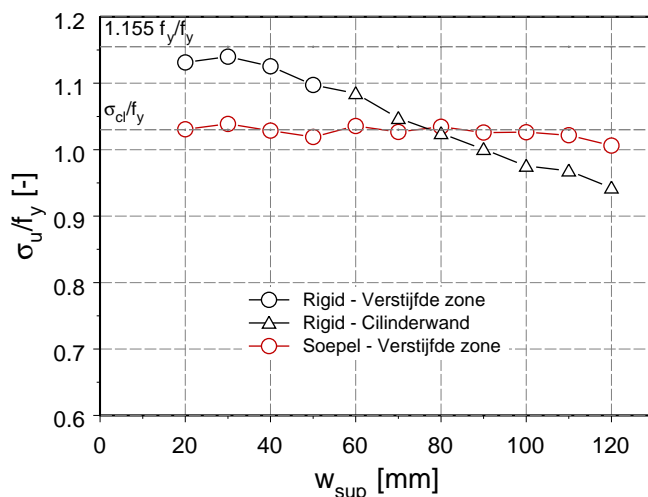
Voor verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten zijn resultaten van een gelijkaardig onderzoek terug te vinden in [19]. Deze resultaten – hoewel bekomen met de onderstelling van rigide steunpunten – tonen aan dat de bezwijkbelasting toeneemt met toenemende steunpuntsbreedte, maar dat het bezwijkpatroon niet wordt beïnvloed.

### Het aantal steunpunten $n_{sup}$

Het aantal steunpunten van de lokaal ondersteunde cilinder is een parameter die in het verleden reeds flink wat aandacht gekregen heeft. Voor de onverstijfde cilinder, wordt in [28] vermeld dat de plooiesterkte<sup>3</sup> onafhankelijk is van het aantal steunpunten indien de afstand tussen de nabijgelegen randen van

<sup>3</sup>We nemen aan dat hiermee plooispanning wordt bedoeld.





Figuur 7.11: De invloed van de breedte van het steunpunt op het plooi gedrag.

aangrenzende steunpunten niet kleiner is dan de breedte van de steunpunten. Op deze manier kan het verrichte onderzoek met een cilinder op vier steunpunten veralgemeend worden.

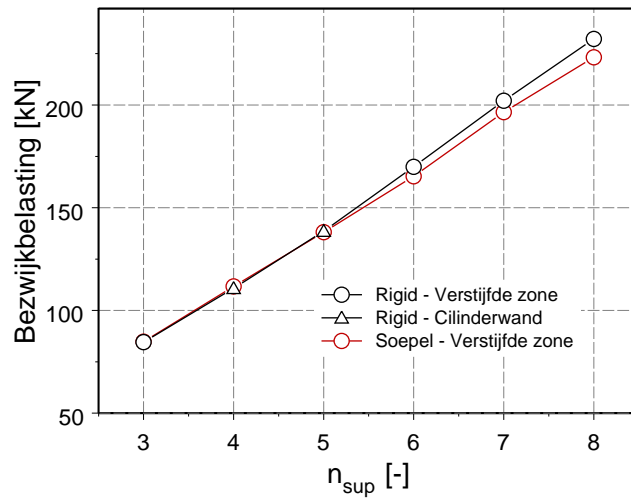
De situatie verandert natuurlijk als de cilinder verstijfd wordt<sup>4</sup>. Hier treden niet enkel boven het steunpunt, maar ook boven de bovenring verhoogde drukspanningen op. Het gevaar voor interactie tussen verschillende steunpunten is duidelijk groter dan bij onverstijfde cilinders.

Dit komt ook tot uiting in het onderzoek naar de verstijfde cilinderschalen, zoals beschreven in [19]. Daar werd voor meerdere aantallen steunpunten telkens de invloed van de langsverstijverhoogte onderzocht. Bij elke waarde van  $n_{sup}$  is er een zekere kritieke verstijverhoogte vanaf dewelke het bezwijken in de verstijfde zone optreedt. Verdere toename van de verstijverhoogte heeft geen verdere invloed op de bezwijkspanning<sup>5</sup>. In [19] wordt aangetoond dat deze *maximale* bezwijkspanning dezelfde is voor een verschillend aantal steunpunten, op voorwaarde dat dit aantal niet te groot is. Vanaf welk aantal het aantal te groot is, is afhankelijk van de dimensies van de cilinder en zijn verstijvers.

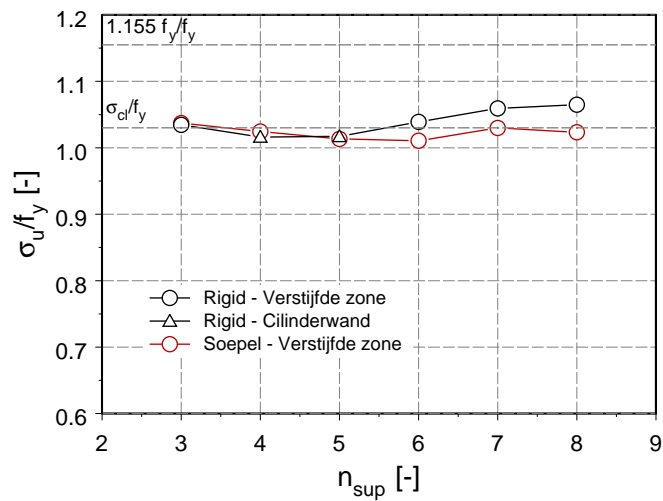
Ons onderzoek naar de invloed van het aantal steunpunten start bij de zes GMNA analyses die voor beide numerieke modellen zijn uitgevoerd. Het aan-

<sup>4</sup>Deze opmerking geldt in principe ook voor lokaal ondersteunde cilinders met onderaan een verhoogde wanddikte.

<sup>5</sup>Meer details omtrent dit fenomeen wordt bij de bespreking van de invloed van de verstijverhoogte gegeven.



Figuur 7.12: De invloed het aantal steunpunten op het plooi gedrag.



Figuur 7.13: De invloed van het aantal steunpunten op het plooi gedrag.

tal steunpunten werd hierbij gevarieerd van drie tot acht. De resultaten van deze analyses zijn samengebracht in Fig. 7.12 en Fig. 7.13. De eerste figuur geeft de bezwijkbelasting als een functie van het aantal steunpunten, terwijl bij de tweede figuur de dimensieloze spanning  $\sigma_u/f_y$  wordt uitgezet. Bestuderen we eerst de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten. Fig. 7.12 geeft aan dat de bezwijkbelasting stijgt wanneer het aantal steunpunten stijgt. Dit is natuurlijk evident. De figuur toont ook nog aan dat het aantal steunpunten een invloed heeft op het bezwijkpatroon. De builen treden op in de verstijfde zone, behalve bij vier of vijf steunpunten. Extra informatie kan gehaald worden uit Fig. 7.13. Door de resultaten als een spanning uit te zetten, zien we dat bij toenemend aantal steunpunten de bezwijkspanning ongeveer constant blijft. Dit zou er op wijzen dat er bij deze waarden van de geometrische parameters geen onderlinge interactie tussen de steunpunten optreedt.

Gelijkaardige conclusies kunnen genomen worden voor de onderstelling van soepele steunpunten. Ook voor deze aanname blijkt de bezwijkbelasting continu te stijgen met toenemend aantal steunpunten. Het bezwijkpatroon blijft echter steeds gekenmerkt door builen in de verstijfde zone. De bezwijkspanning blijft ook constant met toenemend aantal steunpunten.

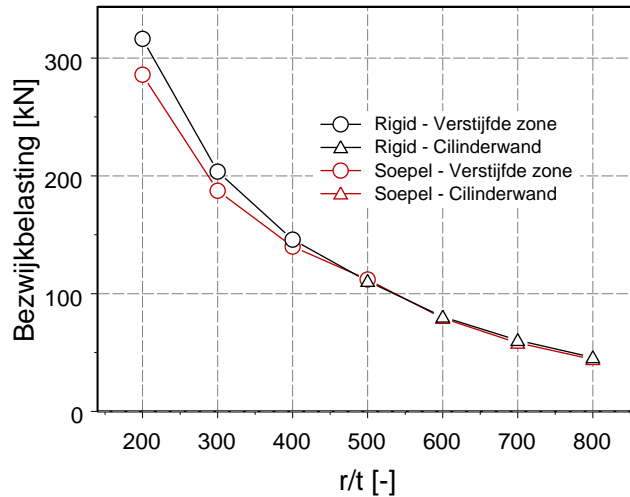
We kunnen dus concluderen dat voor de basiscilinder het aantal steunpunten nauwelijks een rol speelt voor de bezwijkspanning, maar bij rigide steunpunten wel van belang is voor het optredende bezwijkfenomeen.

#### De straal-tot-dikte verhouding $r/t$

De straal-tot-dikte verhouding van een cilinder is een zeer belangrijke parameter. Dit kan makkelijk ingezien worden als de formule voor de klassieke elastische kritieke spanning voor een uniform ondersteunde cilinder (Vergelijking (2.1)) wordt bestudeerd. De enige geometrische parameter die daarin voorkomt is precies deze verhouding.

De invloed van deze straal-tot-dikte verhouding wordt hier dan ook voor de verstijfde cilinders op lokale steunpunten onderzocht. Dit gebeurt aan de hand van zeven GMNA analyses voor beide numerieke modellen. De resultaten van deze analyses zijn samengebracht in Fig. 7.14 en Fig. 7.15. De straal-tot-dikte verhouding wordt voor deze analyses gevarieerd tussen 200 en 800, waarbij gekozen wordt om de dikte aan te passen en de dikte van de verstijvers evenredig mee te laten variëren.

Bestuderen we eerst de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten. Fig. 7.14 toont de variatie van de bezwijkbelasting. Hieruit blijkt dat laatstgenoemde daalt als de straal-tot-dikte verhouding toeneemt. Bijkomend toont de grafiek aan dat dikkere cilinderschalen eerder bezwijken in de verstijfde zone, terwijl de dunwandiger cilinders bij het bezwijken builen vertonen in de onverstijfde cilinderwand. Wanneer we de bezwijkspanningen bestuderen (Fig. 7.15), dan zien we iets eigenaardigs opduiken. Voor dik-

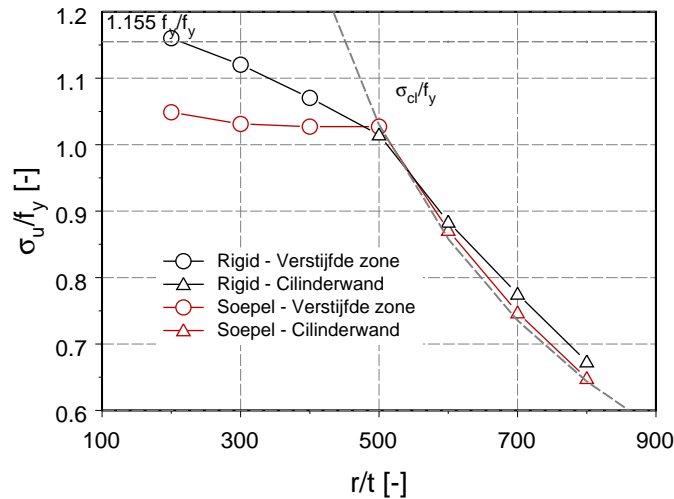


Figuur 7.14: De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag.

wandiger cilinderschalen is de bezwijkspanning hoger dan de vloeigrens en het bezwijken treedt op in de verstijfde zone. Wanneer de straal-tot-dikte verhouding stijgt, dan daalt de bezwijkspanning tot de curve het verloop van de klassieke elastische plooispanning snijdt. Vanaf die waarde treden de builen op in de onverstijfde zone en volgt de curve min of meer deze elastische plooispanning, waarbij waarden worden bereikt die heel wat lager liggen dan de vloeigrens.

Eenzelfde fenomeen is waarneembaar bij de resultaten voor de onderstelling van soepele steunpunten. Fig. 7.14 toont aan dat ook voor deze onderstelling de bezwijkbelasting daalt met toenemende straal-tot-dikte verhouding. Dikwandiger cilinders bezwijken in de verstijfde zone, terwijl dunwandiger cilinders builen vertonen in de onverstijfde cilinderwand na het bezwijken. Wanneer we de plooispanningen beschouwen in Fig. 7.15, merken we op – net als bij de onderstelling van rigide steunpunten – dat deze plooispanningen bij dunwandige cilinders ongeveer gelijk zijn aan de klassieke elastische plooispanning tot de vloeigrens overschreden wordt. Een verdere daling van de straal-tot-dikte verhouding leidt tot een ongeveer constant blijvende plooispanning die boven de vloeigrens gelegen is, maar onder de theoretische grens van  $1,155 \times f_y$ . Ook hier valt de overgang tussen de twee bezwijkpatronen samen met de knik die in de curve waarneembaar is.

Fig. 7.15 doet ons vermoeden dat voor een straal-tot-dikte verhouding kleiner dan 500 het bezwijken plastisch is en een verhouding groter dan 500 aanleiding geeft tot elastisch plooiën. Dit vermoeden wordt gevoed door het



Figuur 7.15: De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooielagdrag.

samenvallen van de curve met de klassieke elastische plooispanning. Dit samenvallen dient echter toeval te zijn, gezien deze elastische plooispanning enkel een theoretische plooispanning is. De uitgevoerde analyses met ABAQUS houden namelijk ook rekening met geometrische niet-lineariteit, waardoor de resultaten van de analyses en de elastische plooispanning niet kunnen vergeleken worden. Wat geen toeval hoeft te zijn is een verloop dat evenredig is met de verhouding  $t/r$ .

Om te onderzoeken of het samenvallen van de plooispanning met de klassieke elastische plooispanning inderdaad op toeval berust, werden de nodige analyses uitgevoerd om Fig. E.2 en Fig. E.3 op te stellen. In die grafieken – een grafiek voor rigide en een grafiek voor soepele steunpunten – wordt het verband tussen de straal-tot-dikte verhouding en de bezwijkspanning voor verschillende steunpuntsbreedtes weergegeven. De bolletjes in de grafiek staan voor een bezwijken in de verstijfde zone, driehoekjes voor builen in de onverstijfde cilinderwand. Bestudering van deze grafieken bevestigt het vermoeden dat het verloop behouden blijft, met andere woorden dat de bezwijkspanning in de buurt van de theoretische grens blijft tot bij een zekere straal-tot-dikte verhouding het bezwijkpatroon wijzigt en de curve vanaf die waarde evenredig wordt met  $t/r$ . De waarden van de bezwijkspanning en het omslagpunt zijn echter een functie van de overige geometrische parameters, in dit geval dus de breedte van de steunpunten. Voor de onderstelling van rigide steunpunten (Fig. E.2) daalt de bezwijkspanning met toenemende steunpuntsbreedte. Voor de onderstelling van soepele steunpunten (Fig.

E.3) is dit ook de algemene trend, maar blijkt de steunpuntsbreedte van 80 mm (waarde zoals bij de basiscilinder) een uitzondering te zijn en de laagste bezwijkspanningen te geven.

### Vergelijking van de invloed van de verschillende parameters

Om de invloed van de parameters van de cilinder op de bezwijkbelasting of -spanning met elkaar te vergelijken, maken we best gebruik van de grafieken waar de bezwijkspanning is uitgezet. Op deze manier is een objectiever vergelijken mogelijk. Deze grafieken tonen dan ook aan dat elk van deze parameters een niet te onderschatten invloed heeft, hoewel dit niet altijd strookt met de verwachtingen. Zoals reeds vermeld, geeft de literatuur aan dat de hoogte van de cilinder en het aantal steunpunten parameters zijn die niet dienen gevarieerd te worden indien een aantal voorwaarden zijn vervuld. Fig. 7.11 doet vermoeden dat het model met de soepele steunpunten niet beïnvloed wordt door de breedte van het steunpunt. Dit is echter enkel waar voor deze specifieke waarden van de overige parameters, zoals bevestigd door Fig. E.3.

Wat het bezwijkpatroon betreft, blijken alle onderzochte parameters een invloed te hebben, en dit voor beide modellen.

### 7.3.2 Parameters van de verstijvers

Naast de afmetingen van de cilinder, spelen ook de afmetingen van de langsverstijvers en de ringen een grote rol in het gedrag van de lokaal ondersteunde cilinderschalen. In onderstaande wordt de invloed van de hoogte, breedte, dikte en onderlinge afstand van de langsverstijvers, alsook de invloed van de breedte en dikte van de boven- en onderring besproken. Het pad naar dit deel van het onderzoek werd geëffend in het afstudeerwerk van Thomas Maes [31].

#### Hoogte van de verstijver $h_s$

De eerste parameter die onderzocht wordt, is de hoogte van de langsverstijver. De invloed van deze parameter werd opnieuw onderzocht voor beide numerieke modellen. De resultaten van telkens 13 GMNA analyses zijn terug te vinden in Fig. 7.16. Een alternatieve voorstelling van de resultaten op basis van een dimensieloze spanning is terug te vinden in bijlage als Fig. E.4. Beschouwen we in Fig. 7.16 eerst de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten. De curve, gevormd door de 13 resultaten, kan benaderd worden door twee rechten, waarbij elke rechte correspondeert met een bezwijkpatroon. De stijgende rechte voor kleine hoogtes van de verstijver correspondeert met een bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand*. Dit is ook logisch: bij een kleine hoogte van de langsverstijvers is de plooiweerstand van de verstijfde zone groot genoeg om het optreden van een buil te vermijden en een bezwijken in de onverstijfde cilinderwand te provoceren. Door het verhogen

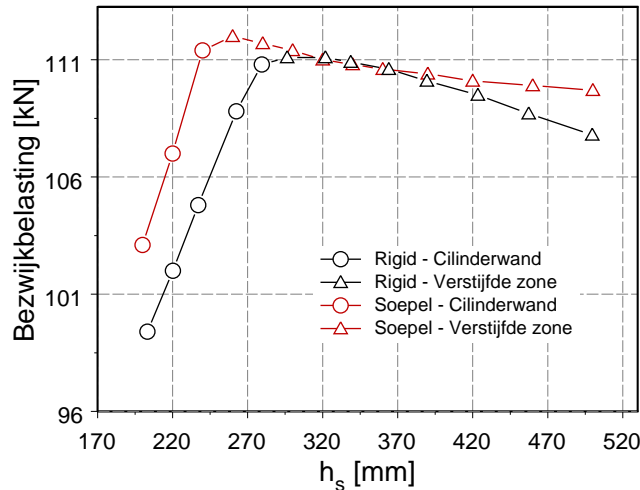
van de langsverstijvers daalt de axiale spanning in de kritieke zone boven de bovenring bij eenzelfde cilinderbelasting en bijgevolg stijgt de bezwijkbelasting van de cilinder. Ter zelfder tijd daalt met stijgende verstijverhoogte de plooiweerstand van de verstijfde zone tot bij een bepaalde *kritieke* hoogte het bezwijken in de verstijfde zone optreedt. Een verdere toename van de verstijverhoogte zorgt steeds voor een daling van de plooiweerstand en bijgevolg een daling van de bezwijkbelasting. Het optreden van dit bezwijken van het type *Verstijfde zone* uit zich ook door de vorming van de tweede – ditmaal licht dalende – rechte in Fig. 7.16.

Een gelijkaardige invloed van de hoogte van de langsverstijver wordt gevonden voor het model met de onderstelling van soepele steunpunten. Ook hier wordt de invloed gekenmerkt door een bezwijken van het type *Cilinderwand* bij kleine hoogtes en een bezwijken van het type *Verstijfde zone* eens een kritieke hoogte overschreden wordt. Vergelijking van de twee curven leert dat de onderstelling van soepele steunpunten voor deze afmetingen van de andere geometrische parameters bijna altijd tot een hogere bezwijkbelasting leidt. Bovendien is de kritieke hoogte bij soepele steunpunten lager dan bij rigide steunpunten. We kunnen dus besluiten dat de plooiweerstand van de onverstijfde zone boven de bovenring hoger is bij soepele steunpunten. Wat de plooiweerstand van de verstijfde zone betreft, dient de conclusie iets genuanceerder uitgedrukt te worden en gezegd worden dat soepele steunpunten bij de meeste verstijverhoogtes tot een hogere plooiweerstand van de verstijfde zone leiden.

#### Breedte van de verstijver $w_s$

De invloed van deze parameter werd onderzocht door voor beide numerieke modellen tien GMNA analyses uit te voeren. De resultaten zijn gegeven in Fig. 7.17 en in bijlage als Fig. E.5. Bespreken we opnieuw eerst de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten. Net als bij de vorige parameter vormen de resultaten een curve die door twee snijdende rechten kan worden benaderd. Ditmaal corresponderen de twee rechten niet meer met twee bezwijkpatronen, maar met drie patronen. Bij kleine waarden van de breedte van de langsverstijver (kleiner dan 10 mm) gedraagt de verstijfde cilinder zich als een cilinder zonder langsverstijvers en wordt een buil bekomen ongeveer halverwege de twee ringen. De langsverstijvers zijn duidelijk niet in staat om hun taak naar behoren te vervullen. Een toename van de breedte zorgt wel voor een toename van de bezwijkbelasting.

Bij verdere toename van de breedte wijzigt het bezwijkpatroon zich naar een patroon van het type *Verstijfde zone*. De langsverstijvers beginnen hun invloed duidelijk te tonen, maar hun plooiweerstand is nog te beperkt om het builenpatroon uit de verstijfde zone te weren. Merk op dat de stijging van de plooiweerstand in functie van de stijgende verstijverbreedte dezelfde blijft als bij zeer smalle verstijvers.

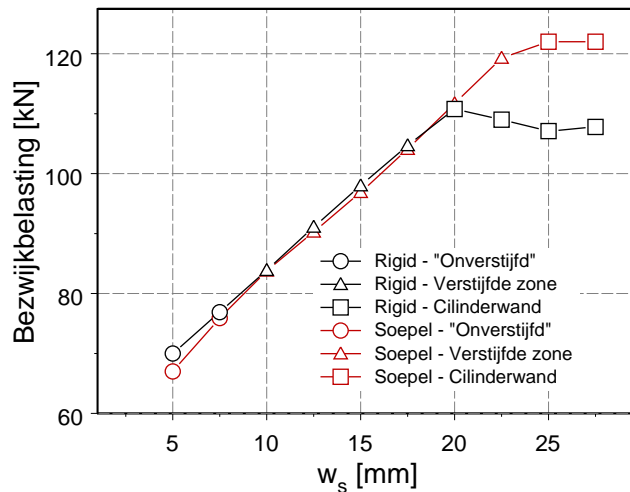


Figuur 7.16: De invloed van de hoogte van de langsverstijver op het plooielast.

Bij een *kritieke* breedte van de langsverstijvers blijkt de plooiweerstand van de verstijfde zone dermate toegenomen dat deze de plooiweerstand van de onverstijfde cilinderwand boven de bovenring overschreden heeft en dat bijgevolg het bezwijkpatroon wijzigt in een bezwijken van het type *Cilinderwand*. Dit zorgt voor de vorming van een tweede rechte in Fig. 7.17, een licht dalende tak.

Bij de onderstelling van soepele steunpunten, kunnen dezelfde opmerkingen geformuleerd worden. Zeer smalle verstijvers geven aanleiding tot een bezwijkpatroon dat ook optreedt bij cilinders zonder langsverstijvers. Toename van de breedte leidt tot een toename van de bezwijkbelastingen en tot de vorming van een bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone*. Bij het bereiken van een kritieke breedte bereiken we de tweede rechte die gekenmerkt wordt door een bezwijken van de onverstijfde cilinderwand. Vergelijking van deze resultaten met deze voor de onderstelling rigide steunpunten leert ons dat de twee stijgende takken samenvallen. De onderstelling soepele steunpunten heeft echter een hogere kritieke breedte, wat betekent dat de plooiweerstand van de onverstijfde zone bij deze soepele steunpunten hoger is dan bij rigide steunpunten.





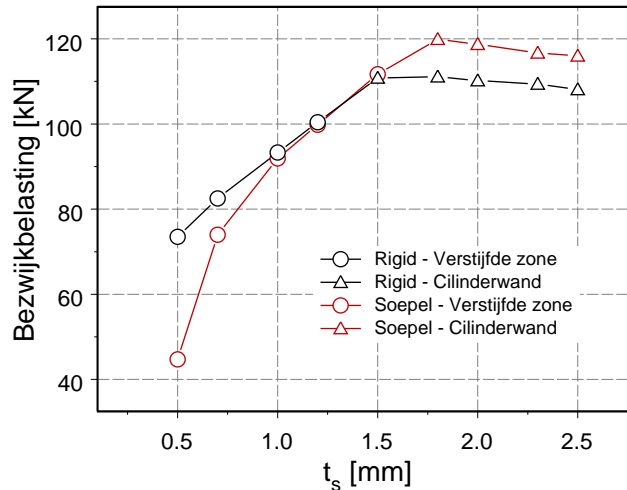
Figuur 7.17: De invloed van de breedte van de langsverstijver op het plooigedrag.

#### Dikte van de verstijver $t_s$

Om de invloed van de dikte van de langsverstijver te onderzoeken, werden voor beide numerieke modellen negen GMNA analyses uitgevoerd. De resultaten zijn opnieuw in grafiekvorm voorgesteld, ditmaal in Fig. 7.18. De alternatieve voorstelling is in bijlage als Fig. E.6 ondergebracht.

Wat betreft de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten, bekomen we een gelijkaardige invloed als bij de vorige verstijverparameters. Bij zeer dunne verstijvers is de plooiweerstand van de verstijfde zone onvoldoende om de vorming van builen in deze zone te vermijden. Bij toenemende dikte van de langsverstijver neemt deze plooiweerstand echter ook toe tot een kritieke dikte bereikt wordt. Verdere toename van deze dikte gaat niet meer gepaard met een stijging van de bezwijkbelasting, gezien de plooiweerstand van de onverstijfde zone nu de bezwijkbelasting bepaalt en bijgevolg nagenoeg onafhankelijk van de dikte van de langsverstijverdikte blijkt te zijn. Dit zorgt ook voor een tweede rechte in de grafiek, welke correspondeert met een bezwijken van de onverstijfde zone.

Een zelfde verband tussen de bezwijkbelasting en de verstijverdikte wordt waargenomen voor soepele steunpunten. De kritieke dikte van de langsverstijver is evenwel hoger, wat opnieuw betekent dat bij soepele steunpunten de plooiweerstand van de onverstijfde zone hoger is. De plooiweerstand van de verstijfde zone is bij een kleine verstijverdikte duidelijk lager, maar bij iets



Figuur 7.18: De invloed van de dikte van de langsverstijver op het plooielast.

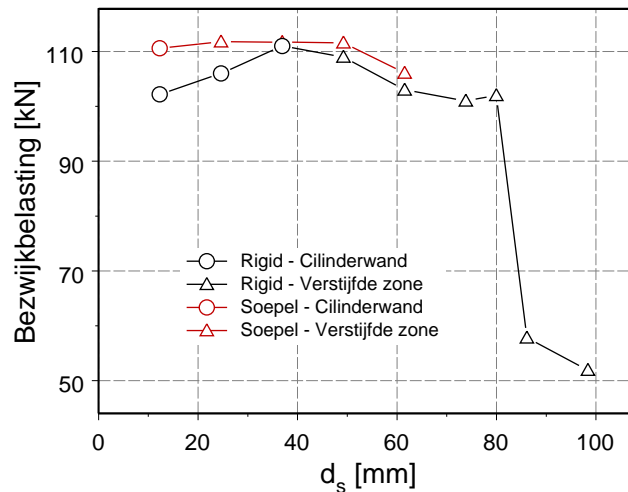
dikkere verstijvers gelijk aan deze bij rigide steunpunten.

#### Interstringerafstand $d_s$

Als laatste geometrische parameter van de langsverstijvers wordt hier de invloed van de afstand tussen het paar langsverstijvers boven een steunpunt onderzocht. Daartoe werden voor de onderstelling van rigide steunpunten negen en voor de onderstelling van soepele steunpunten vijf GMNA analyses uitgevoerd. De resultaten zijn samengebracht in Fig. 7.19 en in bijlage in Fig. E.7.

Wat de onderstelling rigide steunpunten betreft, zijn bij de negen analyses twee analyses uitgevoerd die op zich geen praktische situatie voorstellen. Twee analyses hebben een interstringerafstand die hoger is dan de breedte van het steunpunt. Het moge duidelijk zijn dat dit logischerwijze geen optimale toestand is en dat de langsverstijvers op die manier een flink stuk van hun functionaliteit verliezen. Dit blijkt ook uit de bezwijkbelasting die onmiddellijk heel wat lager is dan deze van de overige analyses.

Voor deze overige analyses kunnen de resultaten opnieuw benaderd worden door twee rechten die elk met een ander bezwijkpatroon overeenstemmen. Een kleine afstand tussen de langsverstijvers bemoeilijkt de vorming van een buil in de verstijfde zone en zorgt dus voor een plooiweerstand die in



Figuur 7.19: De invloed van de interstringer afstand op het plooigedrag.

die zone hoger is dan de plooiweerstand van de onverstijfde zone. Een toename van de afstand tussen de langsverstijvers doet echter de bezwijkbelasting stijgen, wat betekent dat de plooiweerstand van de onverstijfde zone stijgt met toenemende afstand. Dit is logisch, gezien de hoge spanning boven de verstijfde zone veroorzaakt wordt door de aansluiting van de langsverstijvers met de bovenring. De concentratie van de axiale spanning in de onverstijfde zone daalt met toenemende afstand tussen de langsverstijvers.

De stijging van de bezwijkbelasting met toenemende afstand wordt echter begrensd door een daling van de plooiweerstand van de verstijfde zone met deze toenemende afstand. Bij het bereiken van een *kritieke* afstand verandert het bezwijkpatroon en krijgen we een tweede rechte in Fig. 7.19 die gepaard gaat met een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Bij verdere stijging van de afstand, daalt de bezwijkbelasting.

Een zelfde verloop treedt op bij de onderstelling van soepele steunpunten. Hier blijkt echter de kritieke afstand kleiner te zijn dan bij rigide steunpunten. We krijgen dus sneller een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Voor beide bezwijkfenomenen is de bezwijkbelasting bij deze onderstelling hoger dan bij rigide steunpunten.

**Breedte van de bovenring**  $w_{ur}$ 

Niet enkel de afmetingen van de langsverstijvers hebben een invloed op het bezwijkpatroon en -belasting, maar ook de afmetingen van de twee ringverstijvers spelen een rol. Een eerste parameter van de ringen is de breedte van de bovenring. De invloed van deze parameter wordt onderzocht aan de hand van acht GMNA analyses per numeriek model. De resultaten zijn gegeven in Fig. 7.20 en met een alternatieve voorstelling in Fig E.8. Bespreken we eerst de resultaten voor de onderstelling rigide steunpunten.

De resultaten van de analyses kunnen opnieuw benaderd worden door twee rechten die elk één van de twee bezwijkpatronen voorstellen. Bij smalle bovenringen is de plooiweerstand van de onverstijfde zone te laag om builen in die zone te vermijden. Het bezwijken is dan ook van het type *Cilinderwand*. Na het bereiken van een kritieke breedte is de plooiweerstand van deze zone echter hoger dan deze van de verstijfde zone en krijgen we de builen onderaan.

De situatie bij de onderstelling soepele steunpunten is ditmaal evenwel verschillend. Uit de resultaten blijkt dat de bezwijkbelasting en het bezwijkpatroon niet of nauwelijks beïnvloed worden door de breedte van de bovenring in het onderzochte interval<sup>6</sup>. Het bezwijkpatroon bijvoorbeeld blijft van het type *Verstijfde zone*, ongeacht de breedte van de bovenring. Klaarblijkelijk is de invloed van de bovenring op de plooiweerstand van de onverstijfde zone niet van die aard dat het deze plooiweerstand lager kan maken dan de plooiweerstand van de verstijfde zone.

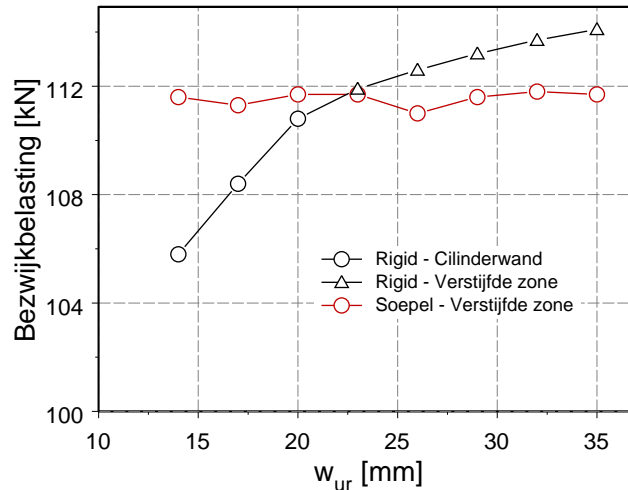
Dit laat ons concluderen dat bij de afmetingen van de basiscilinder de plooiweerstand van de verstijfde en de onverstijfde zone dicht bij elkaar liggen voor rigide steunpunten dan voor soepele steunpunten. Daardoor leiden kleine wijzigingen van deze afmeting bij rigide steunpunten sneller tot een wijziging in het bezwijkpatroon. Gezien de invloed van de breedte van de bovenring op de plooiweerstand niet zo groot is in vergelijking met sommige andere parameters, is dit niet voldoende om bij soepele steunpunten een merkbare invloed te hebben op het bezwijkgedrag.

**Dikte van de bovenring**  $t_{ur}$ 

De invloed van de dikte van de bovenring wordt bestudeerd aan de hand van negen GMNA analyses per numeriek model. De resultaten zijn te vinden in Fig. 7.21 en Fig. E.9. Deze resultaten zijn zeer vergelijkbaar met deze voor de breedte van de bovenring. Voor de onderstelling rigide steunpunten is de eerder geringe invloed van deze parameter op de plooiweerstand van de onverstijfde zone reeds voldoende om een wijziging in het bezwijkpatroon te veroorzaken. Een dunne bovenring leidt tot een bezwijken van de verstijf-

---

<sup>6</sup>Merk op dat deze conclusie geldig is voor de aangenomen afmetingen van de overige geometrische parameters. Wijziging van deze afmetingen kan leiden tot andere conclusies.



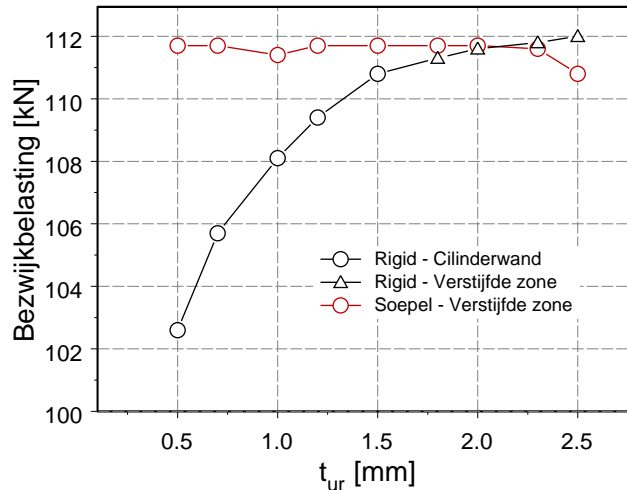
Figuur 7.20: De invloed van de breedte van de bovenring op het plooigedrag.

de bovenring. Een grotere dikte vermijdt dit bezwijkpatroon en veroorzaakt builen in de verstijfde zone.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten is de invloed op de plooiweerstand van de onverstijfde zone niet van die aard dat het effect merkbaar is aan de bezwijkbelasting of het bezwijkpatroon. Voor alle onderzochte waarden is het bezwijken van het type *Verstijfde zone*.

#### Breedte van de onderring $w_{lr}$

De invloed van deze ringparameter wordt voor beide numerieke modellen onderzocht aan de hand van de resultaten van telkens negen GMNA analyses. Deze resultaten zijn grafisch voorgesteld in Fig. 7.22 en Fig. E.10. Uit deze resultaten blijkt dat een wijziging van de breedte van de onderring voor de onderstelling van rigide steunpunten een invloed heeft op zowel de bezwijkbelasting als het -patroon. Bij een smalle onderring is de plooiweerstand van de verstijfde zone niet van die aard dat het optreden van builen in die zone kan vermeden worden. Een verbreding van die onderring zorgt echter voor een stijging van de bezwijkbelasting. Vanaf een kritieke breedte is de plooiweerstand van de verstijfde zone groter dan deze van de onverstijfde cilinderwand en het bezwijkpatroon wordt van het type *Cilinderwand*. Vanaf deze breedte neemt de bezwijkbelasting niet verder toe. Dit komt tot uiting door een tweede – en ditmaal horizontale – rechte in de grafiek.



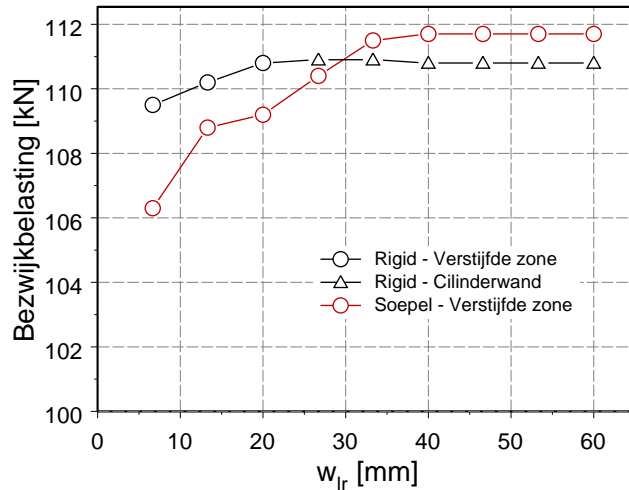
Figuur 7.21: De invloed van de dikte van de bovenring op het plooigedrag.

Bij de onderstelling soepele steunpunten is de situatie terug anders. Bij dit numerieke model is bij een zeer smalle onderring het bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone*. Een stijging van de breedte doet de plooiweerstand van de verstijfde zone en ook de bezwijkbelasting van de cilinder stijgen, maar deze stijging zorgt niet voor een wijziging in het bezwijkpatroon. Vanaf een zekere breedte van de onderring – niet toevallig de waarde vanaf dewelke de onderring uitsteekt ten opzichte van de langsverstijvers – treedt geen verdere stijging van de bezwijkbelasting meer op.

#### Dikte van de onderring $t_{lr}$

De laatste geometrische afmeting die in dit onderzoek gevarieerd wordt, is de dikte van de onderring. Om de invloed van deze parameter te onderzoeken werden voor beide modellen negen GMNA analyses uitgevoerd. De resultaten zijn samengevat in Fig. 7.23 en Fig. E.11. Op basis van deze figuren, kunnen gelijkaardige opmerkingen geformuleerd worden als voor de breedte van de onderring.

Bij de onderstelling van rigide steunpunten zorgt een dunne onderring voor een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Wanneer de dikte van de onderring stijgt, krijgen we ook een stijging in de bezwijkbelasting, alsook een verandering van het bezwijkpatroon. De buil wordt verschoven naar de onverstijfde zone. Ondanks het optreden van dit bezwijkpatroon, blijft de bezwijkbelasting licht stijgen bij toenemende dikte van de onderring.



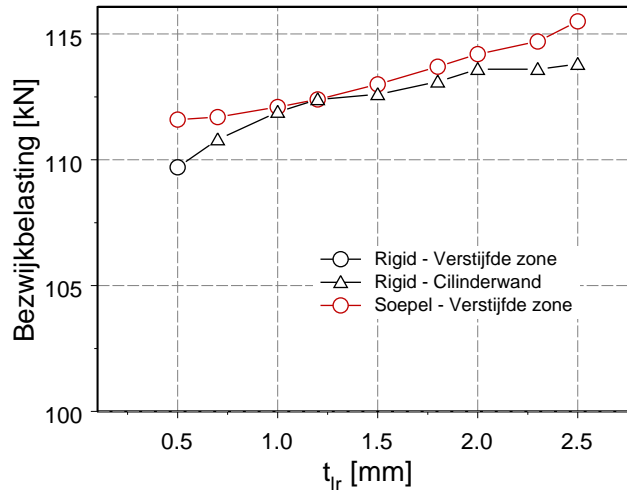
Figuur 7.22: De invloed van de breedte van de onderring op het plooigedrag.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten, zorgt een stijgen van de dikte van de onderring ook voor een stijging van de bezwijkbelasting. Het bezwijkpatroon blijft echter onveranderd van het type *Verstijfde zone*. De verklaring ligt voor de hand.

#### Vergelijking van de invloed van de verschillende parameters

Om de invloed van de verschillende geometrische verstijverparameters te vergelijken, maken we best gebruik van de figuren uit bijlage, nl. Fig. E.4 – Fig. E.11. Op basis van deze figuren kunnen we onmiddellijk besluiten dat de parameters van de ringen, en dan vooral deze van de onderring, slechts een geringe invloed hebben op de bezwijkspanning. Voor de onderzochte afmetingen, blijken vooral de breedte en de dikte van de langsverstijver aanleiding te kunnen geven tot relatief lage bezwijkspanningen.

Wat het bezwijkpatroon betreft, is de situatie afhankelijk van het gekozen numerieke model. Voor de onderstelling van rigide steunpunten, blijken alle parameters in staat te zijn het type van bezwijken te beïnvloeden. Voor soepele steunpunten blijken enkel de parameters van de langsverstijvers die invloed te bezitten. In voorgaande werd reeds opgemerkt dat dit te wijten is aan het relatieve verschil in plooiweerstand van de twee potentiële buillocaties. Blijkbaar is dit verschil bij soepele steunpunten voor deze afmetingen van de basiscilinder groter dan voor rigide steunpunten.



Figuur 7.23: De invloed van de dikte van de onderring op het plooigedrag.

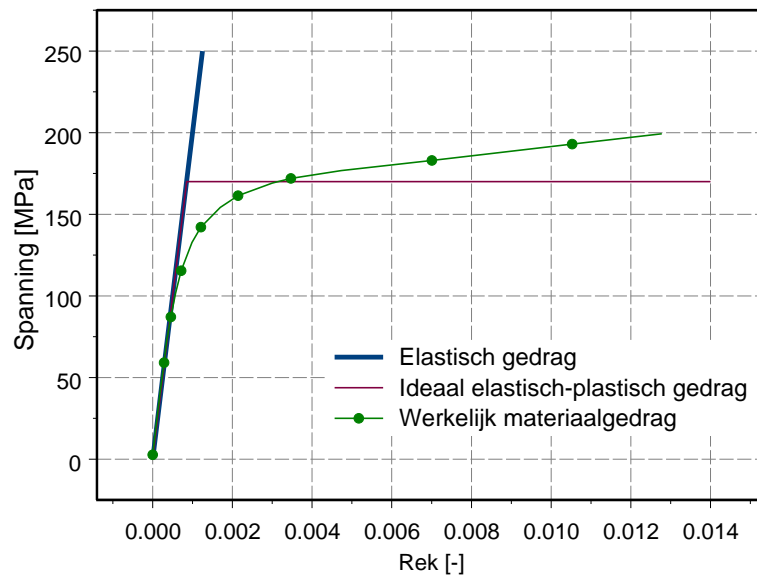
Voor de meeste parameters blijkt het verband met de bezwijkbelasting ten naaste bij bilineair te zijn. Dit is een verloop dat ook in het onderzoek van Herzig [19] vaak terug komt.

## 7.4 Invloed materiaaleigenschappen

In dit doctoraal werk, worden drie onderstellingen betreffende het materiaalgedrag onderzocht:

- Elastisch materiaalgedrag. Bij dit theoretische materiaalgedrag, wordt ondersteld dat het materiaal zich onbeperkt lineair gedraagt, met andere woorden dat het verband tussen de spanning en de rek kan worden voorgesteld door een eeuwig stijgende rechte met een helling gekenmerkt door de elasticiteitsmodulus.
- Ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag. Ook dit is een theoretisch materiaalgedrag, maar komt wel dichterbij de werkelijke gedrag gezien hier rekening wordt gehouden met plasticiteit. Het is een algemeen aanvaarde benadering van werkelijk materiaalgedrag. Dit gedrag kan voorgesteld worden door een bilineair verband tussen de spanning en de rek. De eerste rechte heeft een helling gekenmerkt door de elasticiteitsmodulus. Bij een spanning gelijk aan de vloeigrens gaat dit over in een tweede – ditmaal horizontale – rechte.





Figuur 7.24: De verbanden tussen spanning en rek voor de drie types van materiaalgedrag.

- Werkelijk materiaalgedrag. Gezien uit de trekproeven op het gebruikte staal in de experimenten blijkt dat dit staal geen duidelijke vloeigrens heeft en bijgevolg minder goed kan benaderd worden door een ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag, bleek het nodig voor de numerieke validatie van het model om simulaties uit te voeren waarbij gebruik werd gemaakt van het opgemeten verband tussen de spanning en de rek. Dit leidde tot een niet onbelangrijke verbetering van de overeenstemming tussen experiment en simulatie.

Deze drie types van materiaalgedrag, meer bepaald het ermee overeenstemmend verband tussen de spanning en de rek, zijn voorgesteld in Fig. 7.24.

In onderstaande zal de invloed van deze drie types van materiaalgedrag onderzocht worden. Verder wordt ook dieper ingegaan op de onderstelling van ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag door het uitvoeren van onderzoek naar het effect van de vloeigrens op het plooi gedrag van verstijfde en lokaal ondersteunde cilinderschalen.

Tabel 7.2: Vergelijking van de verschillende types materiaalgedrag

Materiaalgedrag	Type Analyse	Rigide Steunpunten	
		$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm
Elastisch	GNA	120,8	Cilinderwand
Ideaal elastisch-plastisch	GMNA	91,6	Verstijfde zone
Werkelijk	GMNA	83,6	Cilinderwand

Materiaalgedrag	Type Analyse	Soepele Steunpunten	
		$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm
Elastisch	GNA	129,8	Cilinderwand
Ideaal elastisch-plastisch	GMNA	88,8	Verstijfde zone
Werkelijk	GMNA	86,1	Verstijfde zone

#### 7.4.1 Invloed van het materiaalgedrag

Zoals hiervoor is uitgelegd, zijn er drie mogelijke aannames betreffende het materiaalgedrag die tijdens dit doctoraal werk gebruikt worden. Simulaties van de basiscilinder met elastisch en ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag<sup>7</sup> werden reeds besproken in Hoofdstuk 5. Voor de onderstelling van werkelijk materiaalgedrag werd voor de basiscilinder ook een GMNA analyse uitgevoerd, waarbij het verband tussen de spanning en de rek voor beide plaatdiktes werd bekomen door de trekproeven die uitgevoerd werden voor Proef 1. De resultaten van deze analyses (zowel de onderstelling rigide steunpunten als soepele steunpunten werd geanalyseerd) als van de analyses met ander materiaalgedrag zijn samengebracht in Tabel 7.2.

Bespreken we eerst de resultaten voor de onderstelling van rigide steunpunten. Uit de tabel is duidelijk dat het verfijnen van het numerieke model, i.e. de overgang van elastisch naar ideaal elastisch-plastisch en naar werkelijk materiaalgedrag steeds een daling van de bezwijkbelasting veroorzaakt. De belangrijkste daling treedt op bij de overgang van elastisch naar ideaal elastisch-plastisch. Evenwel zorgt de overgang naar werkelijk materiaalgedrag ook voor een niet onbelangrijke daling. Bovendien wordt het bezwijkpatroon flink beïnvloed door het materiaalgedrag. De analyse met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag geeft aanleiding tot een bezwijken in de verstijfde zone, de andere twee tot een bezwijken in het onverstijfde deel van de cilinderwand. Deze invloed is op zich niet zo verwonderlijk gezien we in voorgaande er reeds herhaaldelijk op gewezen hebben dat voor de afmetingen van de basiscilinder de plooiveerstanden van de twee buillocaties zeer dicht in elkaars buurt moeten liggen voor de onderstelling van rigide steunpunten.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten zijn ook in Tabel 7.2 de re-

<sup>7</sup>Bij dit ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag werd voor de plaat van 0,7 mm terug een vloeigrens van 170 MPa aangenomen, voor de plaat van 1,5 mm een vloeigrens van 215 MPa.

sultaten weergegeven. Deze resultaten tonen aan dat ook voor soepele steunpunten het materiaalgedrag een grote invloed heeft en dat de bezwijkbelasting daalt naarmate het materiaalmodel beter met de werkelijkheid overeenstemt. De overgang van materiaal zonder naar materiaal met plasticiteit blijkt echter de grootste invloed te hebben. De bezwijkbelasting daalt zeer fel en het bezwijkpatroon wijzigt. Het verschil tussen ideaal elastisch-plastisch en werkelijk materiaalgedrag is duidelijk heel wat minder. Enkel de bezwijkbelasting daalt lichtjes.

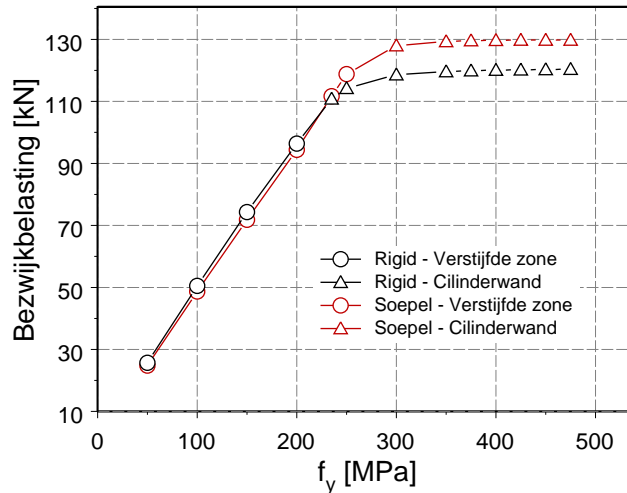
Bij deze afmetingen van de cilinder is het invoeren van werkelijk materiaalgedrag van groter belang bij rigide steunpunten dan bij soepele steunpunten. Het is echter niet praktisch om een ontwerpregel te ontwikkelen met werkelijk materiaalgedrag omdat het verband tussen de spanning en de rek reeds van punt tot punt in een staalplaat kan wijzigen en zeker van staalsoort tot staalsoort wijzigt. Vandaar dat we dan ook verder zullen rekenen met ideaal elastisch-plastisch materiaal.

#### 7.4.2 Invloed van de vloeigrens bij ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag

Nu besloten is om verder te werken met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag, is de volgende stap het uitvoeren van een onderzoek naar de invloed van de vloeigrens op het plooi gedrag. In dat kader werd voor zowel rigide als soepele steunpunten een parameterstudie uitgevoerd waarbij de vloeigrens gevarieerd werd tussen 50 en 475 MPa. De resultaten zijn weergegeven in Fig. 7.25 en Fig. 7.26. Voor deze parameterstudie werd terug gewerkt met eenzelfde vloeigrens voor alle onderdelen van de verstijfde cilinder.

Bespreken we eerst Fig. 7.25. In deze figuur is voor beide steunpuntsmodelleringen de invloed van de vloeigrens op de bezwijkbelasting en het bezwijkpatroon weergegeven. Het is duidelijk dat voor de onderstelling van rigide steunpunten bij lage vloeigrenzen het bezwijken van het type *Verstijfde zone* is. Verder zorgt bij deze waarden een stijging van de vloeigrens voor een nagenoeg evenredige stijging van de bezwijkbelasting. Dit kunnen we beschouwen als *plastic buckling*.

Wanneer de vloeigrens de waarde van 235 MPa bereikt verandert het bezwijkpatroon naar een bezwijken in het onverstijfde deel van de cilinderwand. De stijging van de bezwijkbelasting is niet langer evenredig met de vloeigrens en het bezwijken wordt niet langer uitsluitend bepaald door het optreden van plastische zones in het staal. Dit is het gebied van *elastic-plastic buckling*. Geleidelijk aan daalt echter de stijging van de bezwijkbelasting bij verdere toename van de vloeigrens totdat deze plooi belasting onafhankelijk van de vloeigrens wordt. Vanaf dat punt krijgen we *elastic buckling*. De bezwijkbelasting bij dit elastisch plooiën zou moeten gelijk zijn aan de bezwijkbelasting van een GNA analyse, welke 120,8 kN bedraagt. Deze waarde is bij een vloeigrens van 475 MPa nog niet bereikt, maar de afwijking van deze waarde is reeds minimaal.

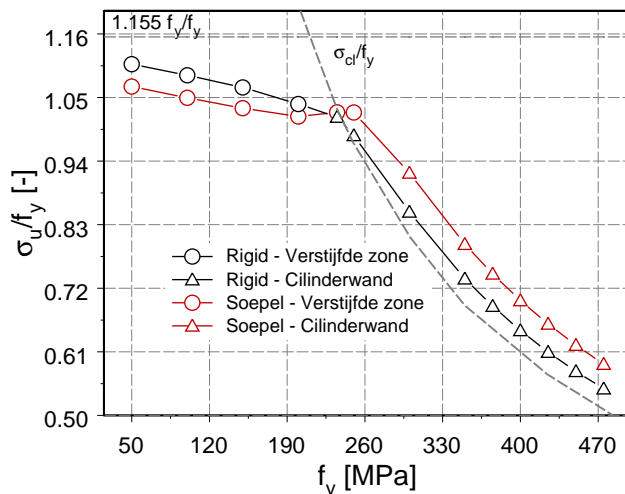


Figuur 7.25: Invloed van de vloeigrens op de GMNA analyses voor beide modellen.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten is de bespreking zeer gelijkwaardig. Ook hier stijgt de bezwijkbelasting nagenoeg evenredig met de vloeigrens in het gebied van plastic buckling tot de vloeigrens de waarde van 300 MPa bereikt. Vanaf die waarde wijzigt het bezwijkpatroon in een bezwijken van de onverstijfde cilinderwand en gaat de evenredigheid tussen bezwijkbelasting en vloeigrens verloren. De bezwijkbelasting stijgt echter nog, wat wijst op elastic-plastic buckling. Vanaf een vloeigrens van 425 MPa stijgt de bezwijkbelasting niet verder en is de bezwijkbelasting van de GNA analyse, i.e. 129,8 kN bereikt. We hebben dus elastic buckling.

Dezelfde resultaten zijn ook voorgesteld in Fig. 7.26 alwaar de invloed van de vloeigrens op de bezwijkspanning is voorgesteld. Deze grafiek leert ons dat van echt plastic buckling bij beide steunpuntsmodelleringen geen sprake is, gezien ook bij lage vloeigrenzen de verhouding  $\sigma_u/f_y$  afhankelijk is van de vloeigrens.

Indien we de resultaten voor beide steunpuntsmodelleringen vergelijken, dan merken we op dat de onderstelling van soepele steunpunten de veiliger aanname is, zolang we te maken hebben met min of meer plastic buckling. Wanneer dit niet langer het geval is, leidt de aanname van rigide steunpunten tot lagere bezwijkbelastingen. De overgang tussen plastic buckling en elastic-plastic buckling wordt ook gekenmerkt door de wijziging in het bezwijkpatroon. Het moge duidelijk zijn dat bij deze afmetingen het plooiën in de verstijfde zone een plastisch plooiënfenomeen is, terwijl het plooiën van de



Figuur 7.26: Invloed van de vloeigrens op de GMNA analyses voor beide modellen.

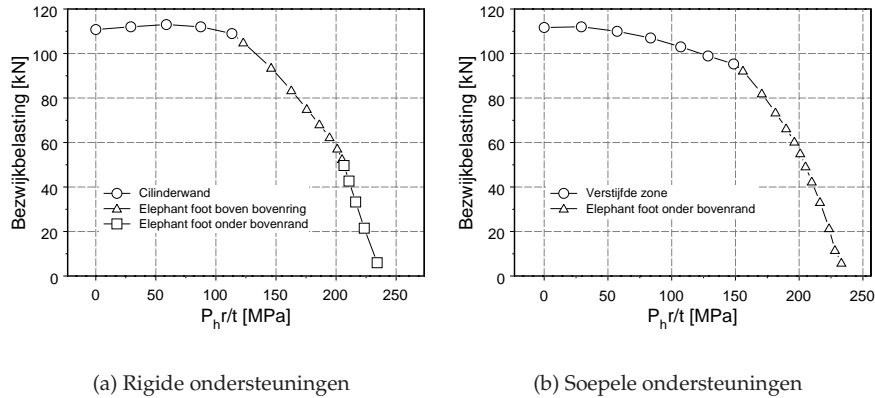
onverstijfde cilinderwand eerder een elastisch fenomeen is.

## 7.5 Invloed aanwezigheid van inwendige druk

In Hoofdstuk 5 hebben we uitgelegd dat we de inwendige druk veroorzaakt door de opgeslagen goederen in de cilinder niet in rekening brengen in het numerieke model omdat uit de literatuur blijkt dat voor onverstijfde cilinders op lokale steunpunten lage waarden van deze inwendige druk aanleiding geven tot een verhoogde bezwijkbelasting. We nemen aan dat dit ook geldt voor verstijfde cilinders op lokale steunpunten. In onderstaande zullen we deze aanname voor de basiscilinder verifiëren.

In Hoofdstuk 5 wordt ook uitgelegd dat de totale verticale belasting bovenaan wordt ingeleid en dat er dus geen toename van de verticale belasting is langsheen de axiale as van de cilinder. In dit lid zullen we bijkomend werken met een inwendige druk die uniform is over de hoogte van de cilinder. De waarde van deze druk stellen we voor met het symbool  $P_h$ . Deze inwendige druk veroorzaakt in de cilinderwand volgens de membraantheorie trekspanningen ter waarde van  $P_h r/t$ . In de analyses wordt de verhouding van deze trekspanning en de gemiddelde drukspanning boven een steunpunt  $\sigma_{mm}$  constant gehouden.

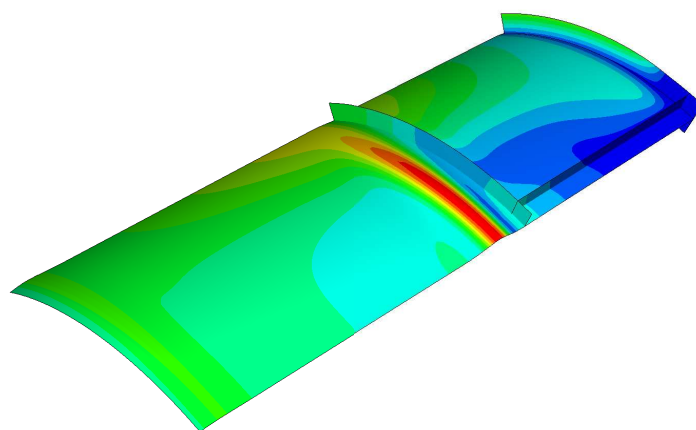
In Fig. 7.27 worden de resultaten van GMNA analyses voor beide steun-



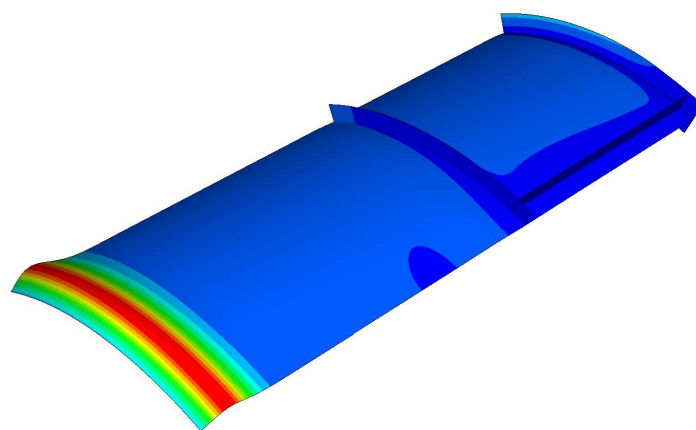
Figuur 7.27: De invloed van de inwendige druk op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen.

puntsmodelleringen en voor verschillende verhoudingen van bovenvermelde spanningen gegeven. Op de horizontale as van de grafieken is de theoretische waarde van de trekspanningen in omtreksrichting bij bezwijken gegeven. Op de verticale as is de totale waarde van de axiale belasting bij bezwijken uitgezet. De grafiek voor de onderstelling van rigide steunpunten (Fig. 7.27(a)) toont aan dat de initiële stijging van de bezwijkbelasting bij lage waarden van de inwendige druk ook bij onze verstijfde cilinder op lokale steunpunten wordt teruggevonden, althans voor cilinders met de afmetingen van de basiscilinder. Het bezwijkpatroon voor een cilinder zonder inwendige druk, blijft bij deze lage waarden behouden. Eens de inwendige druk een zekere waarde heeft overschreden, daalt de bezwijkbelasting en bij een bepaalde waarde wijzigt ook het bezwijkpatroon. Eerst krijgen we een bezwijkpatroon dat gekarakteriseerd wordt door een buil die zich net boven de bovenring over bijna de volledige omtrek uitstrekt. Bij nog hogere waarden van de inwendige druk, treedt een gelijkaardige buil op, maar nu net onder de bovenrand van de cilinder. Beide bezwijkpatronen zijn hier gegeven in Fig. 7.28. Deze builen typeren een bezwijkfenomeen dat in de literatuur omschreven wordt als *Elephant foot*.

Een gelijkaardig beeld wordt bekomen voor de onderstelling van soepele steunpunten. De grafiek waar de (axiale) bezwijkbelasting uitgezet is in functie van de theoretische trekspanning in omtreksrichting (Fig. 7.27(b)) toont aan dat ook hier bij zeer kleine waarden van de inwendige druk een – ditmaal zeer lichte – stijging van de bezwijkbelasting optreedt. Verdere toename van de inwendige druk doet de bezwijkbelasting opnieuw dalen, maar initieel blijft het bezwijkpatroon van het type Verstijfde zone, wat ook het bezwijkpatroon is voor de cilinder zonder inwendige druk. Bij hogere waarden van de inwendige druk verandert echter dit bezwijkpatroon naar een bezwijken van

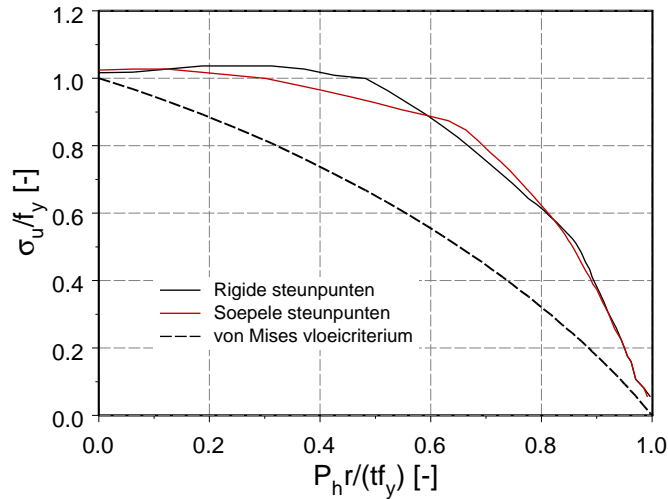


(a) Boven de bovenring



(b) Onder de bovenrand

Figuur 7.28: De twee vervormingspatronen van het type *Elephant foot*.



Figuur 7.29: Interactie tussen de axiale spanning en de inwendige druk voor beide modellen.

het type Elephant foot, zoals getoond in Fig. 7.28(b).

Dezelfde resultaten zijn op een tweede manier voorgesteld in Fig. 7.29. In deze grafiek is de dimensieloze axiale bezwijkspanning  $\sigma_u/f_y$  gegeven in functie van de dimensieloze trekspanning in omtreksrichting  $P_h r/(t f_y)$ . Deze grafiek toont aan dat afhankelijk van de precieze waarde van de inwendige druk nu eens rigide steunpunten en dan eens soepele steunpunten de aanleiding geven tot de laagste bezwijkspanning. Bij zeer hoge waarden van de inwendige druk vallen de verschillen tussen de twee steunpuntsmodelleringen weg en is de bezwijkspanning dezelfde. Bij een kleine waarde van de inwendige druk ontstaat voor beide steunpuntsmodelleringen een stijging van de axiale bezwijkspanning. Deze stijging is echter zeer beperkt. Fig. 7.29 geeft de verklaring daarvoor. De verhouding van de axiale bezwijkspanning en de vloedgrens is in het geval zonder inwendige druk reeds hoger dan de eenheid, wat betekent dat het onmogelijk is om een nog veel hogere bezwijkspanning te bekomen door het invoeren van de inwendige druk. Desalniettemin bemoeilijkt de aanwezigheid van inwendige druk de vorming van inwaartse deuken en krijgen we dus initiël een lichte stijging.

In Fig. 7.29 is ook het von Mises vloeicriterium getekend. Op de horizontale en verticale as van de grafiek staan respectievelijk de trekspanning in omtreksrichting en de drukspanning in axiale richting, i.e. de twee spanningen uit de twee-assige spanningstoestand. Dit betekent dat de resultaten onder deze grens van het vloeicriterium zouden moeten gelegen zijn. Dit is



duidelijk niet het geval, maar kan eenvoudig verklaard worden. De uitgezette trekspanning in omtreksrichting is de theoretische waarde, volgend uit de membraantheorie. In de zone net boven het steunpunt, waar initiëel de builen optreden, kan deze trekspanning zich niet volledig ontwikkelen omdat de randvoorwaarden ter plaatse van het steunpunt de verplaatsingen in radiale richting verhinderen. Voor analyses waar het bezwijken gekarakteriseerd wordt door een bezwijken van het type elephant foot, kan gezegd worden dat ter plaatse van de buil de invloed van de randvoorwaarden van het steunpunt niet langer gevoeld worden, maar dan is ter plaatse van de buil de axiale spanning lager dan de waarde ter plaatse van de ondersteuning. Dit verklaart de boven het vloEICriterium gelegen resultaten. Gelijkaardige bevindingen zijn terug te vinden in de literatuur voor onverstijfde cilinders op lokale steunpunten [18].

## 7.6 Invloed imperfectiegrootte en -vorm

Een studie van cilinderschalen uitvoeren zonder de invloed van de vormfouten te onderzoeken is haast ondenkbaar. Zoals in Hoofdstuk 2 wordt uitgelegd, worden deze imperfecties beschouwd als de voornaamste oorzaak voor de vaak waargenomen discrepantie tussen theoretische voorspellingen en experimentele resultaten. Vandaar dat met deze vormfouten dient rekening gehouden te worden indien een ontwerpregel wordt opgesteld voor schaalconstructies.

Dit deel van het onderzoek werd uitgevoerd in samenwerking met ir. Christof Fimmers. In de eerste plaats werd een onderscheid gemaakt tussen vormfouten in de cilinderwand en vormfouten in de langsverstijvers. Wat betreft de vormvolmaaktheden van de cilinderwand, wordt in onderstaande de invloed onderzocht van verschillende soorten imperfecties, met name eigenmodes, werkelijk opgemeten vormfouten en builvoorschriften die in de literatuur terug te vinden zijn<sup>8</sup>. Tot slot wordt de invloed van deze verschillende imperfectievormen vergeleken.

Vooraleer met deze studie begonnen wordt, is in onderstaande een overzicht gegeven van de imperfecties die volgens Eurocode 3 [35] in rekening moeten worden gebracht.

### 7.6.1 Imperfectiegrootte volgens de Eurocode

In [35] worden verschillende manieren overlopen om een schaalconstructie te ontwerpen. Één van de manieren die besproken wordt is het gebruik van een GMNIA analyse bij het ontwerp. Bij een dergelijke analyse dienen natuurlijk

---

<sup>8</sup>Dit onderzoek werd uitgevoerd met het cilindermodel van  $1/8^e$  van de cilinder, behalve indien werkelijke vormfouten in rekening werden gebracht. De overige imperfectievormen zijn symmetrisch en dus is het gereduceerde model terug bruikbaar.

Tabel 7.3: Amplitude van de vormfout volgens EC3 voor de verschillende kwaliteitsklassen

Kwaliteitsklasse	Omschrijving	$\Delta w_{0,eff}$ [mm]	$\Delta w_{0,eff}/t$ [-]
Klasse A	Uitstekend	0,7	1
Klasse B	Hoog	1,12	1,6
Klasse C	Normaal	1,75	2,5

imperfecties in het model te worden ingevoerd. Voor deze imperfecties zijn in [35] een aantal aanbevelingen opgenomen.

Zo wordt vermeld dat in de analyse rekening moet gehouden worden met alle onvolmaaktheden die in de praktijk kunnen voorkomen, bijvoorbeeld ook onvolmaaktheden die niet geometrisch van aard zijn. Dit wordt gedaan door het invoeren van een equivalente geometrische imperfectie in de vorm van een afwijking loodrecht op het middelvlak van de perfecte schaal. Wat de vorm van deze imperfectie betreft, moet deze zodanig gekozen zijn dat hij het meest nadelige effect heeft op het plooigedrag van de schaal. De Eurocode raadt dan ook aan om bijvoorbeeld de vorm van een eigenmode of de bezwijkvorm van een GNA analyse te gebruiken. Voor de amplitude van de vormfout dient rekening gehouden te worden met de kwaliteitsklassen voor de fabricatie zoals gedefinieerd in de Eurocode. Deze bepalen de waarde van de maximale afwijking van de perfecte vorm  $\Delta w_{0,eff}$ . Voor de basiscilinder is de voorgeschreven waarde van  $\Delta w_{0,eff}$  voor de drie kwaliteitsklassen gegeven in Tabel 7.3. Bijkomend dient volgens [35] ook een GMNIA analyse uitgevoerd te worden met een iets kleinere vormfout om te verifiëren of deze waarde geen aanleiding geeft tot een lagere bezwijkbelasting.

Tabel 7.3 leert ons dat cilinders van een *normale* kwaliteitsklasse dienen berekend te worden met een vormfout die een amplitude heeft die 2,5 maal de dikte van de cilinderwand heeft. Dit is reeds een grote vormfout en we zullen in onderstaande telkens rekening houden met een vormfout die minstens deze waarde heeft.

## 7.6.2 Eigenmodes als imperfectievorm

### Eerste vijf eigenmodes

Gezien in de Eurocode wordt aangeraden om een eigenmode als imperfectievorm te implementeren, wordt het onderzoek naar de invloed van de vormfouten gestart met het uitvoeren van een aantal GMNIA analyses met telkens één van de vijf eerste eigenmodes als imperfectievorm. De amplitude van de grootste buil werd gelijk gesteld aan de maximale waarde uit Tabel 7.3. Er werd telkens een berekening gedaan met de grootste buil naar binnen en een

berekening met de grootste buil naar buiten. De resultaten<sup>9</sup> voor beide steunpuntsonderstellingen zijn terug te vinden in Tabel 7.4. In deze tabel werden ook de resultaten van de eigenwaardeberekeningen herhaald<sup>10</sup>, alsook het resultaat van de GMNA analyse. Voor de twee samenhangende GMNIA analyses (buil naar binnen of buil naar buiten) is enkel het resultaat van de analyse met de laagste bezwijkbelasting gegeven.

Op basis van de resultaten in Tabel 7.4 kunnen we reeds enkele conclusies formuleren. De resultaten tonen aan dat de daling van de bezwijkbelasting door het toevoegen van imperfecties met de vorm van de eigenmodes het grootst is bij de onderstelling van soepele steunpunten. Bovendien blijkt bij deze onderstelling de vorm van de imperfectie geen invloed te hebben op de bezwijkvorm. Alle GMNIA analyses leiden tot een bezwijken van het type *Cilinderwand*, hoewel eigenmode drie en vier van het type *Verstijfde zone* zijn. Dit is opmerkelijk daar het bezwijkpatroon van de GMNA analyse van het type *Verstijfde zone* is. De vorm van de imperfectie heeft echter wel invloed op de bezwijkbelasting.

Bij de onderstelling van rigide steunpunten is het bezwijkpatroon voor de eerste vier GMNIA analyses gelijkaardig aan de vorm van de toegevoegde imperfectie. Enkel bij het invoeren van een vormonvolmaaktheid met de vorm van eigenmode vijf, treedt de buil bij de GMNIA analyse op een andere plaats op.

Merk op dat bij beide onderstellingen de eerste eigenmode niet de gevaarlijkste vormafwijking is. Bij de onderstelling van rigide steunpunten leidt het invoeren van een imperfectie met de vorm van eigenmode drie (type *Cilinderwand*) tot de grootste daling van de bezwijkbelasting ten opzichte van de GMNA analyse (ongeveer 20%). Voor de onderstelling van soepele steunpunten leidt het invoeren van een imperfectie met de vorm van de vijfde eigenmode tot de grootste daling, welke ditmaal ongeveer 30% bedraagt.

Merk ook op dat deze identificatie van de gevaarlijkste vormonvolmaaktheden enkel geldig is voor de aangenomen grootte van de vormfout. Bij andere waarden van de amplitude van de vormfout kunnen andere vormonvolmaaktheden nadeliger zijn. Eveneens is deze conclusie enkel geldig voor deze afmetingen en eigenschappen van cilinder en verstijvers.

### Invloed van de imperfectiegrootte

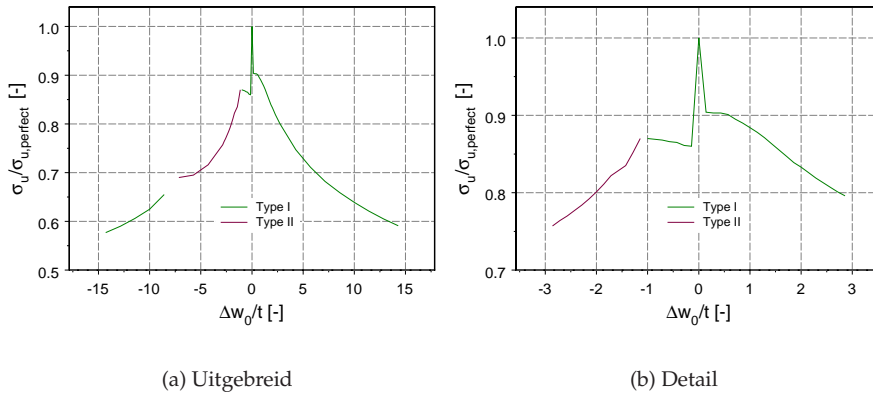
Voorgaande studie toonde aan dat bij een amplitude van 1,75 mm de gevaarlijkste eigenmodes bij een GMNIA analyse de derde en de vijfde eigenmode waren bij respectievelijk rigide en soepele steunpunten. In dit lid zullen we onderzoeken wat voor deze vormfouten de invloed is van de amplitude van

<sup>9</sup>Deze resultaten werden bekomen voor cilinders met de afmetingen van de basiscilinder, maar met een uniforme vloeigrens van 235 MPa.

<sup>10</sup>Voor de precieze vorm van de eigenmodes verwijzen we terug naar Bijlage D, meer bepaald Fig. D.1 – Fig. D.10.

Tabel 7.4: Resultaten van GMNIA analyses met een eigenmode als imperfectievorm en 1,75 mm als imperfectiegrootte

Type Analyse	Rigide Steunpunten			Soepele Steunpunten		
	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	Bezwijkvorm	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	Bezwijkvorm
Eigenwaarde 1	188,19	(1,73)	Verstijfde zone	204,11	(1,87)	Cilinderwand
Eigenwaarde 2	190,63	(1,75)	Verstijfde zone	207,74	(1,91)	Cilinderwand
Eigenwaarde 3	195,83	(1,80)	Cilinderwand	222,27	(2,04)	Verstijfde zone
Eigenwaarde 4	197,89	(1,81)	Cilinderwand	222,38	(2,04)	Verstijfde zone
Eigenwaarde 5	211,51	(1,94)	Verstijfde zone	223,27	(2,05)	Cilinderwand
GMNA	110,8	1,02	Cilinderwand	111,7	1,02	Verstijfde zone
GMNIA						
Eigenmode 1	98,7	0,91	Verstijfde zone	88,9	0,82	Cilinderwand
Eigenmode 2	98,5	0,90	Verstijfde zone	87,6	0,80	Cilinderwand
Eigenmode 3	85,7	0,79	Cilinderwand	81,9	0,75	Cilinderwand
Eigenmode 4	91,6	0,84	Cilinderwand	81,9	0,75	Cilinderwand
Eigenmode 5	94,1	0,86	Cilinderwand	78,9	0,72	Cilinderwand



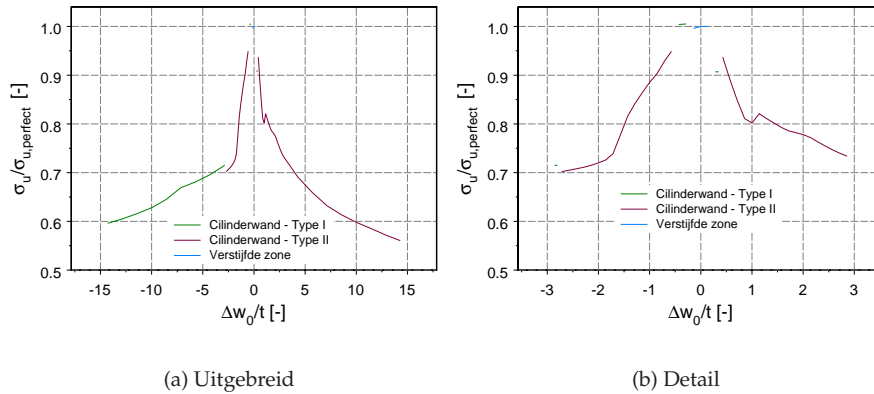
Figuur 7.30: De invloed van een buil in de vorm van de derde eigenmode op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten.

de vormfout. Voor we dit echter in detail bestuderen, grijpen we terug naar Tabel 6.3. In deze tabel zijn de resultaten van GMNIA analyses met de vijf eigenmodes terug te vinden voor een imperfectiegrootte van 3 mm. Deze analyses werden uitgevoerd op cilinders met de afmetingen van de basiscilinder maar met een uniforme vloeigrens van 235 MPa. Vergelijking van Tabel 7.4 en Tabel 6.3 leert ons dat een toename van de vormfoutamplitude de bezwijkbelasting doet dalen, maar dat de conclusies uit vorig lid betreffende de bezwijkvorm en gevaarlijkste imperfectievorm behouden blijven.

Voor een imperfectie met de vorm van de derde en de vijfde eigenmode voor respectievelijk rigide en soepele steunpunten, werd de invloed van de grootte van de imperfectie in detail bestudeerd. De resultaten zijn weergegeven in Fig. 7.30 en Fig. 7.31. Bespreken we eerst de invloed van de grootte van de imperfectie met de vorm van de derde eigenmode bij de onderstelling van rigide steunpunten. De relatieve amplitude van de vormfout  $\Delta w_0/t$  werd gevarieerd tussen  $-15$  en  $15$ . In Fig. 7.30(b) wordt een detail gegeven van het interval dat volgens de Eurocode relevant is, i.e. het interval  $[-2,5; 2,5]$ .

Grijpen we eerst terug naar de vorm van de derde eigenmode (zie Fig. D.3). Het vervormingspatroon is gekenmerkt door een reeks builen boven de bovenring. In Fig. D.3 is de eerste buil inwaarts gericht. Deze situatie stemt overeen met een positieve waarde van  $\Delta w_0/t$ . Voor negatieve waarden is de uitwijking van de eerste buil naar buiten gericht.

Met dit builenpatroon in gedachten, kunnen we Fig. 7.30 bestuderen. Fig. 7.30(a) geeft aan dat een ruim interval de vormonvolmaaktheid aanleiding geeft tot slechts twee types bezwijkpatronen. Beide bezwijkpatronen zijn van de vorm *Cilinderwand*. Bij het eerste type treedt evenwel een secundaire buil op tussen de ringverstijvers, terwijl type II een secundaire buil boven de bo-



Figuur 7.31: De invloed van een buil in de vorm van de vijfde eigenmode op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten.

venring heeft.

Fig. 7.30(b) toont het volgens EC3 relevante interval. Het is duidelijk dat de grootste val in de bezwijkspanning optreedt wanneer de eerste buil – net boven de bovenring – in de vormonvolmaaktheid naar buiten is gericht. De tweede buil is dan naar binnen gericht en deze is gelegen op de hoogte waar het builenpatroon ontstaat bij de GMNA analyse. De daling van de bezwijkspanning kan hier dus oplopen tot ongeveer 25%.

Voor soepele steunpunten werd de invloed van de vijfde eigenmode onderzocht. Deze eigenmode is weergegeven in Fig. D.10. Het is duidelijk dat dit reeds een complex builenpatroon is. Deze vorm stemt overeen met positieve waarden van  $\Delta w_0/t$ . De invloed van  $\Delta w_0/t$  op de bezwijkspanning en het bijhorend bezwijkpatroon is gegeven in Fig. 7.31. Net als in Fig. 7.30 is eerst de invloed gegeven voor een voldoende ruim interval (Fig. 7.31(a)). Daarnaast is een detail gegeven van het volgens EC3 te onderzoeken interval. De curve in Fig. 7.31(a) is opgebouwd uit een aantal stukken, waarbij elk stuk correspondeert met een (iets) verschillend bezwijkpatroon. In totaal zijn er zes stukken. We overlopen ze van links naar rechts. Voor grote negatieve waarden van  $\Delta w_0/t$  treedt de buil op boven de bovenring, gevolgd door een buil tussen de twee ringverstijvers (bezwijken van de vorm *Cilinderwand*, Type I). Bij iets kleinere negatieve waarden wijzigt dit builenpatroon naar een bezwijken boven de bovenring, gevolgd door een secundaire buil boven de bovenring (bezwijken van de vorm *Cilinderwand*, Type II). In de buurt van de perfecte cilinder zijn meerdere bezwijkpatronen mogelijk. Bij zeer kleine negatieve waarden van  $\Delta w_0/t$  krijgen we terug bezwijken van de vorm *Cilinderwand*, Type I. Dit wordt gevolgd door het bezwijkpatroon dat ook optreedt voor de perfecte cilinder, i.e. bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Zeer kleine positieve waarden van  $\Delta w_0/t$  leveren terug een bezwijken van de vorm

*Cilinderwand*, Type I. Tot slot krijgen we voor grotere positieve waarden van  $\Delta w_0/t$  een bezwijken van de vorm *Cilinderwand*, Type II.

Fig. 7.31(b) geeft een detail van deze curve en toont aan dat met de toegelaten imperfectiegroottes van de Eurocode met deze imperfectievorm een maximale daling van ongeveer 30% te vreezen is.

### Invloed van de imperfectiegrootte bij gedifferentieerde vloeigrenzen

In voorgaande werd de invloed van de vorm en grootte van de imperfecties onderzocht voor cilinders met de afmetingen van de basiscilinder, maar met materiaal met een vloeigrens van 235 MPa voor alle onderdelen. In dit lid wordt de invloed van de imperfectiegrootte onderzocht voor cilinders met de afmetingen van de basiscilinder en met materiaal gekenmerkt door een vloeigrens van 170 MPa voor de plaat van 0,7 mm en van 215 MPa voor de plaat van 1,5 mm.

Vooraleer overgegaan wordt tot de bestudering van de imperfectiegrootte verwijzen we naar Tabel 7.5. In deze tabel zijn de resultaten opgenomen van gelijkaardige GMNIA analyses als uit Tabel 6.3, dus ook met een imperfectiegrootte van 3 mm, maar ditmaal voor de gedifferentieerde vloeigrenzen. De conclusies die in vorig lid werden getrokken betreffende de bezwijkpatronen blijven behouden. Wat de gevaarlijkste imperfectievorm betreft, blijkt bij rigide steunpunten eigenmode drie terug het nadeligst te zijn, terwijl bij soepele steunpunten het niet langer de vijfde eigenmode is, maar ook de derde.

Desondanks wordt bij dit cilindermodel de invloed van de imperfectiegrootte onderzocht met de vierde eigenmode als vormfout, en dit enkel voor het model met rigide steunpunten. De relatieve imperfectiegrootte  $\Delta w_0/t$  wordt gevarieerd tussen  $-15$  en  $15$ . De resultaten van de GMNIA analyse zijn grafisch weergegeven in Fig. 7.32. Deze resultaten vormen in de grafiek een curve die opgebouwd is uit acht stukken. Met elk stuk correspondeert een (iets) verschillend bezwijkpatroon. Alle bezwijkpatronen zijn echter van het type *Cilinderwand*, net als de vierde eigenmode.

Bij de aansluiting van sommige stukken in de grafiek is evenwel iets vreemds aan de hand. Hoewel de grootte van de vormfout toeneemt, kan toch een stijging van de bezwijkspanning optreden. Blijkbaar treedt tussen de naburige bezwijkvormen een soort interactie op bij bepaalde waarden van de imperfectiegrootte en doet deze interactie de bezwijkspanning stijgen.

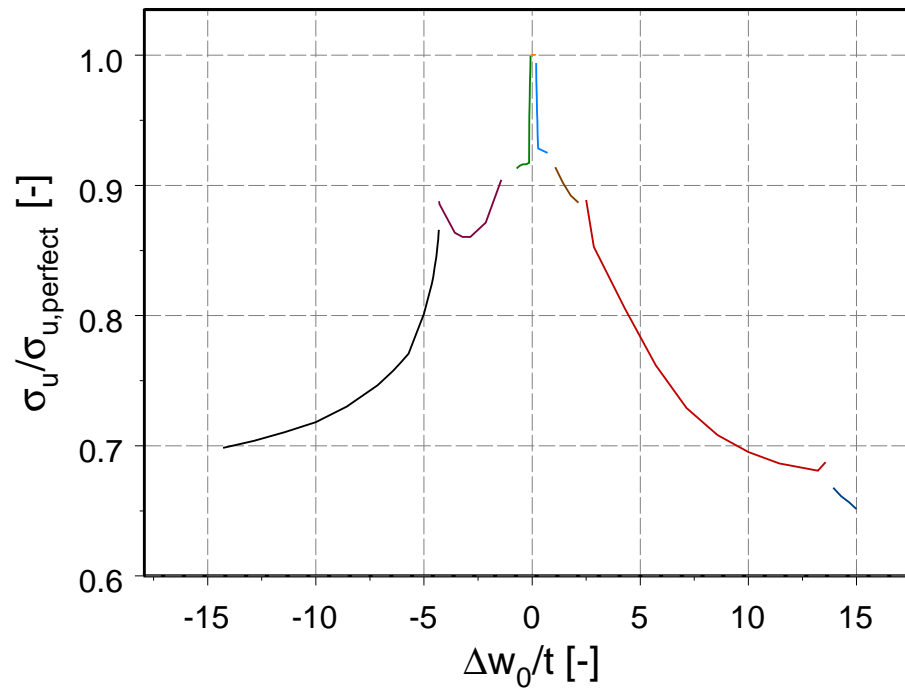
### 7.6.3 Opgemeten cilinder als imperfectievorm

Hoewel de Eurocode aanraadt om eigenmodes te gebruiken als imperfectievorm, werden ook nog een aantal andere vormonvolmaaktheden onderzocht. De meest voor de hand liggende onvolmaaktheid is de vorm van de cilinder die werd opgemeten voor elk experiment. Met deze opgemeten vorm werd een GMNIA analyse uitgevoerd, één met ideaal elastisch-plastisch materiaal-

Tabel 7.5: Resultaten van GMNIA analyses met een eigenmode als imperfectievorm en 3 mm als imperfectiegrootte bij vloei-  
grenzen corresponderend met de cilinderproeven.

Type Analyse	Rigide Steunpunten		Soepele Steunpunten	
	$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm	$F_u$ [kN]	Bezwijkvorm
Eigenwaarde 1	188,19	Verstijfde zone	204,11	Cilinderwand
Eigenwaarde 2	190,63	Verstijfde zone	207,74	Cilinderwand
Eigenwaarde 3	195,83	Cilinderwand	222,27	Verstijfde zone
Eigenwaarde 4	197,89	Cilinderwand	222,38	Verstijfde zone
Eigenwaarde 5	211,51	Verstijfde zone	223,27	Cilinderwand
GMNA	91,6	Verstijfde zone	88,8	Verstijfde zone
GMNIA				
Eigenmode 1	78,3	Verstijfde zone	70,7	Cilinderwand
Eigenmode 2	78,1	Verstijfde zone	74,8	Cilinderwand
Eigenmode 3	69,8	Cilinderwand	66,6	Cilinderwand
Eigenmode 4	73,9	Cilinderwand	67,5	Cilinderwand
Eigenmode 5	77,5	Cilinderwand	67,1	Cilinderwand





Figuur 7.32: Invloed van de imperfectiegrootte op de bezwijkbelasting bij een imperfectie met de vorm van de vierde eigenmode en bij vloeigrenzen corresponderend met de cilinderproeven voor de onderstelling van rigide steunpunten.

Tabel 7.6: Resultaten voor de GMNIA analyses van de halve cilinders met werkelijke imperfecties

Proef	GMNA	GMNIA	
		Ideaal elastisch-plastisch	Werkelijk materiaal
5 $F_u$ [kN]	110,8	87,5	82,0
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand
6 $F_u$ [kN]	50,8	44,3	45,0
Bezwijkpatroon	Verstijfde zone	Cilinderwand	Cilinderwand
7 $F_u$ [kN]	53,6	49,8	51,1
Bezwijkpatroon	Verstijfde zone	Verstijfde zone	Verstijfde zone
8 $F_u$ [kN]	99,9	85,1	82,8
Bezwijkpatroon	Cilinderwand	Cilinderwand	Cilinderwand

gedrag en één met werkelijk materiaalgedrag. Deze analyses werden reeds in vorig hoofdstuk besproken, maar worden hier kort herhaald in Tabel 7.6.

**Proef 5** De vormonvolmaaktheden zoals opgemeten voor deze cilinder zijn weergegeven in Fig. 4.11. De afwijkingen van de nominale straal situeren zich in het interval  $[-2,38; 3,96]$  mm. Deze afwijkingen zijn volgens de kwaliteitsklassen van de Eurocode zeer groot. Een GMNIA analyse met deze vormafwijkingen zorgt dan ook voor een flinke daling van de bezwijkbelasting, met name een daling van 21% indien gewerkt wordt met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag. Indien werkelijk materiaalgedrag aangenomen wordt, dan is de daling zelfs 26%<sup>11</sup>.

**Proef 6** Voor deze cilinderproef is de opmeting van de vorm gegeven in Fig. 4.14. De afwijkingen van de nominale straal waren hier nog groter en zijn gelegen in het interval  $[-2,70; 8,92]$  mm. Uit Tabel 7.6 blijkt dat een GMNIA analyse met ideaal elastisch-plastisch materiaal aanleiding geeft tot een daling van de bezwijkbelasting met 13%. Werkelijk materiaalgedrag doet de bezwijkbelasting terug iets stijgen, maar de daling ten opzichte van de GMNA analyse blijft 11,5%.

**Proef 7** Fig. 4.17 toont de vorm van de cilinder die voor deze proef werd gebruikt. De vormafwijkingen zijn gelegen in het interval  $[-3,04; 3,97]$  mm. Tabel 7.6 toont aan dat deze imperfectievorm aanleiding geeft tot een daling van de bezwijkbelasting van slechts 7% indien ideaal elastisch-plastisch wordt

<sup>11</sup>Deze grotere daling is nu niet enkel veroorzaakt door de geometrische onvolmaaktheden, maar ook door afwijkingen van het materiaalgedrag ten opzichte van het ideale gedrag. Dit laatste kan ook als een imperfectie beschouwd worden.

aangenomen. Werkelijk materiaalgedrag leidt tot een nog kleinere daling, namelijk 4,5%.

**Proef 8** Tot slot is de vorm van de cilinder voor Proef 8 gegeven in Fig. 4.20. Hier zijn de afwijkingen van de nominale straal gelegen in het interval  $[-4,07; 4,57]$  mm. Numerieke analyses met deze imperfecties geven voor ideaal elastisch-plastisch materiaal aanleiding tot een daling van de bezwijkbelasting met 15%. Werkelijk materiaalgedrag doet de daling stijgen tot 17%.

Het blijkt dus dat met vormafwijkingen die niet noodzakelijk een zeer nadelige vorm bezitten een redelijke daling van de bezwijkbelasting kan bekomen worden. Dit wordt natuurlijk deels veroorzaakt door de relatief grote waarden van de afwijkingen. Het is natuurlijk de vraag of de opgemeten vormafwijkingen van een cilinder vervaardigd op schaal en in laboratoriumomstandigheden qua grootte en vorm representatief zijn voor de vormafwijkingen van industrieel vervaardigde silo's.

#### 7.6.4 Buil van Li als imperfectievorm

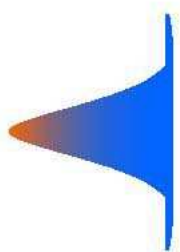
Behalve eigenmodes en opgemeten vormonvolmaaktheden, wordt in de literatuur regelmatig gebruik gemaakt van builpatronen die kunnen beschreven worden door wiskundige uitdrukkingen. In het doctoraat van H. Li [28] wordt een dergelijke buil gebruikt. Deze buil is axiaalsymmetrisch en weerspiegelt een lokale imperfectie ten gevolge van een las in omtreksrichting.

Het wiskundige voorschrift van deze buil in de cilinderwand wordt in onderstaande in aangepaste vorm angewend om een lokale buil te definiëren. De door ons gedefinieerde buil is echter niet langer axiaalsymmetrisch. Gelijke afwijkingen van de nominale straal zijn ditmaal gelegen op een cirkel met oorsprong op een straal door het punt met de maximale afwijking. Het bijhorend wiskundige voorschrift voor de buil wordt dan:

$$\Delta w = \Delta w_0 e^{-\frac{\pi r_0}{\lambda}} \left[ \sin\left(\frac{\pi r_0}{\lambda}\right) + \cos\left(\frac{\pi r_0}{\lambda}\right) \right]. \quad (7.1)$$

Hierin stelt  $\Delta w$  de afwijking van de nominale straal voor in een punt gelegen op een afstand  $r_0$  van het centrum van de buil. De afwijking  $\Delta w_0$  is de maximale afwijking van de nominale straal en is aanwezig in het centrum van de buil. De parameter  $\lambda$  staat voor de halve golflengte van de cilinder voor meridionale buiging en is ongeveer gelijk aan  $2,44\sqrt{rt}$  [28]. Dit alles levert een buil op met een vorm als voorgesteld in Fig. 7.33.

Deze buil wordt in onderstaande toegepast op de verstijfde cilinders op lokale steunpunten. Meerdere posities van de buil worden onderzocht. De hoogtepositie van het centrum van de buil wordt gevarieerd tussen 50 en 600 mm voor beide steunpuntsonderstellingen. Merk wel op dat het centrum van



Figuur 7.33: De vorm van de buil van Li.

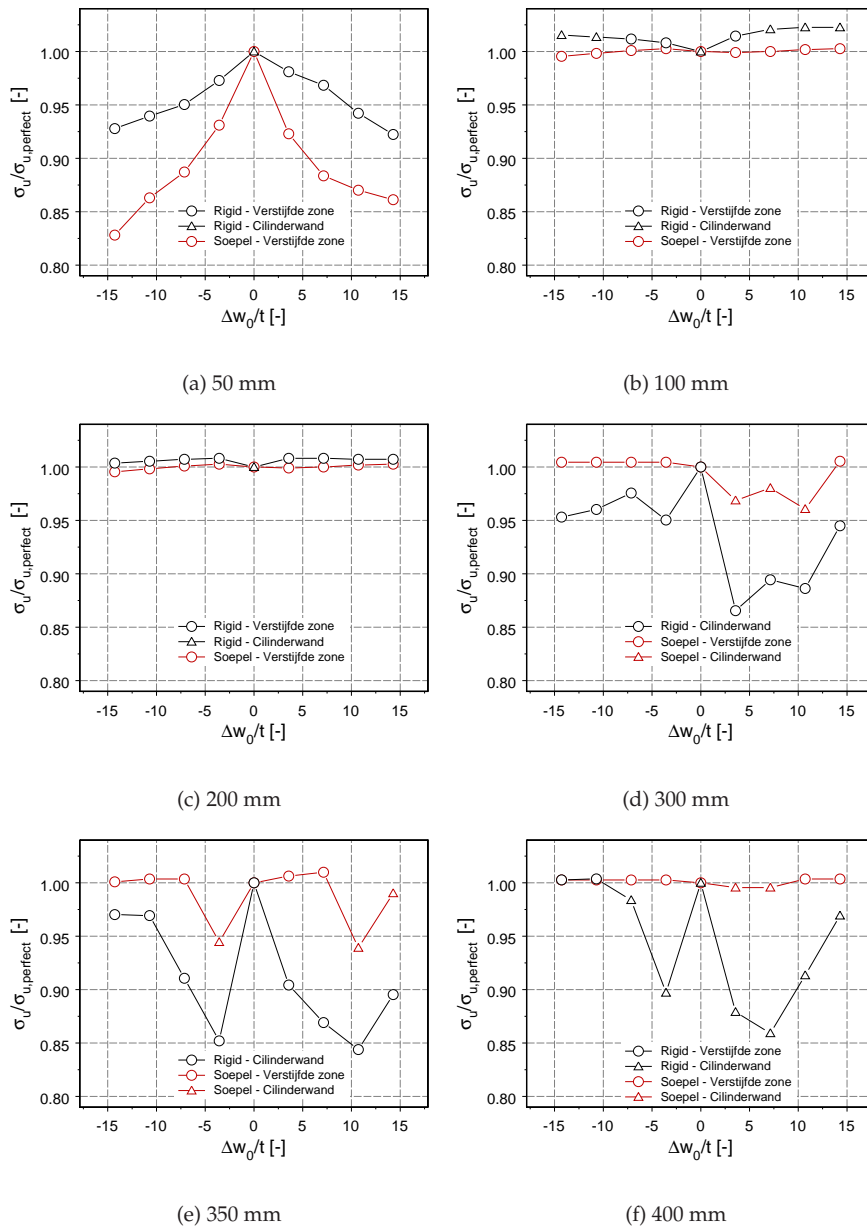
de buil telkens op de verticale symmetrieas door het midden van het steunpunt is gelegen. De resultaten zijn gegeven in Fig. 7.34 en Fig. 7.35.

Zoals verwacht zijn er twee nadelige posities voor deze buil. De eerste positie is net boven het steunpunt op hoogte 50 mm. De tweede positie is gelegen boven de bovenring (hoogte 300 - 400 mm). Bij andere hoogtes is de invloed van de buil gering tot nihil.

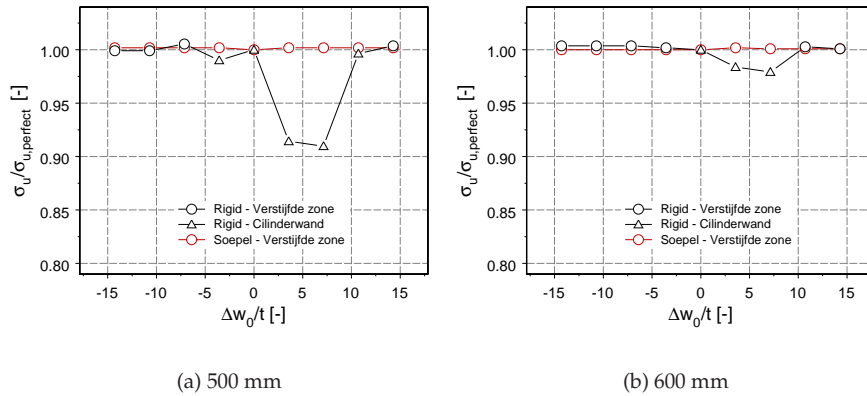
Voor de onderstelling van rigide steunpunten – waar het bezwijken van het type *Cilinderwand* is voor een GMNA analyse – leidt een hoogte van 350 mm tot de grootste daling van de bezwijkbelasting. Bij de onderstelling van soepele steunpunten – waar het bezwijken van het type *Verstijfde zone* is voor een GMNA analyse – treedt deze grootste daling op bij een hoogte van 50 mm. We zullen deze twee gevallen wat meer in detail bestuderen.

Laat ons beginnen met een buil op een hoogte van 350 mm bij de onderstelling van rigide steunpunten. In Fig. 7.34(e) zijn de resultaten van GMNIA analyses gegeven waarbij de grootte van de vormfout  $\Delta w_0/t$  varieert tussen  $-15$  en  $15$ . Uit de legende blijkt dat een buil in de onverstijfde zone altijd aanleiding geeft tot een bezwijken van het type *Cilinderwand* voor rigide steunpunten. Voor een naar binnen gerichte buil ( $\Delta w/t < 0$ ) treedt bij een relatief kleine vormfout reeds een grote daling van de bezwijkbelasting op. Verdere toename van de buil doet de bezwijkbelasting terug stijgen. Een naar buiten gerichte buil zorgt voor de grootste daling, maar deze treedt pas op bij grotere amplitudes van de vormfout. Bij zeer grote waarden echter stijgt de bezwijkbelasting terug.

Deze beschreven dalingen treden in Fig. 7.34(e) echter op buiten het door EC3 aangeduide relevante interval. Daarom is in Fig. 7.36 een detail gegeven van de invloed van de imperfectiegrootte op de bezwijkbelasting, zodat het relevante interval kan bestudeerd worden. In Fig. 7.36 is terug een curve gegeven die opgebouwd is uit drie stukken. Met elk stuk correspondeert een (licht) verschillend bezwijkpatroon. Het bezwijkpatroon is evenwel telkens van het type *Cilinderwand*. Indien we beginnen met negatieve waarden van



Figuur 7.34: De invloed van een Li-buil op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen voor verschillende axiale posities van de buil – Deel 1.



Figuur 7.35: De invloed van een Li-buil op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen voor verschillende axiale posities van de buil – Deel 2.

de vormfoutamplitude (met andere woorden een naar binnen gerichte buil), dan merken we op dat dit aanleiding geeft tot de grootste daling van de bezwijkbelasting in dit interval. Het bezwijkpatroon is gekenmerkt door een naar binnen gerichte buil ter plaatse van de vormfout.

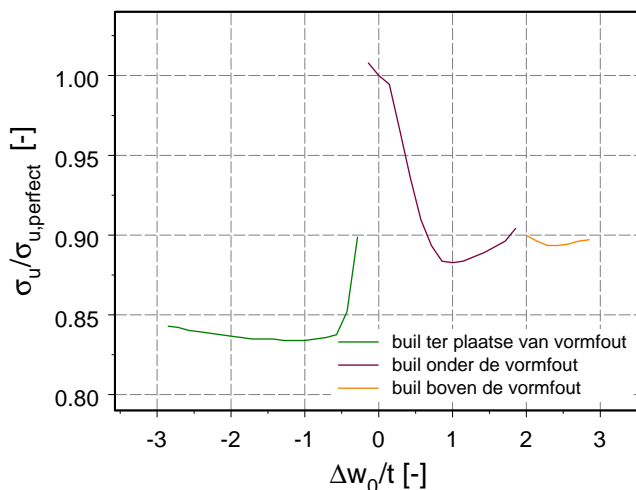
Het tweede stuk van de curve start bij zeer kleine naar binnen gerichte vormfouten en gaat verder tot relatief grote naar buiten gerichte vormfouten. Met dit stuk correspondeert een bezwijken van de onverstijfde cilinderwand in de zone tussen de vormfout en de bovenring, i.e. in de zone waar de buil optreedt voor de perfecte cilinder. Dit patroon is gekenmerkt door een naar binnen gerichte buil, welke blijkbaar makkelijker optreedt door de boven gelegen naar buiten gerichte vormfout. Dit verklaart de daling van de bezwijklast.

Aan het einde van dit tweede stuk krijgen we terug een stijging naar de overgang van het derde stuk. Bij dit derde stuk is de amplitude van de vormfout reeds groot en is het bezwijkpatroon ditmaal gekenmerkt door een naar binnen gerichte buil die optreedt boven de vormfout.

Al bij al kunnen we zeggen dat de maximale daling bij deze positie van de vormfout voor rigide ondersteuningën ongeveer 17% bedraagt en optreedt bij een naar binnen gerichte buil.

Bekijken we nu de situatie voor de onderstelling van soepele steunpunten en een buil op hoogte 50 mm. In Fig. 7.34(a) zijn de resultaten gegeven van GMNIA analyses met relatief grote imperfecties. Alle bezwijkpatronen zijn van het type *Verstijfde zone*. Fig. 7.34(a) toont ook aan dat globaal gezien een toename van de vormfoutamplitude steeds een daling van de bezwijkspanning oplevert.

Ook voor deze imperfectievorm is het interval  $[-2,5; 2,5]$  voor  $\Delta w_0/t$  in



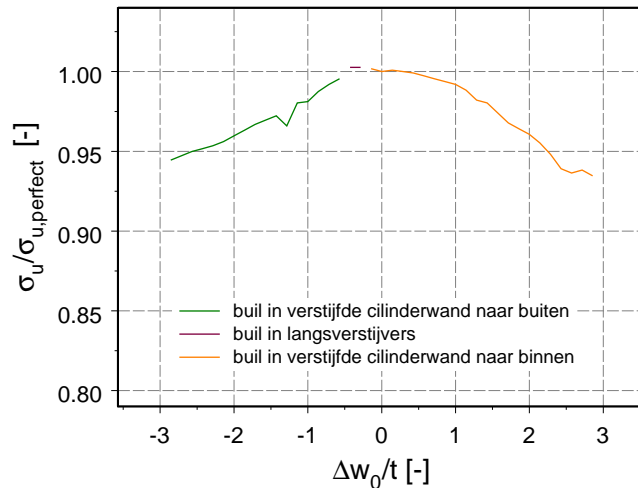
Figuur 7.36: De invloed van de imperfectiegrootte in het volgens EC3 relevante interval voor een Li-buil op 350 mm hoogte bij de onderstelling van rigide steunpunten.

detail bestudeerd. De resultaten zijn gegeven in Fig. 7.37. De curve is opnieuw stuksgewijs opgebouwd. Voor grote negatieve waarden van  $\Delta w_0/t$  – een naar binnen gerichte buil – treedt een bezwijken op in de verstijfde cilinderwand. Het builpatroon is gekenmerkt door een naar buiten gerichte buil gelegen onder de vormfout. Voor zeer kleine negatieve vormfouten is het bezwijken ook van het type *Verstijfde zone*, maar treden de builen niet op in de verstijfde cilinderwand, maar in de langsverstijvers zelf. Tot slot geven positieve  $\Delta w_0/t$  waarden terug builen in de verstijfde cilinderwand. Deze builen zijn naar binnen gericht en gelegen onder de vormfout.

Fig. 7.37 toont ook aan dat de grootste daling van de bezwijkspanning in dit interval optreedt voor een naar buiten gerichte buil en dat deze daling ongeveer 7% bedraagt.

We kunnen het wiskundige voorschrift (7.1) nu ook aanpassen zodat de imperfectie de vorm aanneemt van een bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand*. Dit doen we door er voor te zorgen dat gelijke afwijkingen ditmaal gelegen zijn op een ellips met het snijpunt van de symmetrieassen op een straal door het punt met de maximale afwijking in plaats van op een cirkel. De lengte van de buil in axiale richting is terug gelijk aan  $\lambda = 2,44\sqrt{rt} = 38,19$  mm. In omtreksrichting is de buil dubbel zo lang, i.e. 76,38 mm. Deze verhouding volgt uit waarnemingen van builenpatronen van GMNA analyses.

Met een dergelijke ellipsvormige buil worden twee situaties onderzocht:

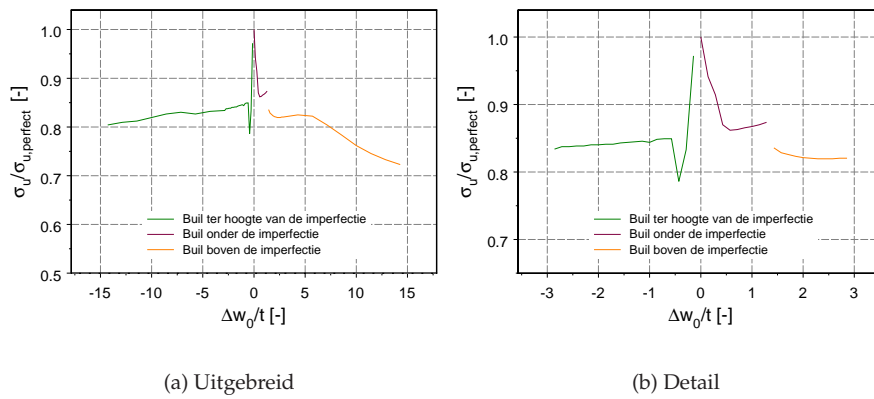


Figuur 7.37: De invloed van de imperfectiegrootte in het volgens EC3 relevante interval voor een Li-buil op 50 mm hoogte bij de onderstelling van soepele steunpunten.

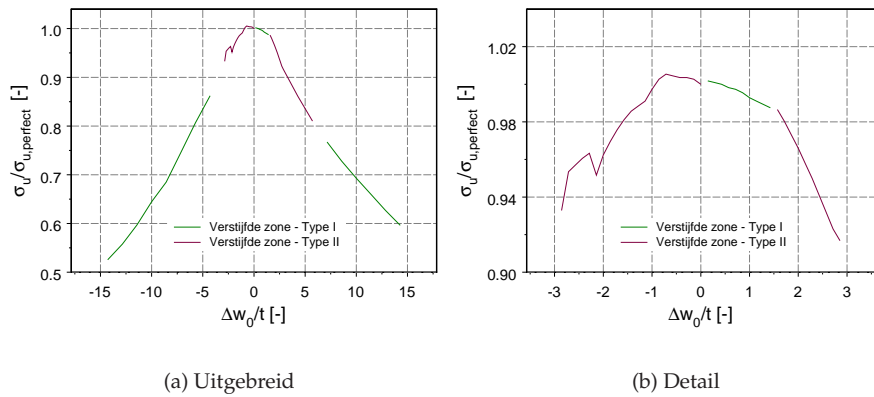
een buil op hoogte 350 mm bij de onderstelling van rigide steunpunten en een buil op hoogte 50 mm bij de onderstelling van soepele steunpunten. We bespreken eerst de resultaten voor de rigide steunpunten, zoals gegeven in Fig. 7.38. Variatie van de maximale uitwijking  $\Delta w_0/t$  zorgt voor het optreden van drie verschillende bezwijkpatronen. Alle patronen zijn evenwel van het type *Cilinderwand*. Negatieve waarden van  $\Delta w_0/t$  – een naar binnen gerichte vormfout – zorgen voor een bezwijken in de vorm van een naar binnen gerichte buil ter hoogte van de imperfectie. Positieve  $\Delta w_0/t$  waarden zorgen ook voor een naar binnen gerichte bezwijkbuil, ditmaal onder of boven de naar buiten gerichte vormfout. Fig. 7.38(b) geeft een detail van het interval  $[-2,5; 2,5]$ . Deze figuur toont aan dat in dit interval de grootste daling in de bezwijkspanning optreedt voor een negatieve  $\Delta w_0/t$  waarde, namelijk ongeveer 21%.

Fig. 7.39 geeft de resultaten voor een elliptische buil op hoogte 50 mm bij de onderstelling van soepele steunpunten. Alle bezwijkpatronen zijn van het type *Verstijfde zone*. Twee varianten wisselen elkaar af: builen in de langsverstijver (Type I) en builen in de verstijfde cilinderwand (Type II). Fig. 7.39(b) toont opnieuw het volgens EC3 relevante interval en ditmaal blijkt een naar buiten gerichte geometrische imperfectie van deze vorm een maximale daling van de bezwijkspanning van ongeveer 8% te veroorzaken.

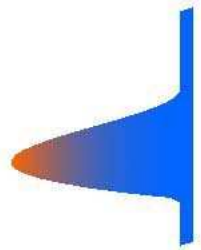




Figuur 7.38: De invloed van een ellipsvormige Li-buil op hoogte van 350 mm voor rigide steunpunten.



Figuur 7.39: De invloed van een ellipsvormige Li-buil op hoogte van 50 mm voor soepele steunpunten.



Figuur 7.40: De vorm van de buil van Guggenberger.

### 7.6.5 Buil van Guggenberger als imperfectievorm

Aan de Technische Universiteit van Graz werd voor lokaal ondersteunde cilinders ook een lokale imperfectievorm ontwikkeld die we in onderstaande voor de eenvoud de buil van Guggenberger zullen noemen. Deze buil is een lokale bi-kubische spline die vergelijkbaar is met het bezwijkpatroon van de perfecte elastische lokaal ondersteunde cilinder (onverstijfd). De wiskundige formulering van de buil is in [13] gegeven. Aangepast aan onze notaties wordt deze uitdrukking:

$$\Delta w = \Delta w_0 h_1(\xi) h_2(\eta). \quad (7.2)$$

Hierin zijn  $h_1$  en  $h_2$  een soort vormfuncties die de vorm van de buil bepalen in respectievelijk omtreksrichting en axiale richting. Ze zijn gegeven als:

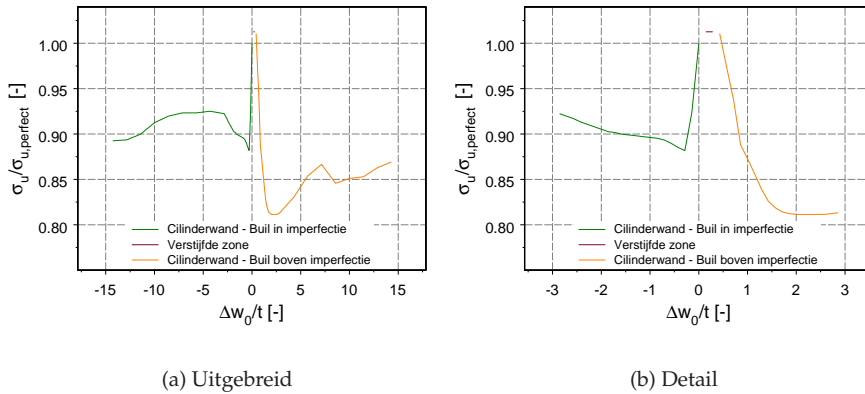
$$h_1(\xi) = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 \quad (7.3)$$

$$h_2(\eta) = (\eta - 2\eta^2 + \eta^3) \cdot \frac{27}{4} \quad (7.4)$$

De factor  $27/4$  werd door ons toegevoegd om als maximale imperfectiegrootte  $\Delta w_0$  te bekomen.

Naast de vorm van de buil en de maximale uitwijking dient dan ook nog de uitgestrektheid van de buil gedefinieerd te worden. In [13] wordt de lengte van de buil in axiale richting gelijk aan  $4\sqrt{rt}$  genomen. In omtreksrichting wordt deze lengte gehalveerd. Voor onze cilinders is  $4\sqrt{rt} = 62,61$  mm. Vandaar dat we in onderstaande werken met een lengte in axiale richting gelijk aan 70 mm en in omtreksrichting gelijk aan 35 mm. De buil is grafisch voorgesteld in Fig. 7.40. Indien we deze buil vergelijken met deze uit Fig. 7.33, dan merken we op dat er ditmaal geen horizontale symmetrieas te bespeuren valt.

Met de hiervoor beschreven buil werd een parameterstudie uitgevoerd. Voor beide steunpuntsmodelleringen werden twee posities van de buil be-

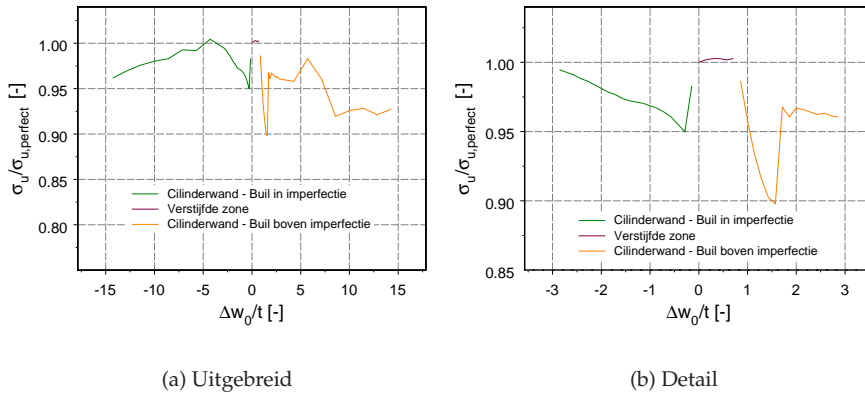


Figuur 7.41: De invloed van een Guggenberger-buil bovenaan op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten.

schouwd, i.e. een buil net boven het steunpunt en een buil net boven de bovenring. Bijkomend werd voor deze twee posities de invloed van de grootte van de vormfout onderzocht.

Laat ons eerst het geval bestuderen waarbij de buil geplaatst wordt in de onverstijfde cilinderwand, net boven de bovenring en dit voor de onderstelling van rigide steunpunten. De invloed van de imperfectiegrootte  $\Delta w_0 / t$  werd onderzocht en de resultaten zijn gegeven in Fig. 7.41. Voor het ruime interval  $[-15; 15]$  zijn de resultaten gegeven in Fig. 7.41(a). Uit deze figuur volgt dat een wijziging van de grootte van een dergelijke buil drie mogelijke bezwijkpatronen kan veroorzaken. Voor een naar binnen gerichte buil treedt een bezwijken op van het type *Cilinderwand*, waarbij de buil gepositioneerd is in de vormfout. Kleine naar buiten gerichte vormfouten veroorzaken een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Neemt de grootte van de vormfout terug toe, dan krijgen we terug een bezwijken van het type *Cilinderwand*, maar ditmaal treedt de buil op boven de vormfout. In Fig. 7.41(b) is het volgens EC3 relevante interval gegeven. Uit deze figuur blijkt dat in dit interval de grootste daling van de bezwijkspanning optreedt voor een naar buiten gerichte vormfout en dat deze daling ongeveer 19% bedraagt.

Indien deze vormfout boven de bovenring optreedt bij de onderstelling van soepele steunpunten, krijgen we de resultaten als gegeven in Fig. 7.42. Uit Fig. 7.42(a) blijkt dat het verband tussen de bezwijkspanning en de imperfectiegrootte zeer grillig is. Nochtans krijgen we terug slechts drie mogelijke bezwijkpatronen. Een naar binnen gerichte imperfectie geeft aanleiding tot een bezwijken van het type *Cilinderwand* met de buil in de vormfout. Kleine naar buiten gerichte imperfecties doen de cilinderschaal terug onderaan bezwijken. Grotere waarden geven aanleiding tot een bezwijken van het type *Cilinderwand*, maar ditmaal met de buil boven de imperfectie. Ook voor de

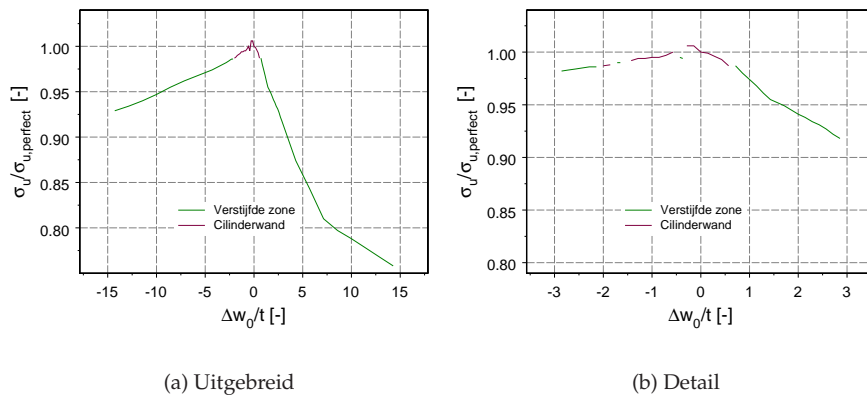


Figuur 7.42: De invloed van een Guggenberger-buil bovenaan op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten.

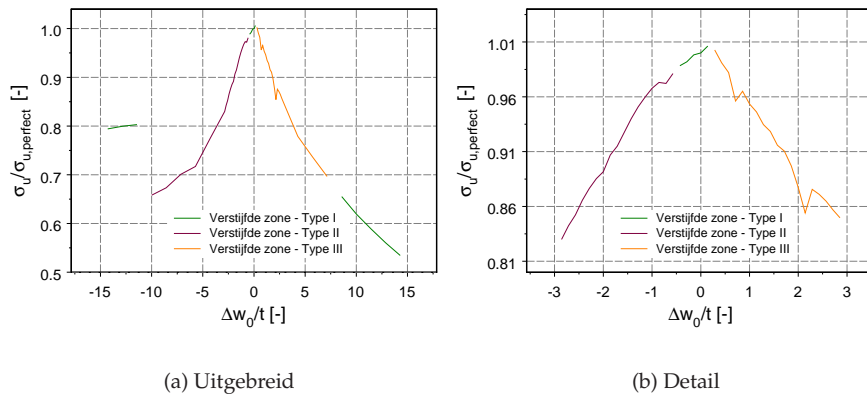
onderstelling van soepele steunpunten is een detail gegeven van het volgens EC3 relevante interval (Fig. 7.42(b)) en opnieuw blijkt dat een naar buiten gerichte vormfout aanleiding geeft tot de grootste daling van de bezwijkspanning, welke ditmaal slechts 10% bedraagt.

Wanneer de vormfout in de cilinderwand net boven het steunpunt wordt geplaatst, dan krijgen we een andere situatie. Voor de onderstelling van rigide steunpunten zijn de resultaten van de GMNIA analyses gegeven in Fig. 7.43. Uit Fig. 7.43(a) blijkt dat slechts twee verschillende bezwijkpatronen optreden bij de variatie van de imperfectiegrootte. Wanneer de grootte van de vormfout beperkt blijft, dan treedt een bezwijken van het type *Cilinderwand* op, i.e. het bezwijkpatroon van de perfecte cilinder. Is de vormfout echter voldoende groot – ongeacht of de buil nu naar binnen of naar buiten is gericht – dan krijgen we een bezwijken van het type *Verstijfde zone*. Het volgens EC3 relevante interval is gegeven in Fig. 7.43(b). Hieruit blijkt dat het gebied waarmee bezwijken in de onverstijfde cilinderwand correspondeert onderbroken wordt door een paar analyses waarbij toch een bezwijken van het type *Verstijfde zone* correspondeert. Fig. 7.43(b) toont ook aan dat de grootste daling van de bezwijkspanning in dit interval optreedt voor een naar buiten gerichte buil en dat deze daling ongeveer 8% bedraagt.

Tot slot bespreken we de invloed van een Guggenberger-buil geplaatst net boven een steunpunt bij de onderstelling van soepele steunpunten. De resultaten zijn gegeven in Fig. 7.44. Uit Fig. 7.44(a) blijkt dat variatie van de grootte van de vormfout een grote invloed heeft op het bezwijkpatroon. Alle bezwijkpatronen worden gekenmerkt door builen in de verstijfde zone. Zeer grote naar binnen gerichte vormfouten geven aanleiding tot builen in de langsverstijvers (Verstijfde zone – Type I). Iets kleinere naar binnen gerichte vormfouten doen de cilinder bezwijken door het optreden van naar binnen gerichte



Figuur 7.43: De invloed van een Guggenberger-buil onderaan op de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten.



Figuur 7.44: De invloed van een Guggenberger-buil onderaan op de bezwijkbelasting voor soepele steunpunten.

builen in de verstijfde cilinderwand ter hoogte van de vormfout (Verstijfde zone – Type II). Bij zeer kleine vormfouten krijgen we terug het bezwijkpatroon Verstijfde zone – Type I. Een naar buiten gerichte vormfout die niet al te groot is geeft aanleiding tot het derde mogelijke bezwijkpatroon, namelijk Verstijfde zone – Type III. Dit bezwijkpatroon is gekenmerkt door naar buiten gerichte builen in de verstijfde cilinderwand ter hoogte van de vormfout. Als de naar buiten gerichte vormfout nog toeneemt in grootte dan krijgen we terug builen in de langsverstijvers.

In Fig. 7.44(b) is het volgens EC3 relevante interval weergegeven. Deze figuur toont aan dat een onderaan geplaatste Guggenberger-buil het gevaarlijkst is indien ze naar binnen is gericht en dat een daling van de bezwijkspanning van ongeveer 17% optreedt.

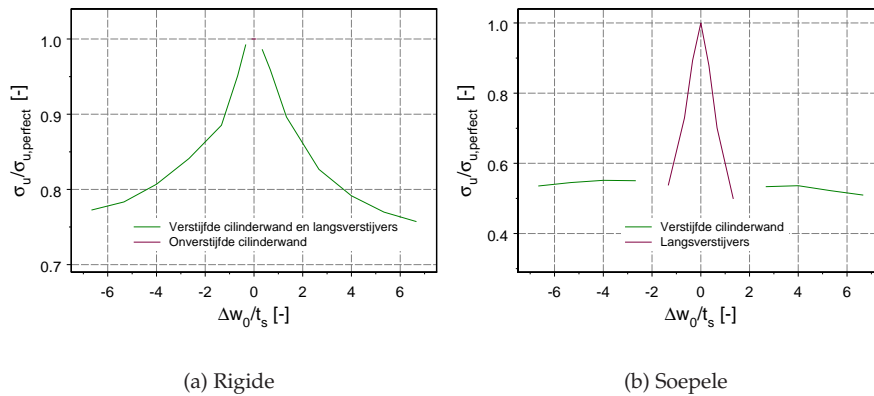
### 7.6.6 Buil in de langsverstijver

In vorige leden werd de imperfectiegevoeligheid van de verstijfde cilinder onderzocht aan de hand van tal van builvormen voor de cilinderwand. Gelet op de belangrijke rol die de verstijvers – en dan vooral de langsverstijvers – spelen in het plooi gedrag van de cilinder, ligt het voor de hand om ook het effect van imperfecties in de langsverstijvers te bestuderen.

In onderstaande worden drie imperfectievormen bestudeerd. De eerste twee weerspiegelen de invloed van een lokale deuk in de langsverstijver, de derde vorm geeft een globale vormafwijking weer. De lokale deuken worden telkens beschreven aan de hand van formule (7.2), i.e. een Guggenberger-buil. Het verschil tussen deze twee builen situeert zich in het al dan niet constant blijven van de afwijking met veranderende afstand tot de cilinderwand. De derde buil tenslotte heeft de vorm van een halve sinusgolf.

In onderstaande wordt de invloed van deze drie vormafwijkingen in detail bestudeerd voor beide steunpuntsonderstellingen.

Voor we echter over gaan naar volgend lid, gaan we op zoek naar een grootte van de vormafwijking die we voor de langsverstijvers dienen te hanteren. Voor verticale verstijvers, zoals in de hier bestudeerde constructies, bestaan voor zover de auteur weet, geen toleranties op de lokale of globale vormafwijkingen. Voor uniform ondersteunde cilinders, voorzien van langsverstijvers over de volledige hoogte zijn wel groottes voor globale vormfouten voorgeschreven in [9], maar deze regels zijn niet zomaar toepasbaar voor de hier beschreven constructie. Daarom wordt hier toevlucht genomen in de voorgeschreven waarden van de vormonvolmaaktheden voor het plooiën van balken (cf. [34]). Voor plooi curve d en een sinusoidale vormfout, wordt een amplitude van de vormfout  $\Delta w_0 = L/150$  vooropgesteld als deze vormfout in de numerieke berekening wordt ingevoerd als een equivalente geometrische imperfectie. Toegepast op de cilinder met de basisafmetingen, betekent dit dat de vormfout een grootte van 1,867 mm (of  $\Delta w_0/t_s = 1,245$ ) moet hebben. Hoewel deze grootte hoort bij de globale vormfout, zullen we bij gebrek aan



Figuur 7.45: De invloed van een Guggenberger-buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringen.

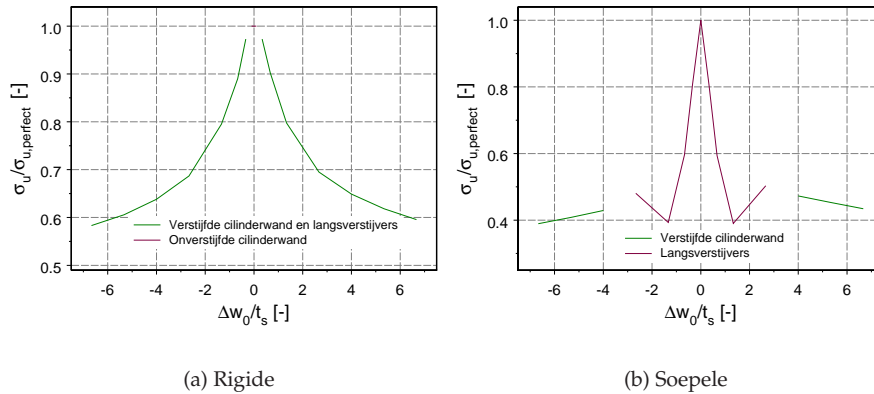
beter ook werken met deze grootte bij de lokale vormfouten.

### Guggenberger-buil

Deze eerste imperfectie in de langsverstijvers heeft de vorm zoals weergegeven in Fig. 7.40. De buil is net boven het steunpunt geplaatst. De lengte in de axiale richting is 70 mm en in radiale richting 20 mm, i.e. de breedte van de langsverstijvers.

Met een dergelijke buil werden zowel voor rigide als soepele steunpunten GMNIA analyses uitgevoerd, waarbij de dimensieloze imperfectiegrootte  $\Delta w_0/t_s$  werd gevarieerd tussen  $-6$  en  $+6$ . De resultaten zijn weergegeven in Fig. 7.45. Voor rigide steunpunten (Fig. 7.45(a)) ontstaat enkel bij de perfecte cilinder een bezwijken van het type *Cilinderwand*. Doordat voor de basisgeometrie de plooiweerstand van de verstijfde en de onverstijfde zone zeer dicht in elkaars buurt liggen, zorgt een kleine imperfectiegrootte reeds voor een wijziging van het bezwijkpatroon, nl. bezwijken in de verstijfde zone. Voor  $\Delta w_0/t_s$  waarden tussen  $-1,245$  en  $+1,245$  blijft de daling van de bezwijkspanning beperkt tot 10%.

Fig. 7.45(b) geeft de resultaten weer voor de onderstelling soepele steunpunten. Alle analyses geven aanleiding tot een bezwijken in de verstijfde zone. Grote imperfecties geven builen in de verstijfde cilinderwand, kleinere imperfecties zorgen voor een bezwijken van de langsverstijvers. Voor  $|\Delta w_0/t_s| = 1,245$  daalt de bezwijkspanning met ongeveer 50%!



Figuur 7.46: De invloed van een uniforme Guggenberger-buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringen.

### Uniforme Guggenberger-buil

In voorgaande nam de grootte van de buil af in radiale richting volgens voorschrift (7.3). In dit lid werken we met een buil, beschreven door (7.2), maar met  $h_1(\xi) \equiv 1$ . Dit betekent dat de builgrootte constant blijft in radiale richting. De resultaten van de GMNIA analyses voor beide steunpuntsonderstellingen zijn gegeven in Fig. 7.46.

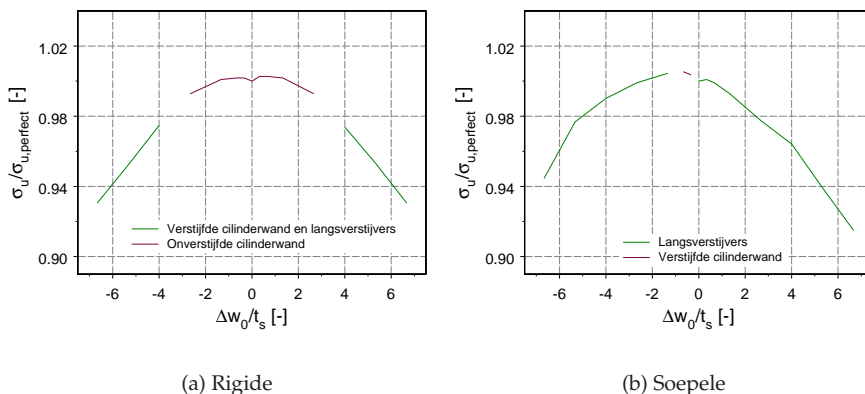
Voor rigide steunpunten (Fig. 7.46(a)) zijn de resultaten gelijkaardig als voor de niet-uniforme Guggenberger-buil. Enkel de perfecte cilinder bezwijkt in de onverstijfde cilinderwand. Zodra een vormfout aanwezig is, wijzigt het bezwijkpatroon naar het type *Verstijfde zone*. De daling van de bezwijkspanning ten gevolge van een imperfectiegrootte  $\Delta w_0/t_s = \pm 1,245$  is hier evenwel ongeveer 20%.

Voor de soepele steunpunten zijn de resultaten gegeven in Fig. 7.46(b). Kleinere imperfectiegroottes doen bezwijkbuilen optreden in de langsverstijvers. Grotere vormfouten gaan gepaard met een bezwijken in de verstijfde cilinderwand. Imperfecties  $\Delta w_0/t_s$  met een grootte van  $\pm 1,245$  zorgen hier voor een daling van de bezwijkspanning met 60%.

### Uniforme sinusoidale buil

Tot slot wordt ook een globale vormfout van de langsverstijvers bestudeerd. Er wordt gewerkt met een langsverstijver waarvan de hartlijn een halve golf van een sinusfunctie volgt. De amplitude van de golf  $\Delta w_0/t_s$  wordt ook hier tussen  $-6$  en  $+6$  gevarieerd. De resultaten van de GMNIA analyses zijn gegeven in Fig. 7.47.





Figuur 7.47: De invloed van een uniforme sinusoidale buil onderaan de langsverstijver voor de twee steunpuntsmodelleringen.

Voor de rigide steunpunten zijn de resultaten gegeven in Fig. 7.47(a). Grote vormfouten doen de cilinder bezwijken in de verstijfde zone. Kleinere vormfouten kunnen het bezwijkpatroon niet wijzigen, het bezwijken blijft van het type *Cilinderwand*. Bekijken we de voorgeschreven grootte  $\Delta w_0/t_s = \pm 1,245$ , dan blijkt de daling van de bezwijkspanning verwaarloosbaar te zijn.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten zijn de resultaten gegeven in Fig. 7.47(b). Kleinere imperfecties doen builen optreden in de verstijfde cilinderwand. Grotere vormafwijkingen doen de langsverstijvers bezwijken. Wat de daling van de bezwijkspanning betreft, blijkt ook hier een grootte  $\Delta w_0/t_s = \pm 1,245$  een daling van minder dan 1% te veroorzaken.

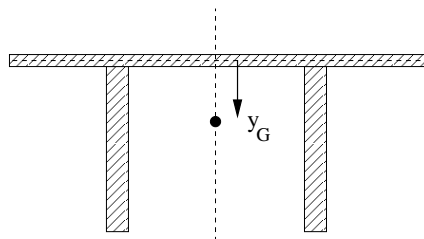
### 7.6.7 Vergelijking van de verschillende imperfectievormen

In dit lid zullen we onderzoeken welke van de onderzochte imperfectievorm het nadeligst is en wat de imperfectiegevoeligheid van onze verstijfde cilinder op lokale steunpunten is. Onze conclusies zullen natuurlijk enkel geldig zijn voor het onderzochte geval, i.e. de cilinder met de basisafmetingen en met een uniforme vloeigrens van 235 MPa.

In Tabel 7.7 zijn de bevindingen uit vorige leden samengebracht voor imperfectiegroottes  $\Delta w_0/t$  gevarieerd in het volgens Eurocode 3 relevante interval. Zowel imperfecties in de cilinderwand als in de langsverstijvers komen aan bod. Wat betreft imperfecties in de cilinderwand, blijken zowel voor rigide als soepele steunpunten imperfecties in de vorm van een eigenmode de grootste daling van de bezwijkspanning te veroorzaken. De maximale daling is voor de onderstelling van rigide steunpunten 25% en voor de onderstelling van soepele steunpunten zelfs 30%. Li-builen en Guggenberger-builen geven

Tabel 7.7: Vergelijking van de daling van de bezwijkspanning ten opzichte van de perfecte cilinder voor de verschillende onderzochte vormfouten

Imperfectievorm	Positie	Maximale daling [%]	
		Rigide steunpunten	Soepele steunpunten
Buil met vorm van derde eigenmode	Cilinderwand	25	-
Buil met vorm van vijfde eigenmode	Cilinderwand	-	30
Cirkelvormige Li-buil	Cilinderwand	17	-
	Verstijfde zone	-	7
Elliptische Li-buil	Cilinderwand	21	-
	Verstijfde zone	-	8
Guggenberger-buil	Cilinderwand	19	10
	Verstijfde zone	8	17
Langsverstijverbuil			
Guggenberger	Onderaan	10	50
Guggenberger uniform	Onderaan	20	60
Sinus uniform	Globaal	0	1



Figuur 7.48: De ligging van de krachtsresultante.

niet zo'n grote daling van de bezwijkspanning. Voor builen in de langsverstijvers, blijken lokale builen duidelijk nadeliger te zijn dan globale builen. De globale vormafwijking doet de bezwijkspanning nauwelijks dalen. De lokale builen daarentegen zorgen – vooral bij soepele steunpunten – voor een ronduit spectaculaire daling. De uniforme Guggenberger-buil zorgt bij rigide steunpunten voor een maximale daling van 20%. Bij soepele steunpunten is deze daling 60%. De lokale builen in de langsverstijvers zijn dus zeer gevaarlijk, maar nogmaals dient gezegd te worden dat de imperfectiegrootte niet volgt uit voorschriften voor lokale builen bij langsverstijvers. Het is evenwel duidelijk dat de cilinders met de basisafmetingen imperfectiegevoelig zijn en dat deze imperfecties moeten in rekening worden gebracht bij het opstellen van een ontwerpregel.

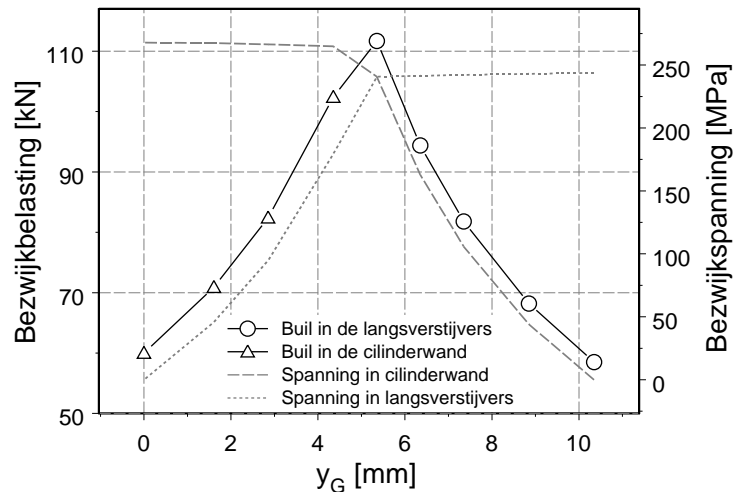
## 7.7 Invloed van de positie van de resultante

Bij de onderstelling van soepele steunpunten, wordt de kracht in de cilinder ingeleid door middel van een uniforme lijnlast op het ondersteunde deel van de cilinderonderrand en een andere uniforme lijnlast op de onderkant van de langsverstijvers. De verhouding van de groottes van deze lijnlasten is zodanig dat de spanning in de cilinderonderrand en de onderzijde van de langsverstijvers dezelfde is. We kunnen voor deze lijnlasten een soort krachtsresultante berekenen, alsook de ligging van deze resultante. Omwille van symmetrie is deze resultante zeker gelegen op de verticale lijn in Fig. 7.48 op halve afstand tussen de langsverstijvers.

De afstand  $y_G$  kan berekend worden als:

$$y_G = \frac{w_{sup} \cdot t \cdot \sigma_{mn} \cdot 0 + 2 \cdot w_s \cdot t_s \cdot \sigma_{mn} \cdot 10,35}{\sigma_{mn} \cdot (w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s)} = 5,35 \text{ mm.} \quad (7.5)$$

In dit lid wordt onderzocht wat de invloed op het bezwijkgedrag is wanneer de positie van de resultante gewijzigd wordt. De onderstelling dat de spanning over het steunpunt uniform is, is louter een theoretische. Afwijkingen van deze onderstelling worden bekomen indien de verhouding van



Figuur 7.49: Invloed van de positie van de krachtsresultante voor de onderstelling van soepele steunpunten.

de twee voorheen vermelde lijnlasten wijzigt. Terzelfder tijd wijzigt dan de afstand van de resultante tot de cilinderonderrand<sup>12</sup>. Verscheidene GMNA analyses werden uitgevoerd voor de basiscilinder, maar met een uniforme vloeigrens van 235 MPa. Bij deze analyses werd de waarde van  $y_G$  gevarieerd tussen 0 (onderrand draagt alle last) en 10,35 mm (langsverstijvers dragen alle last). De resultaten zijn weergegeven in Fig. 7.49.

Uit deze figuur blijkt dat de positie van de resultante een uitgesproken invloed heeft op zowel de bezwijkbelasting als het bezwijkpatroon. Wanneer de spanning over het steunpunt uniform is ( $y_G = 5,35$  mm) krijgen we – niet geheel onverwachts – de grootste bezwijkbelasting. Een kleinere waarde van  $y_G$  – de cilinderwand bevat hogere spanningen dan de langsverstijvers – doet de bezwijkbelasting dalen en het bezwijkpatroon wijzigt in het optreden van builen in de verstijfde cilinderwand. Een waarde van  $y_G$  hoger dan 5,35 mm – de langsverstijvers bevatten hogere spanningen dan de cilinderwand – doet ook de bezwijkbelasting dalen. Het bijhorende bezwijkpatroon is ook van het type *Verstijfde zone*, maar ditmaal treden de builen in de langsverstijvers op.

De grootste daling van de bezwijkbelasting wordt bekomen voor  $y_G = 0$  mm – de belasting wordt integraal in de cilinderwand ingeleid – of voor  $y_G = 10,35$  mm – de belasting wordt integraal in de langsverstijvers ingeleid. Deze

<sup>12</sup>Onderzoek naar de invloed van  $y_G$  is ook interessant om aan te tonen hoe belangrijk een goede positie van het steunpunt in het experiment is. In het experiment is het de bedoeling dat de steunpunten staan op een cirkel met straal  $350 + 5,35$  mm (zie Hoofdstuk 3).

daling bedraagt bijna 50% van de bezwijkbelasting bij een uniforme spanning over het steunpunt.

In Fig. 7.49 zijn ook de spanningen gegeven die ter plaatse van het steunpunt in de cilinderwand, respectievelijk in de langsverstijvers aanwezig zijn op het moment van bezwijken. Hieruit blijkt dat de cilinderwand weerstand kan bieden aan een hogere spanning dan de langsverstijvers.

## 7.8 Invloed op de ontwerpregel

In dit hoofdstuk hebben we de invloed onderzocht van een groot aantal parameters. Uit deze studies blijkt dat bijna alle onderzochte parameters een niet te verwaarlozen invloed hebben op zowel de bezwijkbelasting als het bezwijkpatroon.

In volgend hoofdstuk zullen we een ontwerpregel opstellen voor deze cilinders. Gelet op voorgaande zouden we alle in dit hoofdstuk onderzochte parameters in rekening dienen te brengen.



## Hoofdstuk 8

# De ontwerpregel

Het uiteindelijke doel van dit doctoraal onderzoek is het opstellen van een ontwerpregel. In dit hoofdstuk wordt de parameterstudie besproken die aanleiding geeft tot het opstellen van het ontwerpvoorschrift. Verder wordt ook nog de ontwerpregel zelf gegeven. Deze wordt dan vergeleken met andere regels in de literatuur.

### 8.1 Inleiding

Om een ontwerpregel te kunnen opstellen, dient een parameterstudie uitgevoerd te worden waarbij de waarde van alle parameters die een invloed op de bezwijkbelasting of het bezwijkpatroon hebben, wordt gevarieerd. In vorig hoofdstuk werd reeds de invloed van elke parameter afzonderlijk bestudeerd. Daaruit bleek dat bijna alle onderzochte parameters een belangrijke invloed hebben. Desalniettemin is het wegens de beperktheid van de tijd niet mogelijk om in deze parameterstudie ze alle in rekening te brengen. Daarom wordt slechts een selectie ervan in de parameterstudie gevarieerd. Bij deze analyses wordt verder ook gewerkt met ideaal elastisch-plastisch materiaalgedrag, waarbij de waarde van de vloeigrens ook wordt gevarieerd. De invloed van de inwendige druk wordt in deze parameterstudie achterwege gelaten. Ook de invloed van (geometrische) imperfecties wordt in eerste instantie buiten beschouwing gelaten. De parameterstudie wordt dus uitgevoerd met behulp van GMNA analyses, waarbij het model van  $1/8^e$  van de cilinder wordt gebruikt. Verder wordt deze parameterstudie voor zowel rigide als soepele steunpunten uitgevoerd.

Tabel 8.1: Overzicht van de in rekening gebrachte parameters voor de parameterstudie die zal leiden tot een ontwerpregel

Geometrische parameter	Parameterwaarden [-]			
$r/t$	250	500	750	
$w_{sup}/r$	0,029	0,086	0,143	0,2
$t_s/t$	1	1,75	2,5	3,25
$w_s/r$	0,071	0,095	0,119	0,143
$h_s/r$	0,286	0,476	0,667	0,857
Materiaal-parameter	Parameterwaarden [MPa]			
$f_y$	235	275	355	

## 8.2 Parameters die in rekening worden gebracht

Op basis van de geometrische parameters van de verstijfde cilinder worden een aantal dimensieloze parameters gevormd die tijdens de parameterstudie zullen worden gevarieerd. Deze dimensieloze parameters zijn samen met de waarden die ze tijdens de parameterstudie aannemen gegeven in Tabel 8.1. In diezelfde tabel zijn ook de waarden gegeven die de vloeigrens kan aannemen.

Merk op dat het elementennet van het numerieke model, zoals afgeleid in Hoofdstuk 5, dient aangepast te worden als deze geometrische parameters worden gewijzigd ten opzichte van de afmetingen van de basiscilinder. Dit wordt zodanig gedaan dat de zone waar builen te vreten zijn, steeds een voldoende dicht elementennet heeft.

De geometrische parameters die niet aan bod komen in Tabel 8.1 worden ofwel afhankelijk genomen van andere geometrische parameters, ofwel constant gehouden:

$$t_{lr} = t_{ur} = t_s \quad (8.1)$$

$$0,5w_{lr} = w_{ur} = w_s \quad (8.2)$$

$$d_s = 0,5w_{sup} \quad (8.3)$$

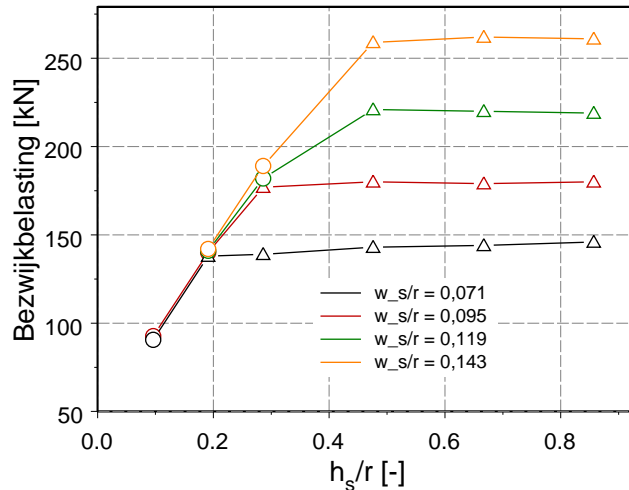
$$h = 2r \quad (8.4)$$

$$n_{sup} = 4 \quad (8.5)$$

Op basis van Tabel 8.1 kunnen we dan berekenen dat voor beide steunpuntsonderstellingen in principe 2304 GMNA analyses dienen uitgevoerd te worden<sup>1</sup>.

<sup>1</sup>Voor de onderstelling van rigide steunpunten werden evenwel *slechts* 768 berekeningen uitgevoerd. Dit wordt verder nog toegelicht.





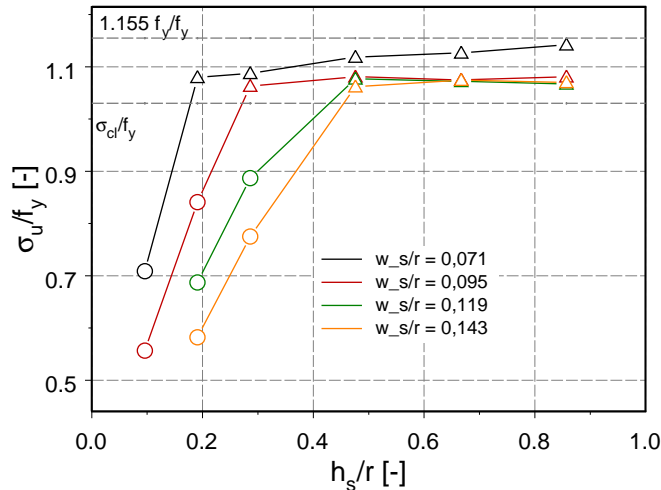
Figuur 8.1: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa en  $t_s/t = 1,75$ .

### 8.3 Resultaten van de parameterstudie

Gelet op het grote aantal numerieke simulaties die uitgevoerd werden, zullen we de lezer dezes niet overdonderen met tientallen grafieken met resultaten van de parameterstudie. In plaats daarvan proberen we de resultaten te bespreken aan de hand van twee grafieken, namelijk Fig. 8.1 en Fig. 8.2. Fig. 8.1 geeft de resultaten weer van de numerieke simulaties voor de onderstelling soepele steunpunten en met als parameterwaarden  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa en  $t_s/t = 1,75$ . De parameter  $h_s/r$  werd gevarieerd tussen 0,096 en 0,857, de parameter  $w_s/r$  tussen 0,071 en 0,143. De resultaten zijn in Fig. 8.1 uitgezet als het verband tussen de bezwijkbelasting van de cilinder en de dimensieloze verstijverhoogte. Dit geeft zoals in vorig hoofdstuk terug aanleiding tot de vorming van bilineaire diagrammen<sup>2</sup>.

De eerste tak vertegenwoordigt de sterke stijging van de bezwijkbelasting die optreedt bij toenemende verstijverhoogte zolang het bezwijkpatroon van het type *Cilinderwand* is. Dit bezwijkpatroon wordt in Fig. 8.1 voorgesteld met als symbool een cirkel. Eens een zekere kritieke hoogte overschreden

<sup>2</sup>Hiervoor werd het interval opgegeven waarin de waarden van  $h_s/r$  variëren voor deze figuur. Dit is niet het interval dat opgegeven is in Tabel 8.1. Indien nodig om een bilineair diagram te vinden, werden extra waarden van  $h_s/r$  onderzocht.



Figuur 8.2: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de dimensieloze bezwijkspanning voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa en  $t_s/t = 1,75$ .

wordt, wijzigt het bezwijkpatroon in het type *Verstijfde zone* – voorgesteld met een driehoek als symbool. Tegelijkertijd ontstaat de tweede rechte in het diagram, een ten naaste bij horizontale tak. Voor de verschillende waarden van de breedte van de verstijvers treedt zo'n diagram op. Bovendien blijken de stijgende takken van de diagrammen samen te vallen. De kritieke hoogte van de langverstijvers neemt echter toe met toenemende verstijverbreedte.

Dezelfde resultaten worden in Fig. 8.2 nogmaals voorgesteld, maar ditmaal wordt de dimensieloze bezwijkspanning  $\sigma_u/f_y$  uitgezet in functie van de dimensieloze verstijverhoogte  $h_s/r$ . Gezien de parameter  $h_s$  niet voorkomt in de formule voor de oppervlakte van een steunpunt, zijn ook hier de diagrammen bilineair. Het valt in Fig. 8.2 ook op dat alle resultaten met een bezwijkpatroon van het type *Verstijfde zone* een bezwijkspanning hebben die hoger gelegen is dan de vloeigrens.

Deze observatie geeft aanleiding tot een mogelijke vorm van een ontwerpregel. Het *optimale* ontwerp situeert zich bij de overgang van het ene naar het andere bezwijkpatroon. Een stijging van de verstijverhoogte geeft geen significante stijging van de bezwijkbelasting tot gevolg, een daling van de verstijverhoogte doet de bezwijkbelasting gevoelig dalen. We dienen dus op zoek te gaan naar de afmetingen van de verstijvers die er voor zorgen dat

dit overgangspunt bereikt wordt. Bij dit overgangspunt hoort dan volgens bovenstaande observatie een bezwijkspanning die ten minste gelijk is aan de vloeigrens.

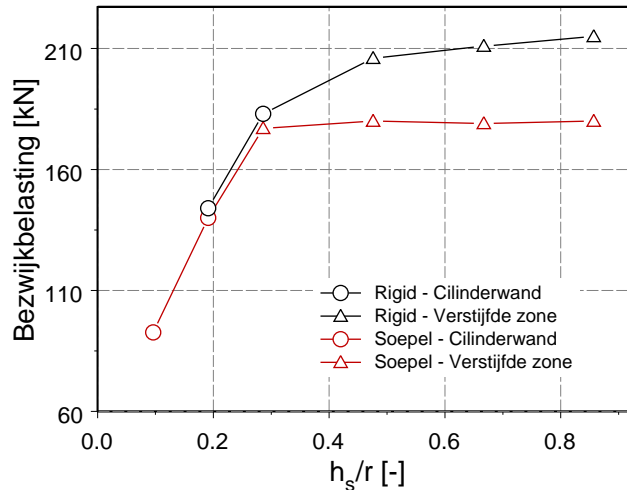
Het zoeken van een ontwerpregel wordt op die manier herleid tot het zoeken van de optimale afmetingen van de verstijvers. Deze optimale afmetingen kunnen op meerdere manieren uitgedrukt worden. Hier wordt geopteerd voor het uitdrukken van de optimale verstijverhoogte  $h_{s,crit}$  in functie van de andere parameters uit Tabel 8.1.

Het opstellen van een dergelijke ontwerpregel is enkel mogelijk indien de bezwijkspanning effectief groter of gelijk is aan de vloeigrens. Dit blijkt het geval te zijn voor niet enkel de parameterwaarden van Fig. 8.1, maar ook voor andere parameterwaarden, op voorwaarde dat de parameter  $r/t$  gelijk blijft aan 250. Bij hogere waarden treden problemen op om deze ontwerpregel verder aan te houden. Deze problemen, alsook een vergelijking van de resultaten voor beide steunpuntsmodelleringen worden in onderstaande besproken.

### 8.3.1 Vergelijking van de resultaten voor beide steunpuntsmodelleringen

In Hoofdstuk 6 werd de invloed van de steunpuntsmodellering onderzocht voor de basiscilinder. Het onderzoek gaf aan dat voor cilinders met die afmetingen de onderstelling van rigide steunpunten kon leiden tot lagere bezwijkspanningen dan de onderstelling van soepele steunpunten indien elastisch of elastisch-plastisch plooien optrad. Dit was dus in tegenspraak met de literatuur die stelt dat rigide steunpunten sowieso hogere bezwijkspanningen geven.

In dit lid wordt onderzocht of cilinders met andere afmetingen de gemaakte conclusies uit Hoofdstuk 6 bevestigen. Resultaten van de parameterstudies voor beide steunpuntsonderstellingen – en  $r/t = 250$  – tonen aan dat de bezwijkspanning of -belasting bij de onderstelling rigide steunpunten bijna altijd hoger is dan de bezwijkbelasting bij de onderstelling van soepele steunpunten. Een voorbeeld van een aantal analyses voor beide steunpuntsmodelleringen is in Fig. 8.3 gegeven. In deze figuur is voor  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa,  $t_s/t = 1,75$  en  $w_s/r = 0,095$  de invloed van de hoogte van de verstijver op de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsmodelleringen gegeven. We krijgen terug bilineaire diagrammen. Zolang het bezwijken van het type *Cilinderwand* is, is de bezwijkbelasting voor rigide steunpunten een weinig hoger dan deze voor soepele steunpunten (hoewel geen plastisch plooien optreedt!). Eens het bezwijken optreedt in de verstijfde zone, dan is het verschil tussen beide onderstellingen groter en is de bezwijkbelasting bij rigide steunpunten duidelijk hoger maar gaat dan wel gepaard met plastisch plooien. Tegelijkertijd valt op dat op die manier de optimale verstijverhoogte bij rigide steunpunten groter is dan bij soepele steunpunten. Deze bevindingen bevestigen min of meer de gemaakte conclusies uit Hoofdstuk 6 en de be-

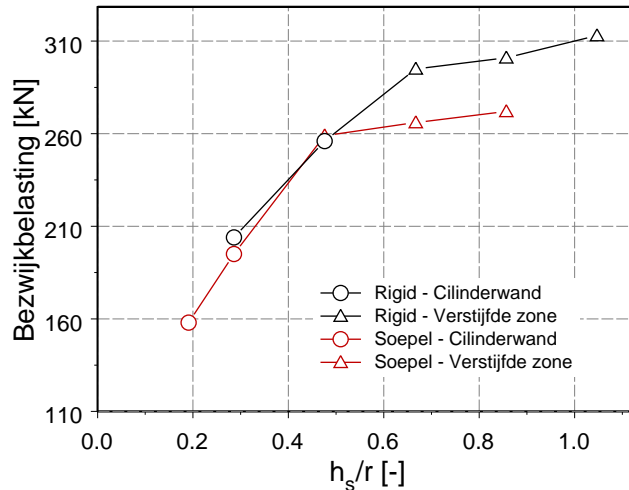


Figuur 8.3: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsonderstellingen en  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa,  $t_s/t = 1,75$  en  $w_s/r = 0,095$ .

vindingen uit Fig. 7.25. Zoals hiervoor vermeld is bij  $r/t = 250$  de axiale bezwijkspanning voorbij de optimale verstijverhoogte telkens hoger dan de vloeigrens. We hebben met andere woorden plastisch plooien. Uit Fig. 7.25 bleek reeds dat rigide steunpunten bij plastisch plooien hogere bezwijkbelastingen geven dan soepele steunpunten. Dit is hier voor cilinders met andere afmetingen terug het geval, wat deze conclusies bevestigt.

Voor de analyses met een verstijverhoogte die kleiner is dan de optimale waarde levert de onderstelling van rigide steunpunten nu ook licht hogere bezwijkwaarden (dus bij elastisch of elastisch-plastisch plooien). Dit werd in Fig. 7.25 niet teruggevonden. Dit verschil is waarschijnlijk te wijten aan de kleinere steunpuntsbreedte. Fig. 7.10 toont dat bij kleinere waarden rigide steunpunten leiden tot de grootste bezwijkbelasting. De in de parameterstudie onderzochte steunpuntsbreedtes zijn dan ook kleiner dan de waarde voor de basiscilinder.

Toch zijn er enkele uitzonderingen op deze *regel*. Een voorbeeld van zo'n uitzondering is gegeven in Fig. 8.4. In deze figuur is de invloed van de verstijverhoogte op de bezwijkbelasting gegeven voor cilinders met parameterwaarden  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa,  $t_s/t = 3,25$  en  $w_s/r = 0,071$ . Uit deze figuur blijkt dat bij een dimensieloze verstijverhoogte van  $h_s/r = 0,476$  de onderstelling van soepele steunpunten aanleiding geeft tot een iets hogere bezwijkbelasting dan rigide steunpunten. Het verschil is echter zeer klein.



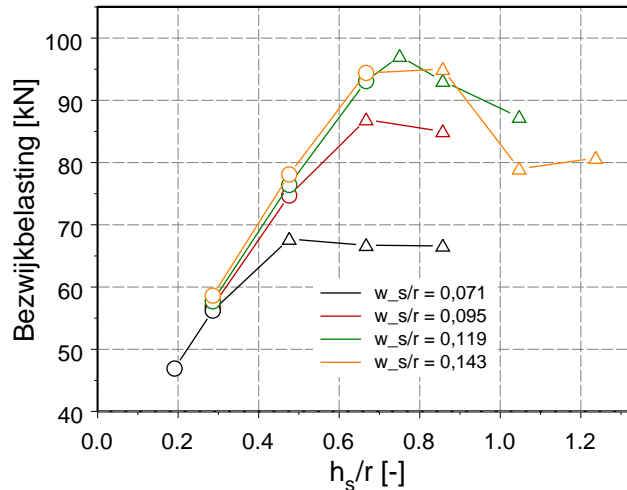
Figuur 8.4: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor beide steunpuntsonderstellingen en  $r/t = 250$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa,  $t_s/t = 3,25$  en  $w_s/r = 0,071$ .

Ook voor de andere uitzonderingen is het verschil eerder klein, waardoor we met deze uitzonderingen verder geen rekening meer zullen houden.

### 8.3.2 Plastisch plooien versus elastisch plooien

Voor de verhouding  $r/t = 250$  bekomen we zoals hiervoor beschreven mooie bilineaire diagrammen als de invloed van de verstijverhoogte op de bezwijkbelasting wordt beschouwd (zie Fig. 8.1). De axiale bezwijkspanning blijkt telkens hoger te zijn dan de vloeigrens wat de mogelijkheid biedt om een ontwerpregel op te stellen via de geschetste weg.

Voor de onderstelling van soepele steunpunten werden ook parameterwaarden  $r/t = 500$  en  $750$  geanalyseerd. De resultaten van een aantal van deze simulaties zijn gegeven in Fig. 8.5 en Fig. 8.6. Bij deze parameterwaarden blijkt de bezwijkspanning (Fig. 8.6) niet langer de vloeigrens te overschrijden. We hebben dus niet langer te maken met plastisch plooien, maar wel met elastisch-plastisch of elastisch plooien. De diagrammen zijn ook niet langer bilineair (Fig. 8.5): na het bereiken van de optimale verstijverhoogte neemt de bezwijkbelasting – soms drastisch – af met toenemende verstijverhoogte. Dit wordt veroorzaakt doordat het bezwijkmechanisme soms het elastisch plooien van de verstijvers zelf is.



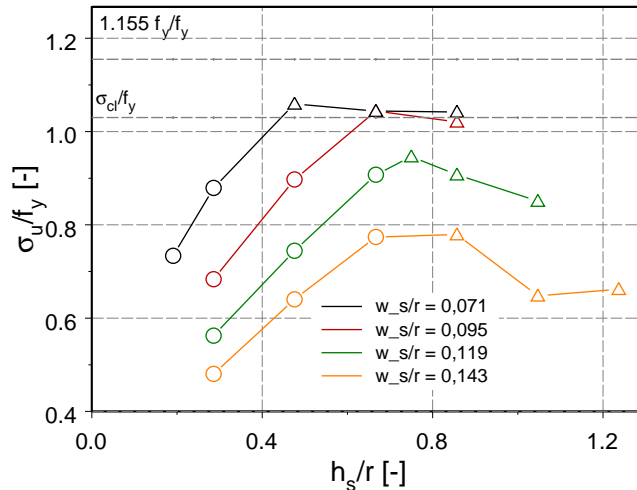
Figuur 8.5: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de bezwijkbelasting voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en  $r/t = 500$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa en  $t_s/t = 1,75$ .

Bijkomend treedt een extra moeilijkheid op bij  $r/t = 500$  of  $750$ . De analyses zijn uitgevoerd met als hoogte van de cilinder tweemaal de cilinderstraal (zie Vergelijking (8.4)). Bij sommige cilinder- en verstijverafmetingen is de optimale hoogte van de langsverstijver zelf ongeveer gelijk aan  $2r$ . Het is duidelijk dat de eindige hoogte van de cilinder dan een belangrijke rol speelt. Vandaar dat hier wordt besloten om in onderstaande de ontwerpregel enkel voor  $r/t = 250$  op te stellen<sup>3</sup>.

## 8.4 Knock-down factor voor imperfecties

In de analyses voor het opstellen van de ontwerpregel werden geen imperfecties (van geometrische of andere aard) geïmplementeerd. Gelet op de resultaten van de imperfectiestudie uit vorig hoofdstuk is het natuurlijk noodzakelijk om de invloed van de imperfecties in rekening te brengen. Dat wordt in dit lid gedaan door het zoeken van een verminderingfactor voor de bezwijkbelasting (*knock-down factor*). Deze wordt bepaald door steekproefsgewijs de imperfectiegevoeligheid van verstijfde cilinders met een optimale verstijver-

<sup>3</sup>Dit verklaart ook de vroegere vermelding dat voor rigide steunpunten *slechts* 768 simulaties werden uitgevoerd. Voor deze steunpuntsonderstelling werd  $r/t = 500$  en  $750$  niet beschouwd.



Figuur 8.6: Het verband tussen de dimensieloze verstijverhoogte en de dimensieloze bezwijkspanning voor verschillende waarden van de dimensieloze verstijverbreedte bij de onderstelling van soepele steunpunten en  $r/t = 500$ ,  $w_{sup}/r = 0,029$ ,  $f_y = 235$  MPa en  $t_s/t = 1,75$ .

hoogte te bepalen.

Gelet op de resultaten van Hoofdstuk 7 voor de basiscilinder, nemen we als vormafwijking van de cilinderwand een eigenmode van de perfecte cilinder. Voor de imperfectiegrootte, nemen we de grenzen aan voor de drie kwaliteitsklassen zoals voorgeschreven volgens Eurocode 3 [35]. Deze grenzen voor  $r/t = 250$  zijn gegeven in Tabel 8.2. De resultaten van GMNIA analyses voor twaalf geometrieën en voor beide steunpuntsonderstellingen zijn terug te vinden in Tabel 8.3 en Tabel 8.4. In deze tabellen zijn ook de resultaten te vinden van de GMNA analyse en de bijhorende optimale verstijverhoogte zoals die volgt uit de parameterstudie, alsook voorspellingen betreffende de bezwijkbelasting en de optimale verstijverhoogte. Dit laatste wordt in een volgend lid besproken.

Wat de invloed van de imperfecties betreft, tonen de resultaten uit Tabel 8.3 en Tabel 8.4 aan dat ook bij deze geometrieën een aanzienlijke daling van de bezwijkbelasting kan bekomen worden. De resultaten van de imperfectiestudie zijn ook grafisch voorgesteld in Fig. 8.7 voor rigide steunpunten en in Fig. 8.8 voor soepele steunpunten. Op basis van de gegeven tabellen en grafieken kunnen we dan voor de drie verschillende kwaliteitsklassen een knock-down factor afleiden. We kiezen voor een knock-down factor  $k_{imp}$  die voor beide

Tabel 8.2: Amplitude van de vormfout volgens EC3 voor de verschillende kwaliteitsklassen bij  $r/t = 250$ 

Kwaliteitsklasse	Omschrijving	$\Delta w_{0,eff}$ [mm]	$\Delta w_{0,eff}/t$ [-]
Klasse A	Uitstekend	1,4	1
Klasse B	Hoog	2,24	1,6
Klasse C	Normaal	3,5	2,5

steunpuntsonderstellingen dezelfde is. We nemen dus voor de grenzen van de klassen telkens het laagste punt<sup>4</sup> uit Fig. 8.7 en Fig. 8.8. Deze werkwijze levert dan de knock-down factoren zoals gegeven in Tabel 8.5.

Deze knock-down factor geeft aan op welke bezwijkspanning kan gerekend worden. In plaats van te rekenen op een bereik van de vloeigrens bij het berekenen van de bezwijkbelasting, kan in de ontwerpregel de te bereiken bezwijkspanning gelijk gesteld worden aan de vloeigrens vermenigvuldigd met een knock-down factor. Op deze manier zal een relatief veilige ondergrens bekomen worden voor de werkelijke bezwijkbelastingen. In de werkelijkheid zal de eventueel aanwezige vormonvolmaaktheid meestal niet de vorm van een eigenmode hebben en daardoor vermoedelijk minder nadelig zijn. Daar staat tegenover dat we door het invoeren van onze geometrische vormafwijking ook de invloed van andere niet-beschouwde onvolmaaktheden willen incorporeren. Al met al kan verondersteld worden dat met deze knock-down factor een veilige, maar vermoedelijk niet te veilige, ondergrens voor de werkelijke bezwijkbelastingen bekomen wordt.

Tot slot dienen we nog te erkennen dat imperfecties niet enkel een invloed zullen hebben op de bezwijkbelasting, maar vermoedelijk ook op de optimale verstijverhoogte. De aanwezigheid van de vormafwijking zal er voor zorgen dat de optimale verstijverhoogte die volgt uit de nog op te stellen regel niet precies overeenkomt met de werkelijk optimale verstijverhoogte. Dit is een euvel waarvoor niet onmiddellijk een oplossing beschikbaar is. Het uitvoeren van de parameterstudie met imperfecties en op basis daarvan een regel voor de optimale verstijverhoogte distilleren is ook geen oplossing. In dat geval zou de bekomen optimale verstijverhoogte enkel correct zijn indien dezelfde vormafwijking en bovendien met dezelfde imperfectieamplitude optreedt in de werkelijke constructie. Dit is niet waarschijnlijk en bijgevolg zou deze werkwijze ook niet leiden tot een perfecte voorspelling van  $h_{s,crit}$ . Daarom zullen we toch werken met de optimale verstijverhoogte die volgt uit de parameterstudie met de GMNA analyses en in gedachten houden dat deze correspondeert met perfecte cilinders.

<sup>4</sup>We houden er dus rekening mee dat het verband tussen de bezwijkspanning en de imperfectiegrootte niet noodzakelijk monotoon is. Het beschouwen van de bezwijkbelasting bij de grens van een kwaliteitsklasse is niet voldoende.

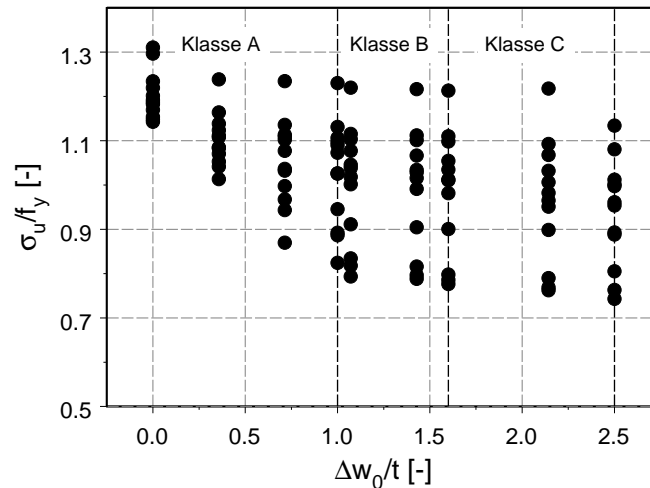


Tabel 8.3: Bepaling van de knock-down factor en vergelijking van ontwerpregel met numerieke analyses voor de onderstelling van rigide steunpunten (voor  $r = 350$  mm)

Nr	Uit GMNA						Uit GMNIA						Voorspeld		
	$r/t$ [-]	$w_{sup}/r$ [-]	$f_y$ [MPa]	$t_s/t$ [-]	$w_s/r$ [-]	$h_{s,crit}/r$ [-]	$F_u$ [kN]	$\Delta w_0/t = 1$ $F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$\Delta w_0/t = 1,6$ $F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$\Delta w_0/t = 2,5$ $F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$h_{s,crit}/r$ [-]	$F_u$ [kN]
1	250	0,029	235	1	0,095	0,18	112	112	1,106	111	1,101	109	1,081	0,17	60,5
2	250	0,029	275	1,75	0,119	0,49	283	264	1,097	256	1,067	243	1,012	0,55	144
3	250	0,029	355	2,5	0,143	1,43	621	459	0,886	412	0,797	395	0,763	1,39	311
4	250	0,086	235	3,25	0,071	0,86	327	310	1,230	307	1,216	286	1,134	0,82	151
5	250	0,086	275	1	0,095	0,20	164	153	1,026	151	1,016	149	1,002	0,23	89,3
6	250	0,086	355	1,75	0,119	0,76	409	381	1,090	360	1,028	336	0,961	0,81	210
7	250	0,143	235	2,5	0,143	1,18	461	424	1,073	409	1,034	351	0,888	1,25	237
8	250	0,143	275	3,25	0,071	0,94	400	369	1,131	362	1,112	325	0,997	1,02	195
9	250	0,143	355	1	0,095	0,30	263	238	1,026	230	0,991	221	0,954	0,31	139
10	250	0,2	235	1,75	0,119	0,62	318	253	0,892	232	0,816	211	0,743	0,65	170
11	250	0,2	275	2,5	0,143	1,43	564	407	0,824	389	0,788	397	0,805	1,51	296
12	250	0,2	355	3,25	0,071	1,43	535	435	0,945	416	0,905	411	0,893	1,34	276

Tabel 8.4: Bepaling van de knock-down factor en vergelijking van ontwerpregel met numerieke analyses voor de onderstelling van soepele steunpunten (voor  $r = 350$  mm)

Nr	Uit GMNA							Uit GMNIA				Voorspeld			
	$r/t$ [-]	$w_{sup}/r$ [-]	$f_y$ [MPa]	$t_s/t$ [-]	$w_s/r$ [-]	$h_{s,crit}/r$ [-]	$F_u$ [kN]	$\Delta w_0/t = 1$		$\Delta w_0/t = 1,6$		$\Delta w_0/t = 2,5$		(8.8)	(8.9)
								$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$F_u$ [kN]	$\sigma_u/f_y$ [-]	$h_{s,crit}/r$ [-]	$F_u$ [kN]
1	250	0,029	235	1	0,095	0,18	102	85,2	0,845	72,8	0,722	62,6	0,621	0,15	60,5
2	250	0,029	275	1,75	0,119	0,39	253	229	0,954	227	0,945	223	0,929	0,45	144
3	250	0,029	355	2,5	0,143	1,10	574	523	1,010	507	0,979	495	0,956	1,07	311
4	250	0,086	235	3,25	0,071	0,50	270	243	0,964	238	0,944	231	0,916	0,58	151
5	250	0,086	275	1	0,095	0,21	151	143	0,961	139	0,934	138	0,928	0,20	89,3
6	250	0,086	355	1,75	0,119	0,58	361	344	0,984	334	0,955	321	0,918	0,64	210
7	250	0,143	235	2,5	0,143	0,94	424	393	0,994	374	0,946	356	0,901	0,95	237
8	250	0,143	275	3,25	0,071	0,72	367	330	1,013	314	0,964	304	0,933	0,70	195
9	250	0,143	355	1	0,095	0,29	241	216	0,932	206	0,889	203	0,876	0,26	139
10	250	0,2	235	1,75	0,119	0,52	296	266	0,937	260	0,916	252	0,887	0,52	170
11	250	0,2	275	2,5	0,143	1,12	564	485	0,983	458	0,929	431	0,874	1,12	296
12	250	0,2	355	3,25	0,071	0,90	484	407	0,884	397	0,863	392	0,852	0,89	276



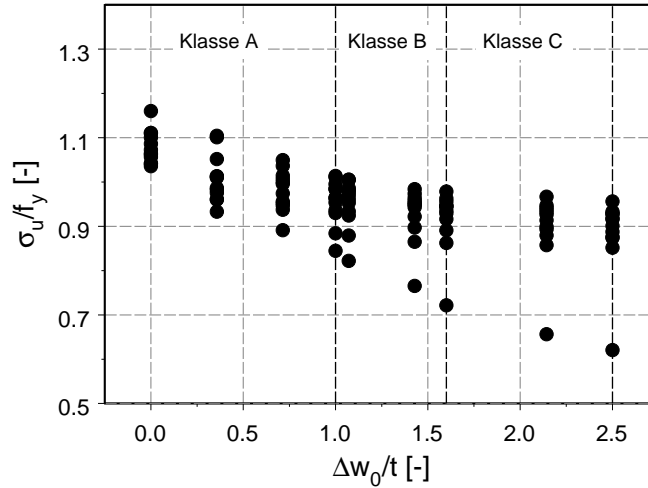
Figuur 8.7: Invloed van imperfecties op de dimensieloze bezwijkspanning voor de verschillende cilinderafmetingen uit Tabel 8.3 en rigide steunpunten.

Tabel 8.5: De knock-down factoren voor de verschillende kwaliteitsklassen

	Klasse A	Klasse B	Klasse C
$k_{imp}$	0,8	0,7	0,6

## 8.5 De ontwerpregel

Nu de knock-down factor is bepaald kunnen we voor beide steunpuntsonderstellingen de ontwerpregel opstellen. Deze ontwerpregel bestaat uit twee delen, namelijk de optimale verstijverhoogte en de bijhorende bezwijkbelasting die bereikt wordt met deze optimale verstijverhoogte. De bezwijkbelasting wordt dus het product van de ondersteuningsoppervlakte, de vloeigrens en de knock-down factor en is dus onafhankelijk van de steunpuntsonderstelling. Voor de optimale verstijverhoogte zullen we in eerste instantie twee regels geven, voor beide steunpuntsonderstellingen één. Vervolgens wordt voor de ontwerper een te gebruiken regel en zijn geldigheidsgebied voorgesteld.



Figuur 8.8: Invloed van imperfecties op de dimensieloze bezwijkspanning voor de verschillende cilinderafmetingen uit Tabel 8.4 en soepele steunpunten.

### 8.5.1 Ontwerpregel voor rigide steunpunten

Op basis van de parameterstudie die uitgevoerd werd voor deze steunpuntsonderstelling, werd een dubbele ontwerpregel afgeleid. Deze regel is hier gegeven:

$$F_u = k_{imp} \cdot f_y \cdot n_{sup} \cdot (w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s) \quad (8.6)$$

$$h_{s,crit} = \frac{0,029 \cdot w_{sup}^{0,16} \cdot f_y^{0,87} \cdot \left(\frac{t_s}{t}\right)^{1,45} \cdot w_s^{1,03}}{\gamma^{0,19}} \quad (8.7)$$

Merk op dat in Vergelijking (8.7) de vloeigrens  $f_y$  in MPa dient te worden ingevoerd.

### 8.5.2 Ontwerpregel voor soepele steunpunten

Ook voor deze steunpuntsonderstelling is een ontwerpregel afgeleid uit de betreffende parameterstudie. Deze regel is gegeven door:

$$F_u = k_{imp} \cdot f_y \cdot n_{sup} \cdot (w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s) \quad (8.8)$$

$$h_{s,crit} = \frac{0,046 \cdot w_{sup}^{0,13} \cdot f_y^{0,78} \cdot \left(\frac{t_s}{t}\right)^{1,27} \cdot w_s^{1,1}}{\gamma^{0,23}} \quad (8.9)$$

Opnieuw dient de vloeigrens ingevoerd te worden in MPa.

Met deze regels voor rigide en soepele steunpunten zijn de geometrieën uit Tabel 8.3 en Tabel 8.4 voorspeld. De resultaten van deze voorspellingen (waarbij cilinders van Klasse C werden ondersteld) zijn in de betreffende tabellen terug te vinden.

### 8.5.3 De voorgestelde ontwerpregel en zijn toepassingsgebied

In voorgaande werden regels gegeven voor de bezwijkbelasting (onafhankelijk van de steunpuntsonderstelling) en de optimale verstijverhoogte (afhankelijk van de steunpuntsonderstelling). De ontwerpingenieur die deze regels wil gebruiken voor een werkelijke constructie, zal geen boodschap hebben aan het onderscheid dat gemaakt wordt tussen twee theoretische gedragingen van de steunpunten. Daarom wordt in dit lid een regel gegeven die in de praktijk kan gebruikt worden. Voor de bezwijkbelasting, kan het voorschrift (8.6) of (8.8) gebruikt worden in combinatie met de toepasselijke knock-down factor uit Tabel 8.5. Wat de optimale verstijverhoogte betreft, is de keuze voor de aan te wenden formule iets moeilijker. Op basis van Voorschriften (8.7) en (8.9) kan afgeleid worden dat voor rigide steunpunten meestal een grotere optimale verstijverhoogte wordt voorspeld met de regel dan voor soepele steunpunten. Op het eerste zicht lijkt Voorschrift (8.7) het veiligst te zijn. Een te grote verstijverhoogte is echter ook niet ongevaarlijk. Bij te grote verstijverhoogtes kan namelijk voortijdige instabiliteit van de langsverstijver optreden en zodoende een bezwijkbelasting lager dan voorspeld met Voorschrift (8.6) veroorzaken. Desalniettemin zullen we toch met voorschrift (8.7) werken, gezien in de literatuur gesteld wordt dat het gedrag van werkelijke steunpunten het dichtst aanleunt bij dit van rigide steunpunten. De praktisch te hanteren dubbele ontwerpregel wordt dus:

$$F_u = k_{imp} \cdot f_y \cdot n_{sup} \cdot (w_{sup} \cdot t + 2 \cdot w_s \cdot t_s) \quad (8.10)$$

$$h_{s,crit} = \frac{0,029 \cdot w_{sup}^{0,16} \cdot f_y^{0,87} \cdot \left(\frac{t_s}{t}\right)^{1,45} \cdot w_s^{1,03}}{r^{0,19}} \quad (8.11)$$

met  $f_y$  in MPa.

#### Toepassingsgebied

Ontwerpregel (8.10) – (8.11) is enkel toepasbaar in het onderzochte gebied<sup>5</sup>, met name voor:

$$r/t = 250 \quad (8.12)$$

<sup>5</sup>De regel is voorlopig enkel geldig voor vier steunpunten. Gelet op de conclusies uit vorig hoofdstuk betreffende de invloed van het aantal steunpunten, lijkt verder onderzoek aangewezen om te controleren of de regel ook geldig is voor een ander aantal steunpunten. Mogelijks heeft  $n_{sup}$  een invloed op  $h_{s,crit}$ .

$$n_{sup} = 4 \quad (8.13)$$

$$h = 2r \quad (8.14)$$

$$0,029r \leq w_{sup} \leq 0,2r \quad (8.15)$$

$$t \leq t_s \leq 3,25t \quad (8.16)$$

$$0,071r \leq w_s \leq 0,143r \quad (8.17)$$

$$235 \text{ MPa} \leq f_y \leq 355 \text{ MPa} \quad (8.18)$$

$$0 \leq h_s \leq 1,9r \quad (8.19)$$

Bijkomend wordt er nog een eis gesteld om de vroegtijdige instabiliteit van de verstijvers uit te sluiten, namelijk:

$$\frac{w_{sup} \cdot t \cdot w_s^3 \cdot f_y^2}{t_s \cdot r^4} \leq 18. \quad (8.20)$$

In deze regel dient de vloeigrens  $f_y$  terug ingevoerd te worden in MPa.

#### 8.5.4 Vergelijking van de bekomen ontwerpregel met deze van Herzig

Een ontwerpregel voor lokaal ondersteunde cilinderschalen voorzien van ring- en langverstijvers werd reeds ontwikkeld door Herzig. Deze regel is in Hoofdstuk 2 gegeven door de Vergelijkingen (2.21) – (2.26). Globaal gezien heeft deze regel een gelijkaardige vorm als de hier ontwikkelde regel. De regel bestaat ook uit twee delen, namelijk een voorspelling van de bezwijkbelasting die bereikt wordt indien de optimale verstijverhoogte gebruikt wordt die uitgedrukt wordt in functie van de overige parameters.

Een echte vergelijking van de hier bekomen regel met de ontwerpregel van Herzig is evenwel niet mogelijk. Daarvoor zijn de verschillen tussen de twee regels te groot. De ontwerpregel van Herzig is opgesteld, rekening houdende met een aanwezige inwendige druk en met de invloed van de kegelvormige bodem. Bovendien zijn de restricties en het toepassingsgebied niet volledig overlappend.

Wel kunnen we opmerken dat de voorspelde bezwijkbelasting bij Herzig ook uitgaat van de onderstelling dat de spanning gelijk wordt aan de vloeigrens bij bezwijken. In het toepassingsgebied is bovendien de restrictie  $r/t \leq 500$  opgegeven, vermoedelijk omdat boven deze waarde de vloeigrens ook niet meer bereikt wordt. Met de invloed van vormfouten wordt in deze regel evenwel geen rekening gehouden. Dit zorgt er voor dat de voorspelde bezwijkbelasting bij Herzig duidelijk hoger ligt voor een cilinder met zelfde afmetingen.

Een vergelijking van de optimale verstijverhoogte zullen we hier niet uitvoeren, gezien deze hoogte vermoedelijk sterk beïnvloed wordt door de verschillen in aannames van de beide onderzoeken.

## 8.6 Conclusie

Als slot van dit hoofdstuk, kunnen we stellen dat de hier uitgevoerde parameterstudie geleid heeft tot een alternatieve ontwerpregel. Het toepassingsgebied van deze regel heeft een aantal restricties, waarvan sommige in de toekomst hopelijk zullen verholpen worden.





## Hoofdstuk 9

# Besluiten en toekomstig onderzoek

In dit laatste hoofdstuk worden de belangrijkste besluiten van dit werk overlopen. Verder worden een aantal voorstellen geformuleerd voor toekomstige studies over verstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten.

Het onderzoek werd gestart met het uitvoeren van experimenten op schaalmodellen. Teneinde een ontwerpregel te kunnen opstellen, werd een numeriek model van deze cilinderschalen ontwikkeld. Dit numerieke model kon gevalideerd worden aan de hand van de experimenten, maar daarvoor was het noodzakelijk om de opgemeten vormfouten en het werkelijk materiaalgedrag in het model in rekening te brengen.

Met dit numerieke model werd ook het effect van de steunpuntsmodellering bestudeerd. In de literatuur wordt vermeld dat voor onverstijfde cilinderschalen op lokale steunpunten de onderstelling van soepele steunpunten leidt tot de laagste bezwijkspanningen. Uit ons onderzoek blijkt de situatie voor verstijfde cilinderschalen iets genuanceerder te zijn. De bezwijkbelasting bij soepele steunpunten is effectief lager als we te maken hebben met plastisch plooien. Bij elastisch of elastisch-plastisch plooien kan de bezwijkbelasting bij soepele steunpunten duidelijk hoger zijn dan bij rigide steunpunten, maar ook lager. De afmeting van de steunpunten lijkt hierbij de bepalende factor te zijn.

Van schaalconstructies is geweten dat imperfecties een grote rol spelen. De invloed van meerdere imperfectievormen werd onderzocht en hieruit bleek dat deze imperfecties ook bij verstijfde cilinders op lokale steunpunten een grote invloed hebben. Imperfecties met de vorm van een eigenmode bleken nadeliger te zijn dan imperfecties die beschreven worden door in de literatuur gevonden wiskundige formules.

Op basis van een parameterstudie voor zowel rigide als soepele steunpunten kon een ontwerpregel worden afgeleid. Deze regel is enkel geldig voor een verhouding  $r/t = 250$  en geeft op basis van gekozen cilinderafmetingen

en verstijverdoorsnede de optimale verstijverhoogte en corresponderende bezwijkbelasting. Voor dunnere cilinderschalen bleek het afleiden van een dergelijke regel op basis van de uitgevoerde analyses niet mogelijk omwille van het optreden van instabiliteit van de verstijvers. Bovendien werd voor de aanvang van de parameterstudie de keuze gemaakt om de cilinderhoogte gelijk te stellen aan tweemaal de cilinderstraal. Nu bleek voor dunnere cilinderschalen dat de optimale verstijverhoogtes wel zeer dicht in de buurt van de dubbele straal komen, waardoor het dus nodig wordt om de cilinderhoogte te vergroten. Dit geeft onmiddellijk een voorzet voor toekomstig onderzoek.

Om de regel uit te breiden naar andere waarden van  $r/t$ , zal het nodig zijn om nieuwe analyses uit te voeren waarbij de cilinderhoogte veel groter wordt genomen dan mogelijke verstijverhoogtes.

In het voorliggende werk werd de invloed van een inwendige druk voor de basiscilinder onderzocht. Deze inwendige druk werd echter niet in beschouwing genomen bij de parameterstudie waaruit de ontwerpregel volgde. In toekomstig onderzoek zou dit een parameter kunnen zijn die wel in rekening wordt genomen en op die manier kan de ontwerpregel dan uitgebreid worden om ook met deze inwendige druk rekening te houden.

Een verdere uitbreiding van de regel kan bekomen worden door de invloed van het aantal steunpunten op de optimale verstijverhoogte te onderzoeken.

De auteur is ook van plan om verder onderzoek uit te voeren naar het verschil tussen rigide en soepele steunpunten. In de rand van dit toekomstig onderzoek kan vermeld worden dat bij het finaliseren van dit werk net werd gestart met een onderzoek naar het gedrag van de steunpunten in de experimenten. Met behulp van een druksensor in de vorm van een flinterdunne folie, geplaatst tussen een steunblok en de cilinderrand zal de drukverdeling aldaar in detail bestudeerd worden. Voorlopig zijn evenwel nog geen resultaten beschikbaar.

Zoals eerder vermeld in dit werk ligt het voor de hand dat de gekozen verstijverdoorsnede aanleiding geeft tot een zeer snelle instabiliteit van de verstijvers zelf. Dit is natuurlijk niet optimaal en het is dus aangewezen om in de toekomst het onderzoek uit te breiden tot verstijvers met een groter traagheidsmoment.

Tot slot zal in de nabije toekomst de ontwerpregel gevalideerd worden aan de hand van experimenten waarbij het gebruikte materiaal een vloeigrens heeft die gelegen is in het onderzochte interval.

**Deel II**

**Bijlagen**



## Bijlage A

# De cilindermodellen

### A.1 De resultaten van de trekproeven

Tabel A.1: Resultaten van trekproeven voor de twee gebruikte plaatdiktes – Deel 1

Proef	Nummer trekstaaf	plaatdikte [mm]	$f_{0,2}$ [MPa]
1	1	0,7	167,5
1	2	0,7	168,5
1	3	1,5	209,0
1	4	1,5	233,7
2	5	0,7	175,6
2	6	0,7	177,6
2	7	0,7	174,8
2	8	0,7	167,3
2	9	0,7	175,4
2	10	0,7	170,1
2	11	1,5	211,1
2	12	1,5	212,8
2	13	1,5	213,9
2	14	1,5	251,4
2	15	1,5	257,8
2	16	1,5	236,3
3	17	0,7	166,7
3	18	0,7	169,5
3	19	0,7	164,2
3	20	0,7	164,1

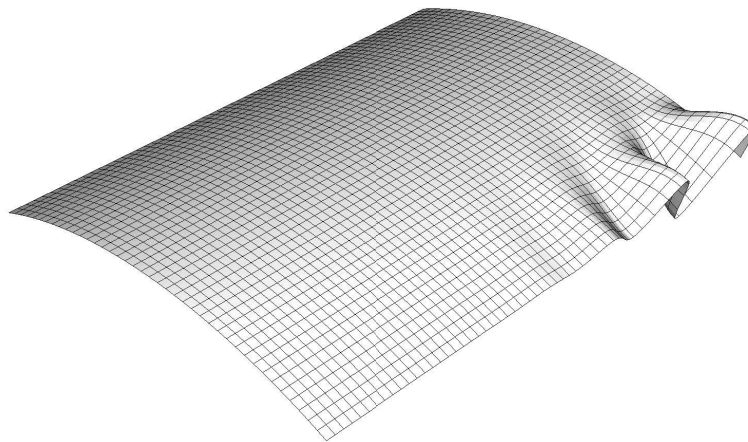
Tabel A.2: Resultaten van trekproeven voor de twee gebruikte plaatdiktes – Deel 2

Proef	Nummer trekstaaf	plaatdikte [mm]	$f_{0,2}$ [MPa]
3	21	0,7	166,7
3	22	0,7	166,0
3	23	1,5	212,5
3	24	1,5	212,5
3	25	1,5	215,4
3	26	1,5	211,0
3	27	1,5	212,7
3	28	1,5	211,7
4	29	0,7	175,5
4	30	0,7	179,2
4	31	0,7	175,2
5	32	0,7	173,1
5	33	0,7	182,6
5	34	0,7	182,1
6	35	0,7	182,1
6	36	0,7	182,8
6	37	0,7	179,4
7	38	0,7	174,6
7	39	0,7	179,2
7	40	0,7	181,7
8	41	0,7	174,1
8	42	0,7	177,4
8	43	0,7	175,9
8	44	1,5	216,1
8	45	1,5	216,2
8	46	1,5	216,6
Gemiddelde	0,7 mm	174,1 MPa	
	1,5 mm	220,6 MPa	

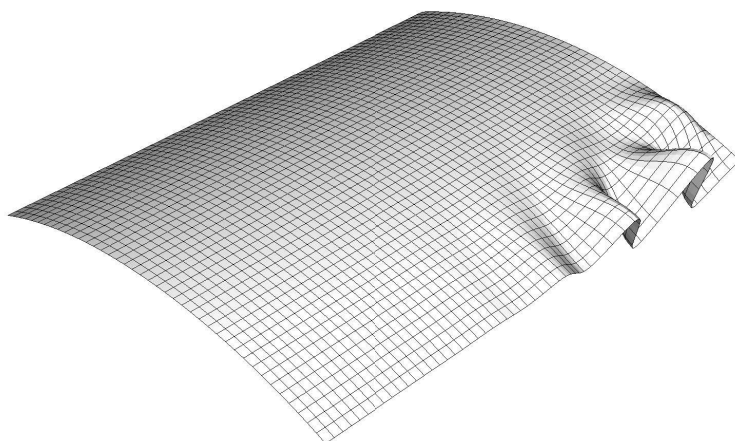
## Bijlage B

# Het onverstijfde model

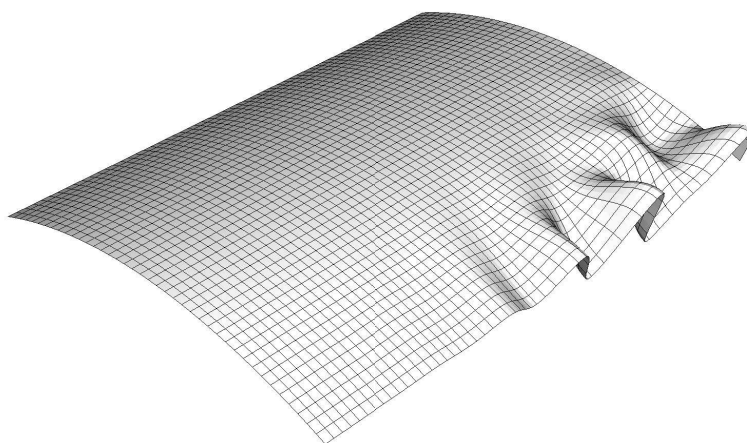
### B.1 Eigenmodes



Figuur B.1: De eerste eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25.



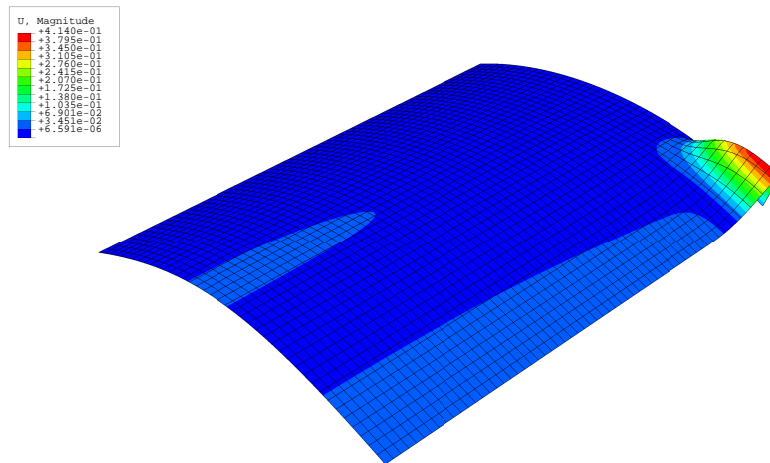
Figuur B.2: De tweede eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25.



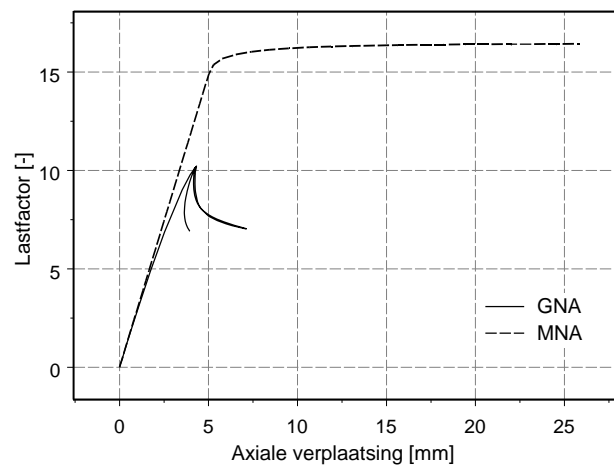
Figuur B.3: De derde eigenmode voor een ondersteuningsproportie van 0,25.



## B.2 Materiaal niet-lineaire analyse – MNA



Figuur B.4: De vervorming van de cilinder bij een materiaal niet-lineaire analyse.



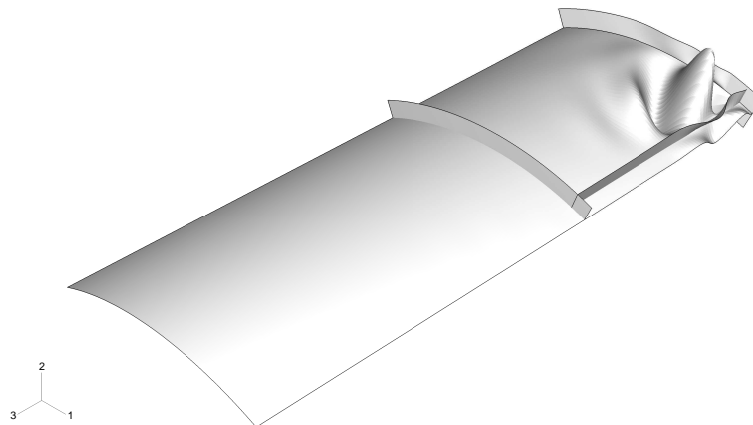
Figuur B.5: De last-verplaatsingsdiagrammen horende bij een GNA en een MNA analyse.



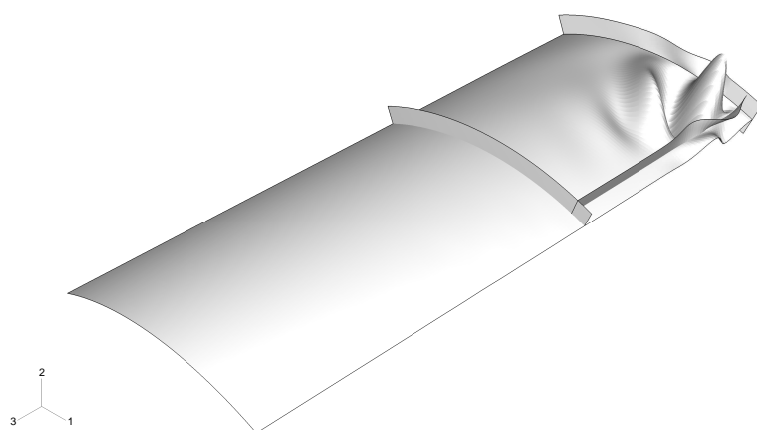
## Bijlage C

# Het verstijfde model

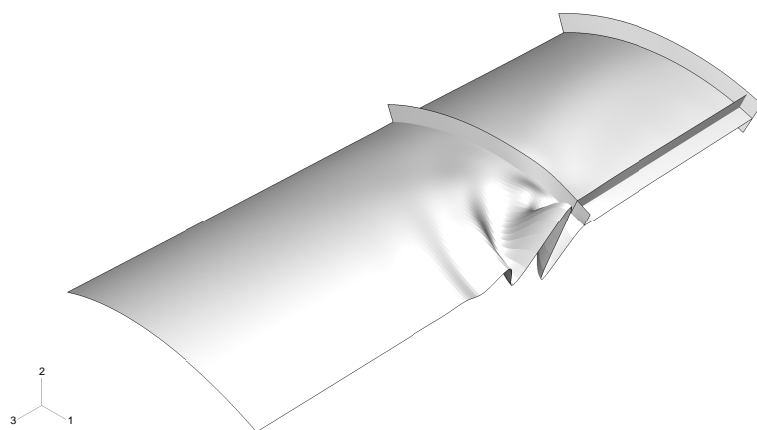
### C.1 De keuze van de elementen



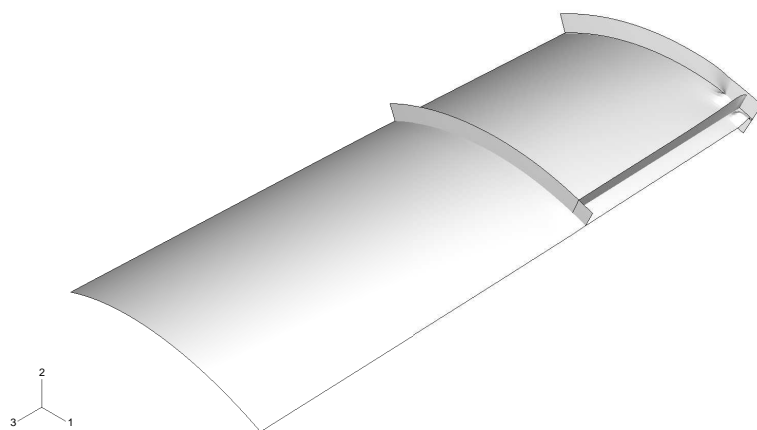
Figuur C.1: De eerste eigenmode van de perfecte cilinder.



Figuur C.2: De tweede eigenmode van de perfecte cilinder.



Figuur C.3: De derde eigenmode van de perfecte cilinder.



Figuur C.4: Het vervormingspatroon van de perfecte cilinder bij een GMNA analyse.

## C.2 De bepaling van het elementennet

Tabel C.1: Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 1

$k_{1,axiaal}$	$k_{1,omtrek}$	Eigenwaarde [kN]			$d_s$ [mm]	$h_s$ [mm]
		1	2	3		
25	25	201,00	206,73	207,81	34,36	262,50
45	25	200,87	201,14	201,55	34,36	286,36
65	25	195,27	197,60	197,72	34,36	278,91
85	25	193,16	195,38	196,37	34,36	275,00
105	25	195,18	197,18	197,41	34,36	282,69
25	45	200,17	206,59	207,83	37,48	262,50
45	45	198,90	199,25	202,07	37,48	286,36
65	45	195,02	196,10	196,59	37,48	278,91
85	45	193,49	194,51	194,80	37,48	275,00
105	45	194,15	195,51	196,50	37,48	282,69
25	65	200,42	206,90	208,53	38,66	262,50
45	65	198,69	199,16	202,71	38,66	286,36
65	65	194,63	195,91	197,24	38,66	278,91
85	65	193,03	194,57	195,16	38,66	275,00
105	65	193,65	195,24	197,15	38,66	282,69
25	85	200,65	207,20	208,98	39,26	262,50
45	85	198,64	199,20	203,08	39,26	286,36
65	85	194,51	195,88	197,60	39,26	278,91
85	85	192,86	194,51	195,53	39,26	275,00
105	85	193,45	195,17	197,51	39,26	282,69
25	105	200,85	207,44	209,32	39,64	262,50
45	105	198,63	199,25	203,32	39,64	286,36
65	105	194,44	195,87	197,84	39,64	278,91
85	105	192,77	194,49	195,76	39,64	275,00
105	105	193,34	195,14	197,74	39,64	282,69

Tabel C.2: Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 2

$k_{1,axiaal}$	$k_{1,omtrek}$	Eigenwaarde $EV$ [kN]
25	25	207,81
45	25	201,55
65	25	197,72
85	25	196,37
105	25	197,18
25	45	200,17
45	45	199,25
65	45	195,02
85	45	193,49
105	45	194,15
25	65	200,42
45	65	198,69
65	65	194,63
85	65	193,03
105	65	193,65
25	85	200,65
45	85	198,64
65	85	194,51
85	85	192,86
105	85	193,45
25	105	200,85
45	105	199,25
65	105	194,44
85	105	192,77
105	105	193,34

Tabel C.3: Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 3

$k_{1,axiaal}$	$k_{1,omtrek}$	Eigenwaarde [kN]			$d_s$ [mm]	$h_s$ [mm]
		1	2	3		
115	115	187,17	189,66	194,68	36,16	276,32
115	125	192,35	194,14	195,89	39,90	276,32
115	135	187,89	190,31	194,96	36,92	276,32
115	145	184,23	187,23	194,25	34,36	276,32
115	155	188,43	190,80	195,18	37,48	276,32
125	115	187,47	189,98	195,54	36,16	279,44
125	125	192,68	194,48	196,76	39,90	279,44
125	135	188,19	190,63	195,83	36,92	279,44
125	145	184,51	187,54	195,12	34,36	279,44
125	155	188,73	191,12	196,05	37,48	279,44
135	115	187,73	190,25	196,29	36,16	282,09
135	125	192,97	194,76	197,51	39,90	282,09
135	135	188,45	190,90	196,58	36,92	282,09
135	145	184,75	187,80	195,86	34,36	282,09
135	155	188,99	191,39	196,80	37,48	282,09
145	115	187,07	189,54	194,76	36,16	277,08
145	125	192,29	194,04	195,98	39,90	277,08
145	135	187,80	190,20	195,05	36,92	277,08
145	145	184,11	187,10	194,34	34,36	277,08
145	155	188,33	190,68	195,26	37,48	277,08
155	115	187,34	189,83	195,47	36,16	279,55
155	125	192,58	194,34	196,69	39,90	279,55
155	135	188,07	190,48	195,76	36,92	279,55
155	145	184,37	187,38	195,04	34,36	279,55
155	155	188,61	190,97	195,97	37,48	279,55



Tabel C.4: Parameterstudie ter bepaling van de optimale mesh: variatie van knopenaantal in axiale en omtreksrichting – Deel 4

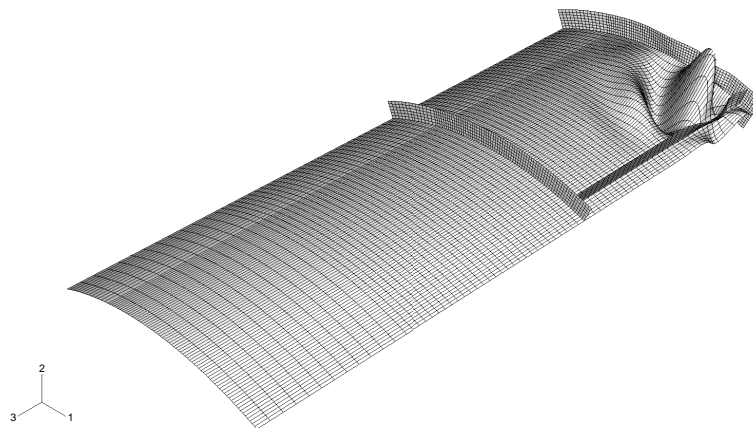
$k_{1,axiaal}$	$k_{1,omtrek}$	Gecorrigeerde Eigenwaarde [kN]			$d_s$ [mm]
		1	2	3	
115	115	188,35	190,67	194,93	36,16
115	125	188,22	190,62	195,01	39,90
115	135	188,00	190,40	194,98	36,92
115	145	187,99	190,43	195,05	34,36
115	155	187,74	190,21	195,03	37,48
125	115	188,65	190,99	195,79	36,16
125	125	188,55	190,96	195,88	39,90
125	135	188,30	190,72	195,85	36,92
125	145	188,27	190,74	195,92	34,36
125	155	188,04	190,53	195,90	37,48
135	115	188,91	191,26	196,54	36,16
135	125	188,84	191,24	196,63	39,90
135	135	188,56	190,99	196,60	36,92
135	145	188,51	191,00	196,66	34,36
135	155	188,30	190,80	196,65	37,48
145	115	188,25	190,55	195,01	36,16
145	125	188,16	190,52	195,10	39,90
145	135	187,91	190,29	195,07	36,92
145	145	187,87	190,30	195,14	34,36
145	155	187,64	190,09	195,11	37,48
155	115	188,52	190,84	195,72	36,16
155	125	188,45	190,82	195,81	39,90
155	135	188,18	190,57	195,78	36,92
155	145	188,13	190,58	195,84	34,36
155	155	187,92	190,38	195,82	37,48



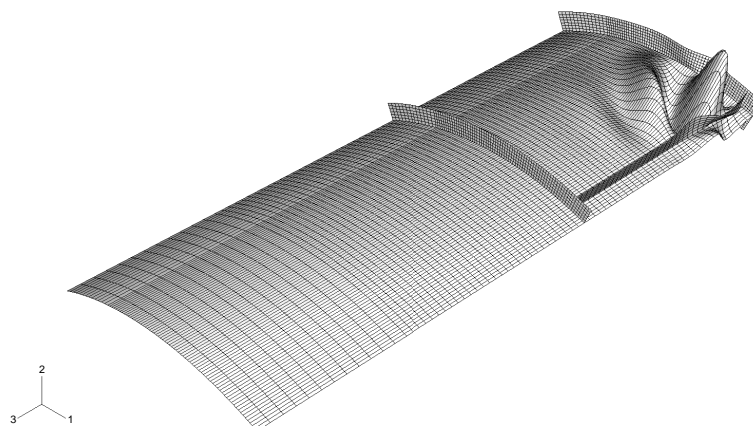
# Bijlage D

## De eerste berekeningsresultaten

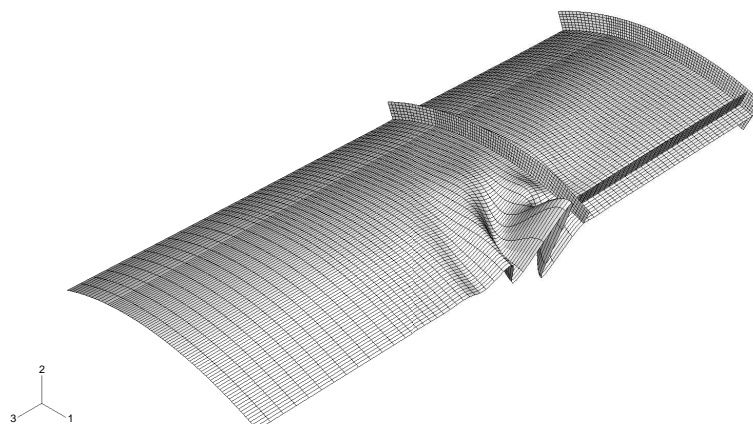
### D.1 Eigenwaardeberekeningen – Rigide steunpunten



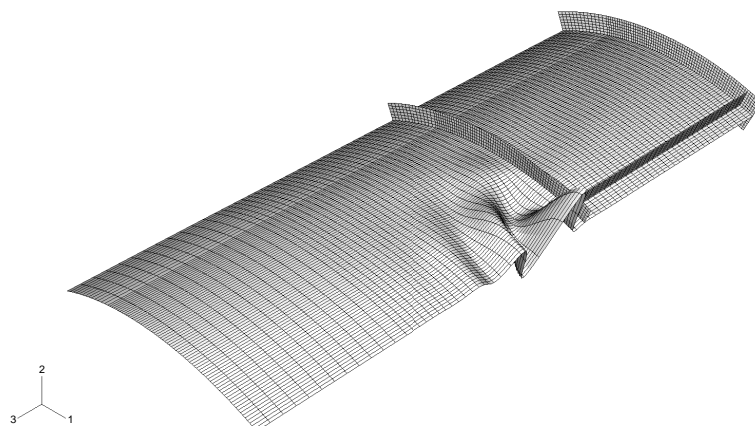
Figuur D.1: De eerste eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten.



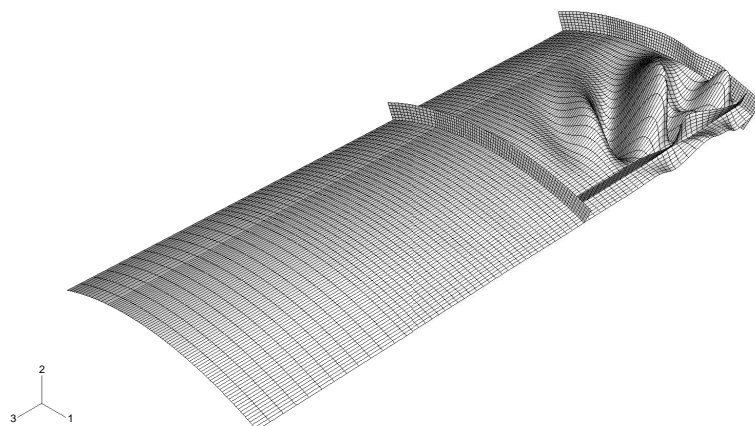
Figuur D.2: De tweede eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten.



Figuur D.3: De derde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten.

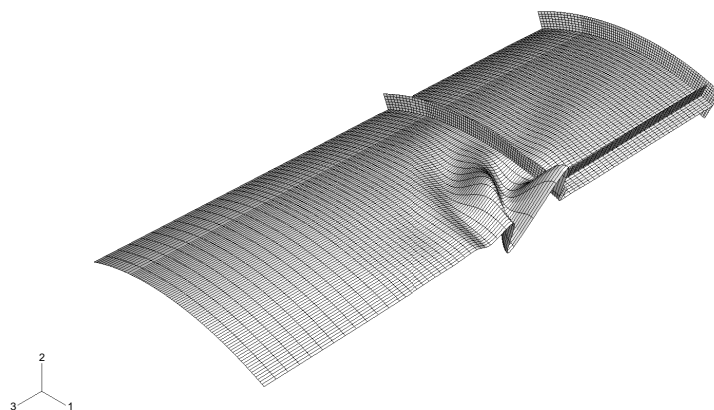


Figuur D.4: De vierde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten.

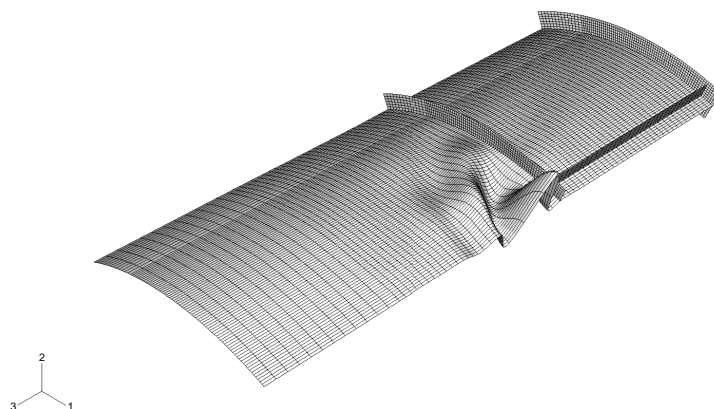


Figuur D.5: De vijfde eigenmode van de perfecte cilinder – rigide steunpunten.

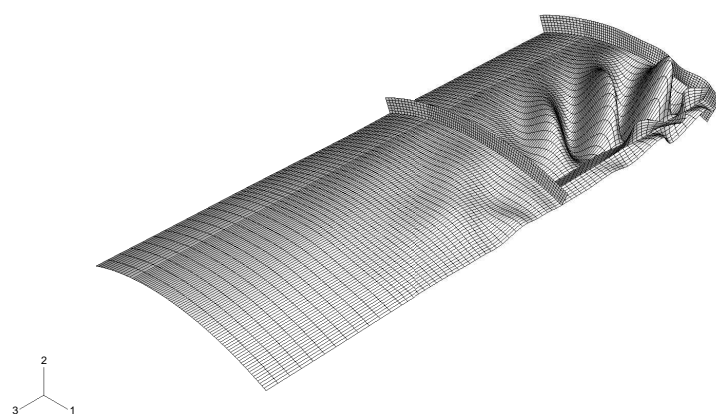
## D.2 Eigenwaardeberekeningen – Soepele steunpunten



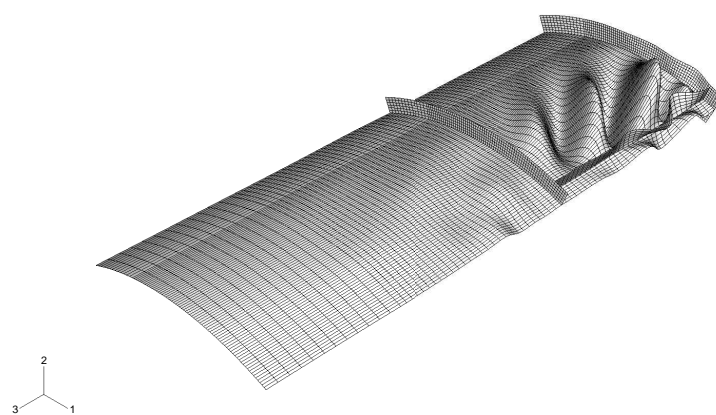
Figuur D.6: De eerste eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten.



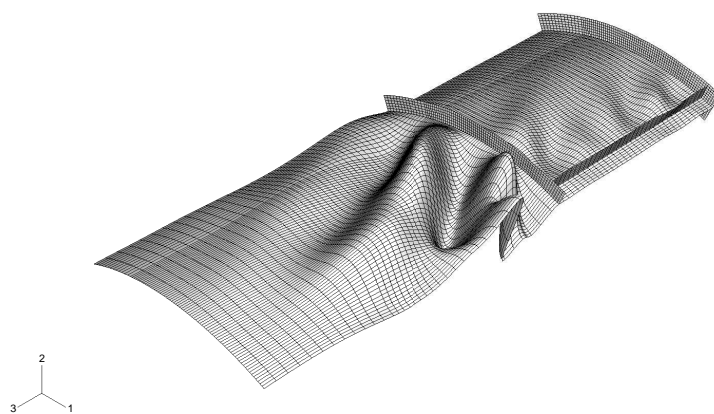
Figuur D.7: De tweede eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten.



Figuur D.8: De derde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten.



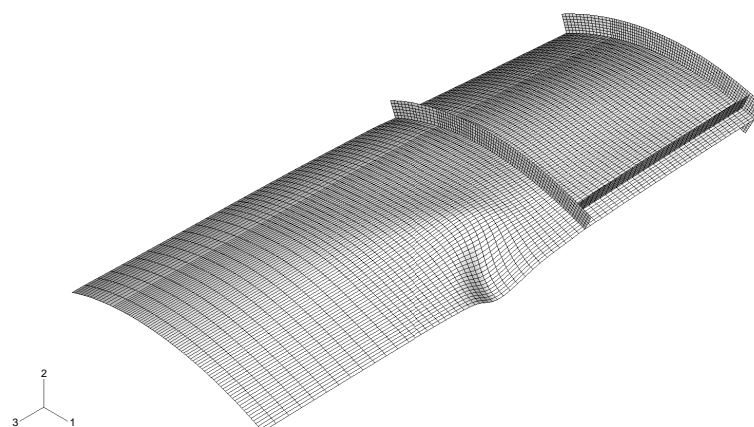
Figuur D.9: De vierde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten.



Figuur D.10: De vijfde eigenmode van de perfecte cilinder – soepele steunpunten.

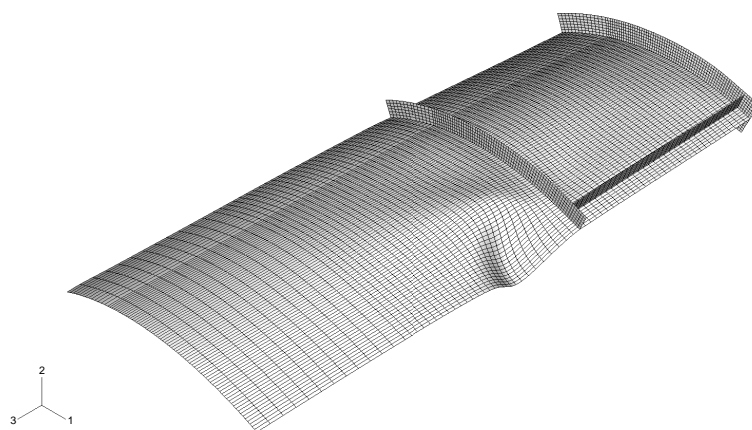


### D.3 GNA – Rigide steunpunten



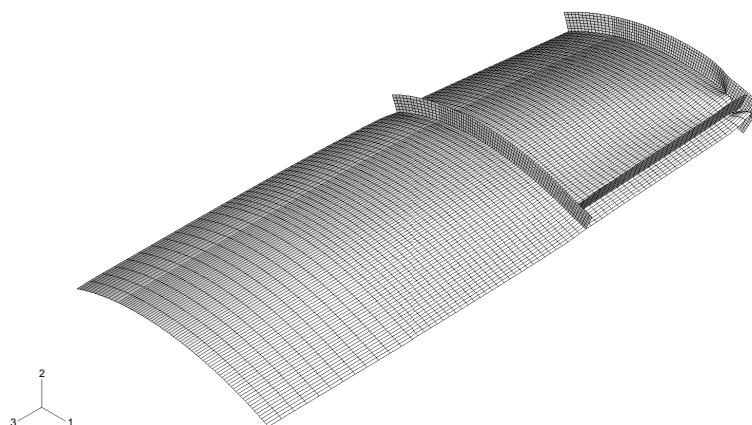
Figuur D.11: Het vervormingspatroon voor de GNA analyse – rigide steunpunten.

## D.4 GNA – Soepele steunpunten



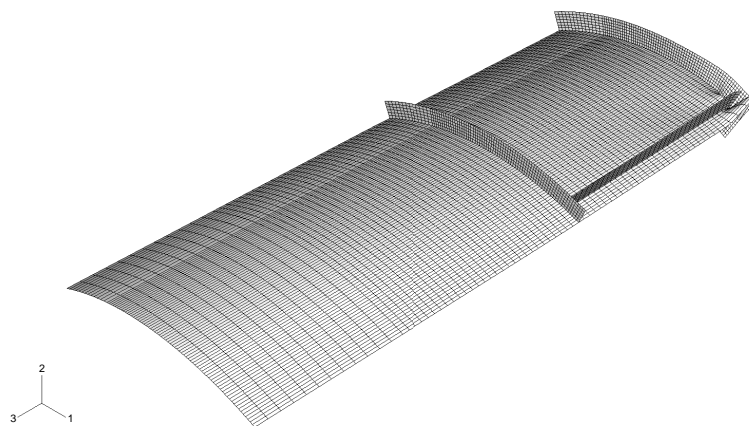
Figuur D.12: Het vervormingspatroon voor de GNA analyse – soepele steunpunten.

## D.5 MNA – Rigide steunpunten



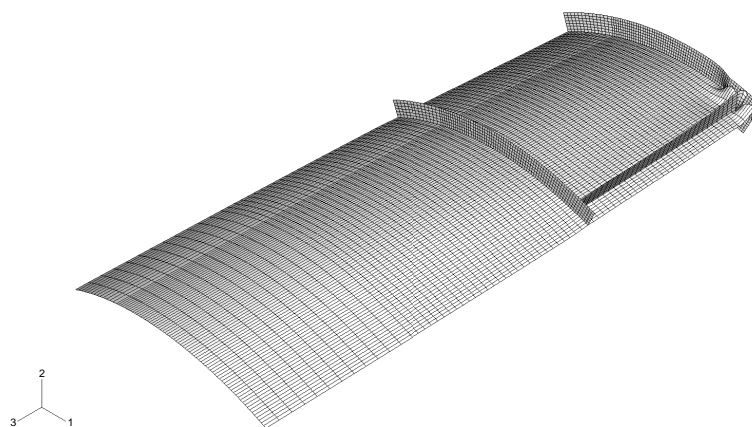
Figuur D.13: Het vervormingspatroon voor de MNA analyse – rigide steunpunten.

## D.6 MNA – Soepele steunpunten



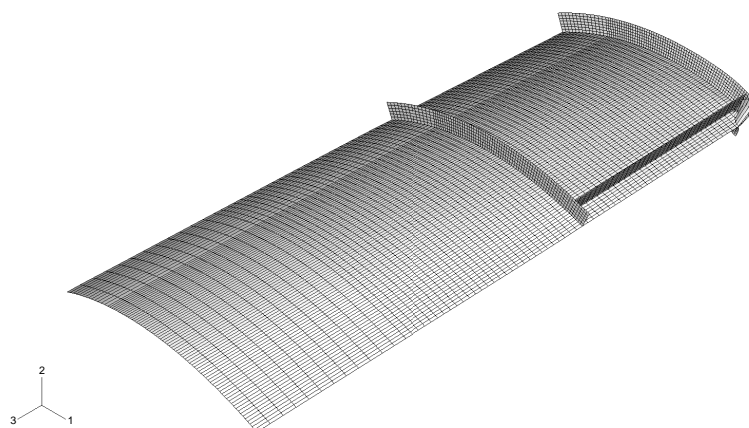
Figuur D.14: Het vervormingspatroon voor de MNA analyse – soepele steunpunten.

## D.7 GMNA – Rigide steunpunten



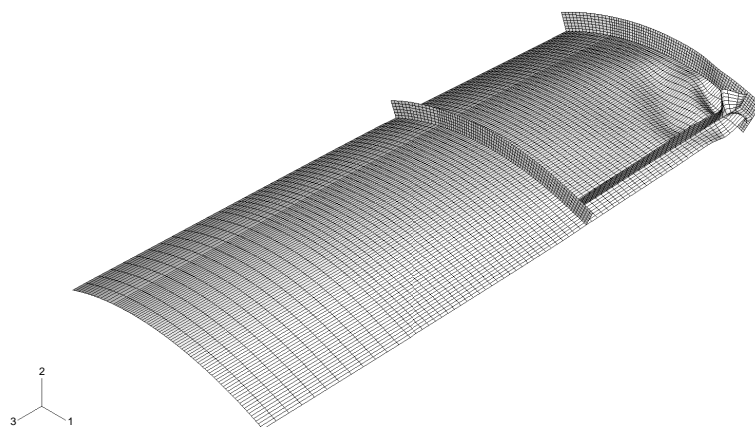
Figuur D.15: Het vervormingspatroon voor de GMNA analyse – rigide steunpunten.

## D.8 GMNA – Soepele steunpunten

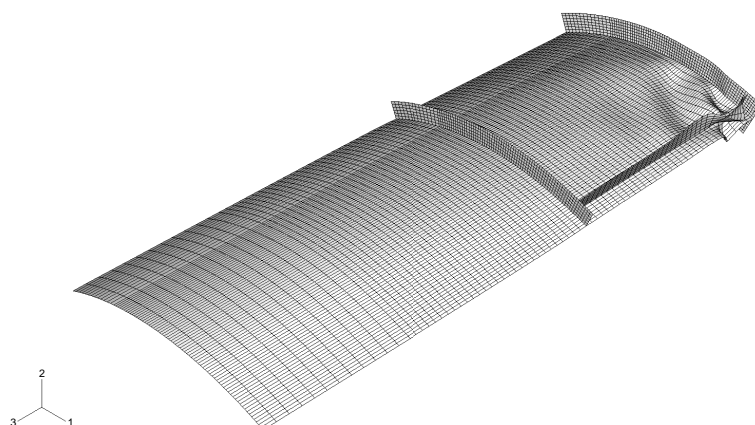


Figuur D.16: Het vervormingspatroon voor de GMNA analyse – soepele steunpunten.

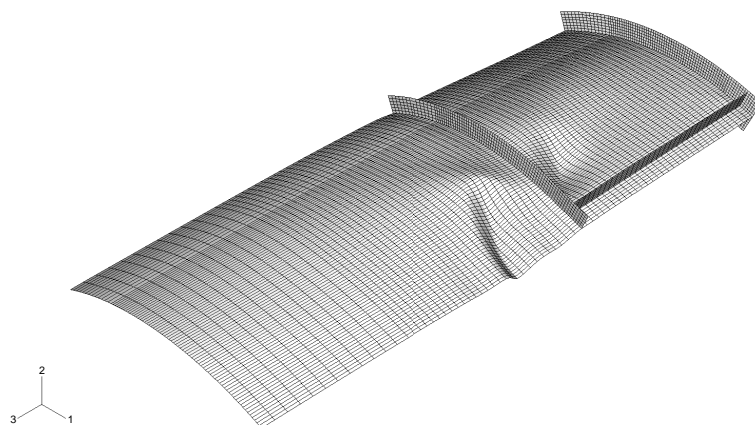
## D.9 GMNIA – Rigide steunpunten



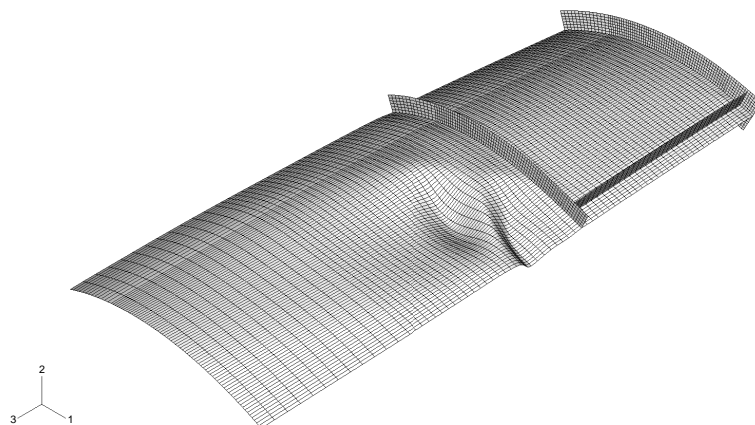
Figuur D.17: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de eerste eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten.



Figuur D.18: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de tweede eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten.

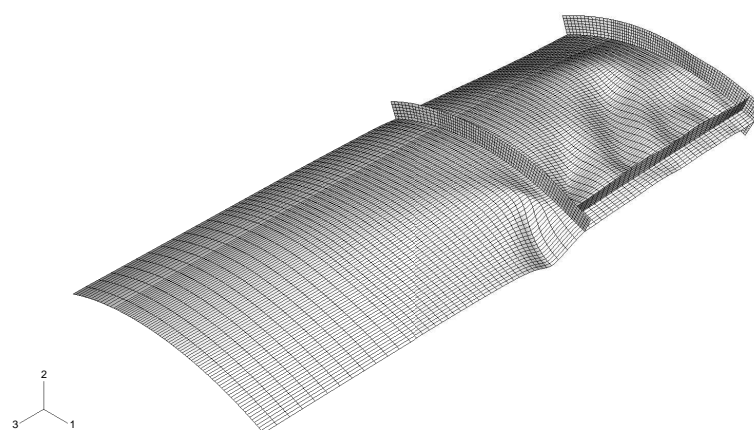


Figuur D.19: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de derde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten.



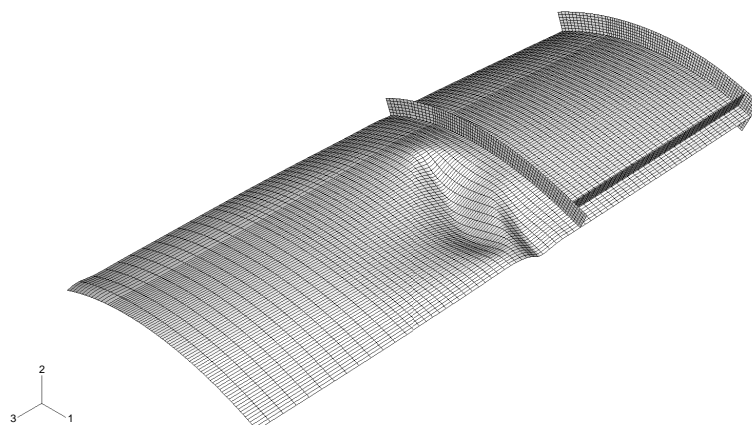
Figuur D.20: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vierde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten.



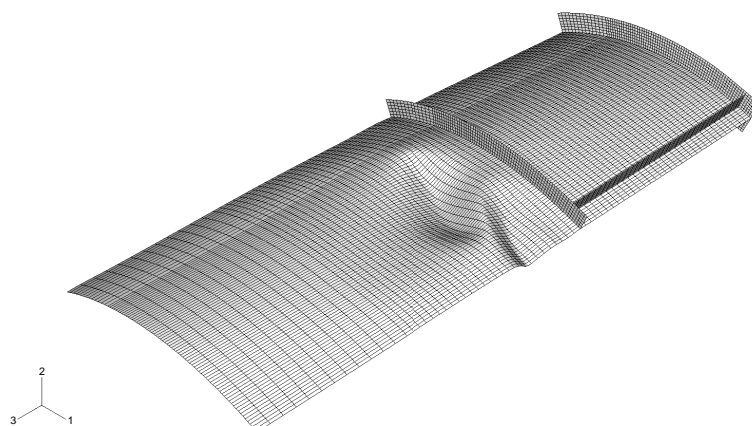


Figuur D.21: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vijfde eigenmode als imperfectievorm – rigide steunpunten.

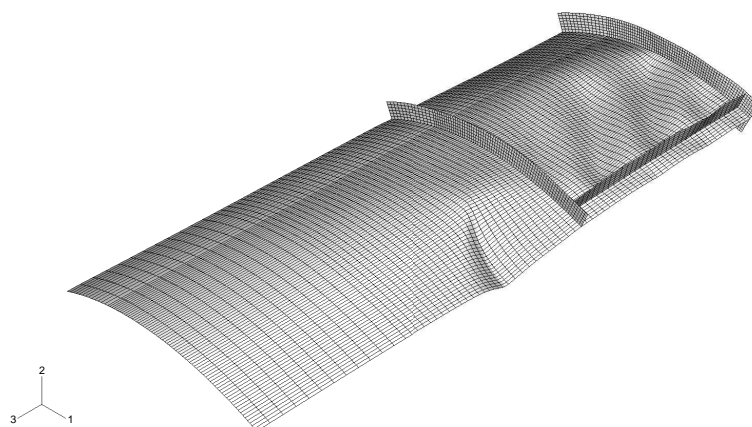
## D.10 GMNIA – Soepele steunpunten



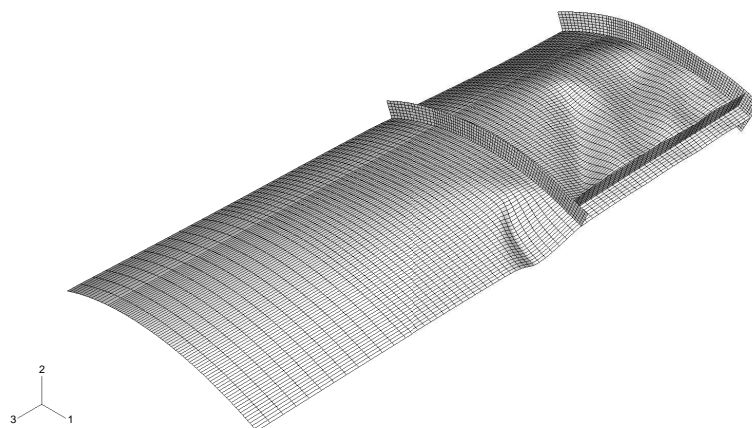
Figuur D.22: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de eerste eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten.



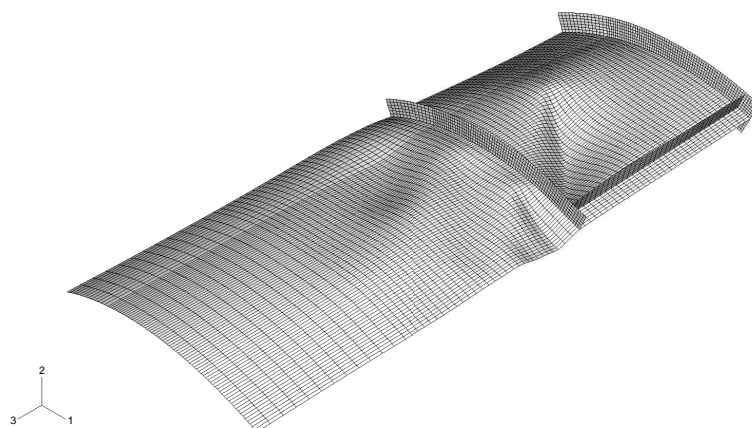
Figuur D.23: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de tweede eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten.



Figuur D.24: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de derde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten.



Figuur D.25: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vierde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten.

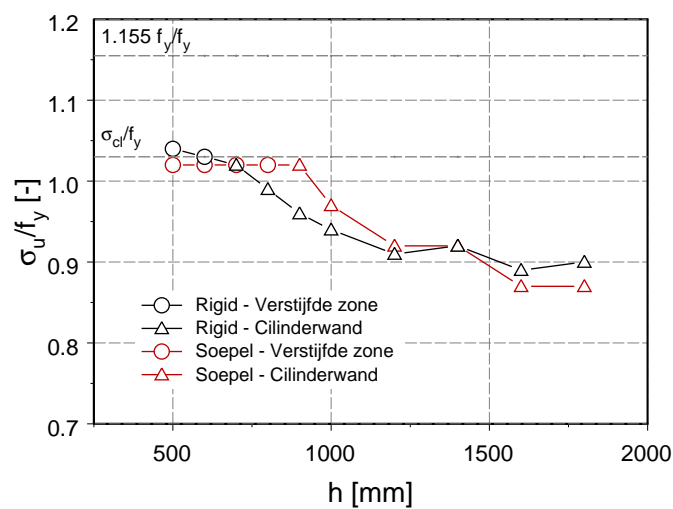


Figuur D.26: Het vervormingspatroon voor de GMNIA analyse met de vijfde eigenmode als imperfectievorm – soepele steunpunten.

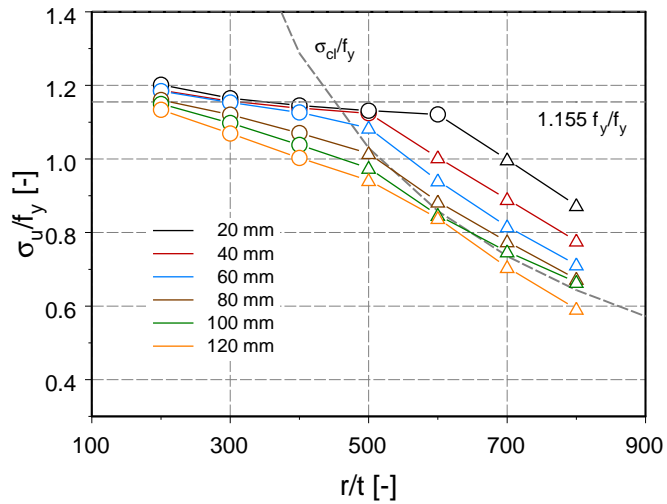
## Bijlage E

# De invloed van de geometrische parameters

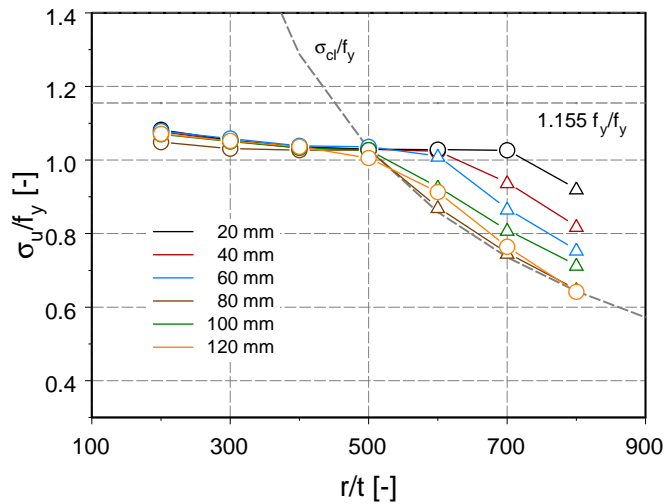
### E.1 De parameters van de cilinder



Figuur E.1: De invloed van de hoogte van de cilinder op het plooi gedrag.

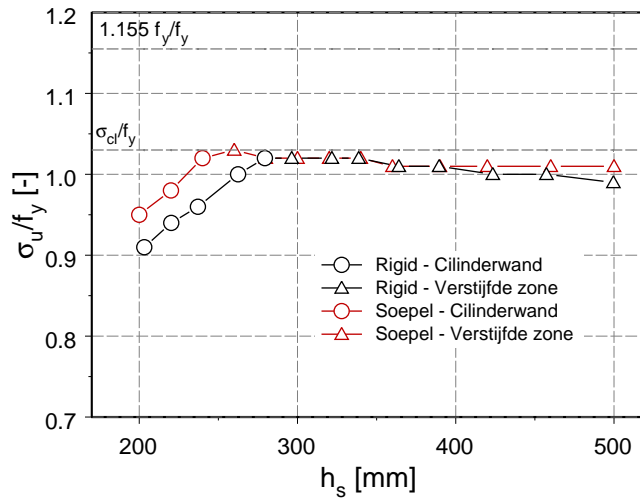


Figuur E.2: De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag voor meerdere steunpuntsbreedtes bij rigide steunpunten.

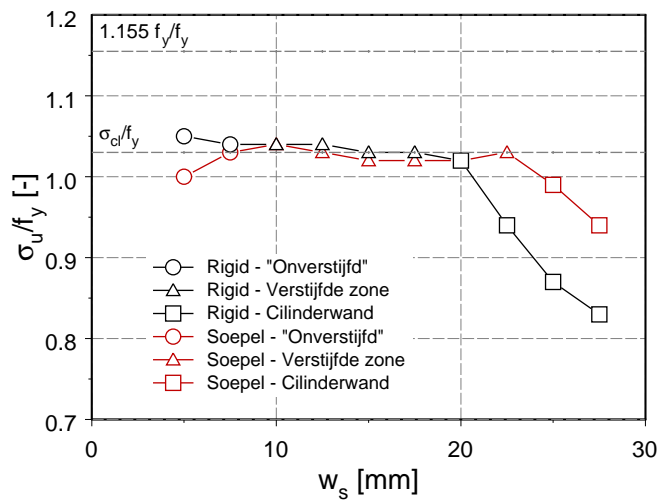


Figuur E.3: De invloed de straal-tot-dikte verhouding op het plooigedrag voor meerdere steunpuntsbreedtes bij soepele steunpunten.

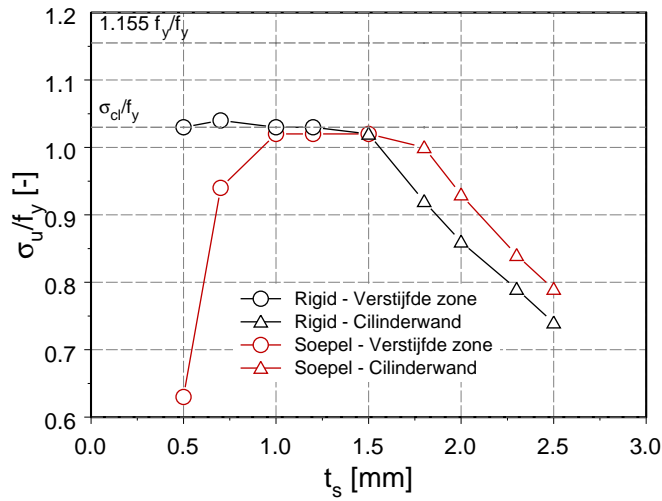
## E.2 De parameters van de langsverstijver



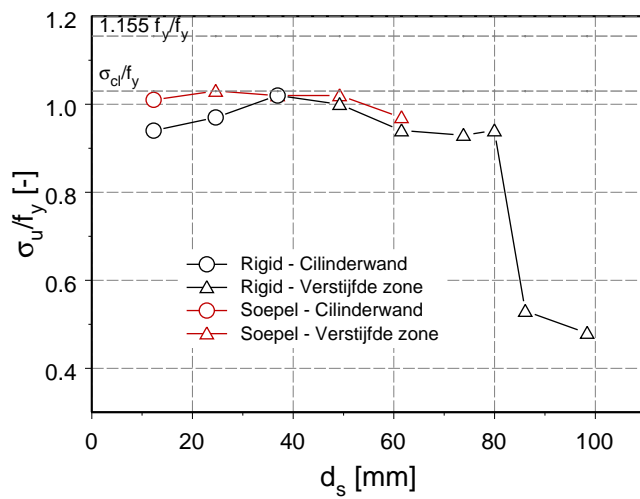
Figuur E.4: De invloed van de hoogte van de langsverstijver op het plooielastdrag.



Figuur E.5: De invloed van de breedte van de langsverstijver op het plooielastdrag.



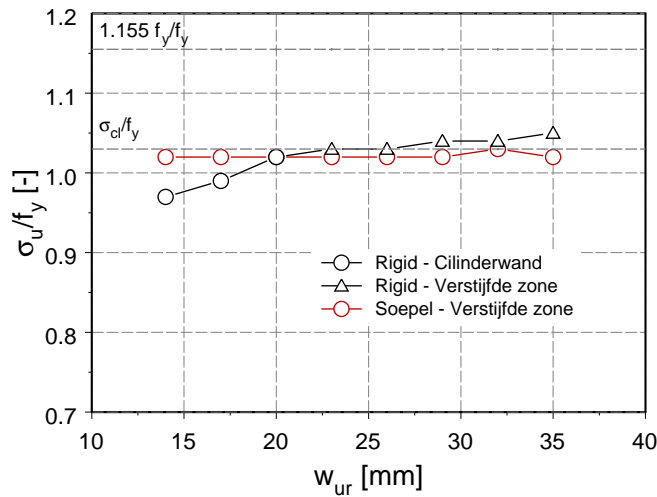
Figuur E.6: De invloed van de dikte van de langsverstijver op het plooiëdrag.



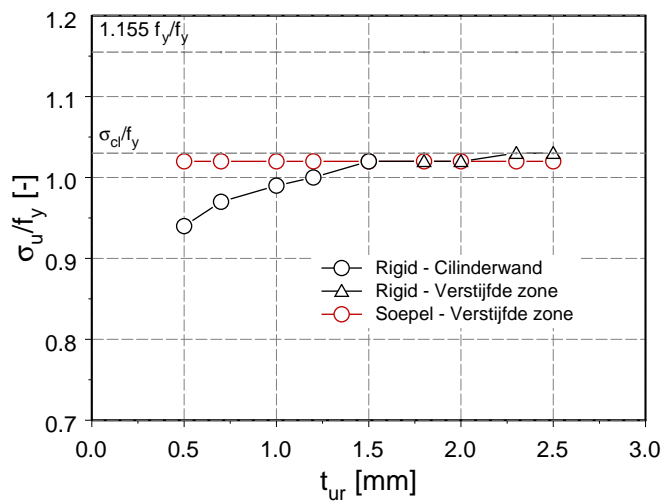
Figuur E.7: De invloed van de interstringer afstand op het plooiëdrag.



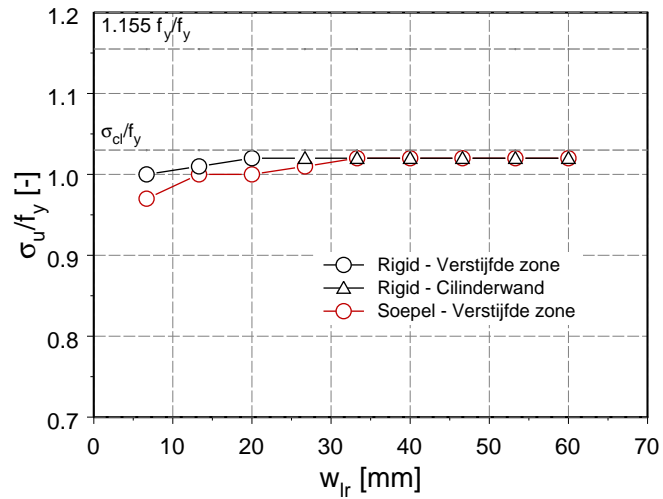
### E.3 De parameters van de ringen



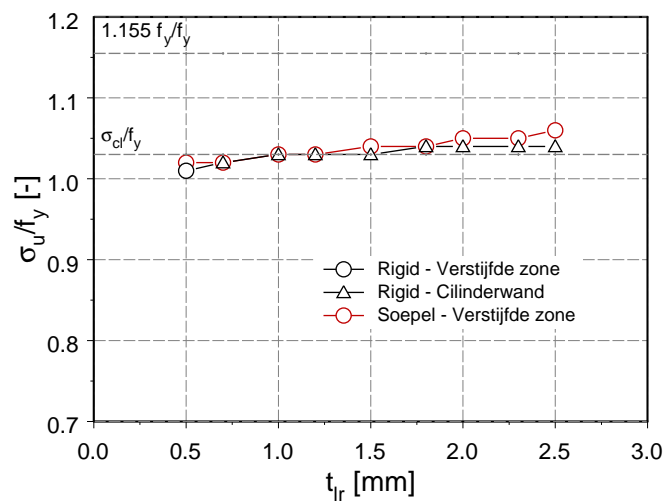
Figuur E.8: De invloed van de breedte van de bovenring op het plooigedrag.



Figuur E.9: De invloed van de dikte van de bovenring op het plooigedrag.



Figuur E.10: De invloed van de breedte van de onderring op het plooigedrag.



Figuur E.11: De invloed van de dikte van de onderring op het plooigedrag.

# Bibliografie

- [1] Z. Bodarski, E. Hotala, en H. Pasternak, "Zur Beurteilung der Tragfähigkeit von Metallsilos," *Der Bauingenieur*, Vol. 60, pp. 49–52, 1985.
- [2] D. Bushnell, *Computerized buckling analysis of shells*, Mechanics of Elastic Stability 9. Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht, Nederland, 1985.
- [3] K.K. Choong en E. Ramm, "Simulation of buckling process of shells by using the finite element method," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 39–72, 1998.
- [4] M.A. Crisfield, "Variable step-lengths for non-linear structural analysis," Transport and Road Research Laboratory Report 1049, 1982.
- [5] F. Dhanens en R. Van Impe, "Local Buckling of Unstiffened Steel Cylinders," Internal Report LMO-93-1903, Laboratorium voor Modelonderzoek, Gent, België, 1993.
- [6] A. Dhooge, "Metaalbouw I – Verbindingen," Vak gedoceerd in het academisch jaar 1998-1999 – Universiteit Gent.
- [7] DIN 18800, *Steel Structures: Stability, Buckling of Shells, DIN 18800/Part 4*, Deutsches Institut für Normung, Berlijn, 1990.
- [8] W. Flügge, "Die Stabilität der Kreiszyinderschale," *Ing.-Arch.*, Vol. 3, pp. 463–506, 1932.
- [9] European Convention for Constructional Steelwork TWG 8.4 Stability of Shells, *Buckling of Steel Shells*, ECCS General Secretariat, Brussel, 4th edition, 1988.
- [10] P.L. Gould, R.V. Ravichandran, en S. Sridharan, "A local-global FE model for nonlinear analysis of column-supported shells of revolution," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 25–37, 1998.
- [11] P.L. Gould, S.K. Sen, R.S.C. Wang, en D. Lowrey, "Column-supported cylindrical conical tanks," *Journal of Structural Division, ASCE*, Vol. ST2, pp. 429–447, 1976.

- [12] R. Greiner en W. Guggenberger, "Buckling behaviour of axially loaded steel cylinders on local supports – with and without internal pressure," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 159–167, 1998.
- [13] W. Guggenberger, *Nichtlineares Beulverhalten von Kreiszyklinderschalen unter lokaler Axialbelastung*, Ph.D. thesis, Technische Universität Graz, Oostenrijk, 1992.
- [14] W. Guggenberger, "Effect of geometric imperfections taking into account the fabrication process and consistent residual stress fields of cylinders under local axial loads," in *Proceedings of the International Workshop on Imperfections in Metal Silos: Measurement, Characterisation and Strength Analysis, CA-Silo*, Lyon, Frankrijk, 1996, pp. 217–228.
- [15] W. Guggenberger, "Proposal for design rules of axially loaded steel cylinders on local supports," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 169–185, 1998.
- [16] W. Guggenberger en R. Greiner, "Local buckling of unstiffened steel cylinders – numerical results and comparison with test results," ECSC Research Report G/G No. 1.1, Institute for Steel, Timber and Shell Structures, Technical University of Graz, Oostenrijk, 1994.
- [17] W. Guggenberger, R. Greiner, en J.M. Rotter, "The Behaviour of Locally-Supported Cylindrical Shells: unstiffened shells," *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 56, pp. 175–197, 2000.
- [18] W. Guggenberger, R. Greiner, en J.M. Rotter, "Cylindrical shells above local supports," in *Buckling of Thin Metal Shells*, J.G. Teng en J.M. Rotter, Eds., Hoofdstuk 3. Spon Press, Londen, 2004.
- [19] K.U. Herzig, *Stabilität stählerner Siloschalen auf Einzelstützen*, Ph.D. thesis, Universität Leipzig, Duitsland, 2001.
- [20] K.U. Herzig en R. Thiele, "Structural Response of Single Supported Steel Silos (Finite Element Analyses)," in *Proceeding of the International Conference on Carrying Capacity of Steel Shell Structures*, Brno, Tsjechië, 1997, pp. 178–184.
- [21] Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., *ABAQUS/STANDARD User's Manual – Version 6.2*, 2001.
- [22] N.J. Hoff, "Low buckling stresses of axially compressed circular cylindrical shells of finite length," *Journal of Applied Mechanics, ASME*, Vol. 32, pp. 533–541, 1965.
- [23] J.M.F.G. Holst en J.M. Rotter, "Settlement beneath cylindrical shells," in *Buckling of Thin Metal Shells*, J.G. Teng en J.M. Rotter, Eds., Hoofdstuk 4. Spon Press, Londen, 2004.

- [24] J.W. Hutchinson, "Axial buckling of pressurised imperfect cylindrical shells," *AIAA Journal*, Vol. 3, No. 8, pp. 1461–1466, 1965.
- [25] A. Kildegaard, "Bending of a cylindrical shell subject to axial loading," in *Proceeding of the Second Symposium on Theory of Thin Shells*, IUTAM, Copenhagen, Denmark, 1969, pp. 301–315.
- [26] P. Knoedel, "Tests for structural buckling," in *Silos. Fundamentals of theory, behaviour and design*, C.J. Brown en J. Nielsen, Eds., Hoofdstuk 40.4. E & FN Spon, Londen, 1998.
- [27] W.T. Koiter, *Over de stabiliteit van het elastisch evenwicht*, Ph.D. thesis, TU Delft, 1945.
- [28] H. Li, *Analysis of steel silo structures on discrete supports*, Ph.D. thesis, University of Edinburgh, Verenigd Koninkrijk, 1994.
- [29] Z. Lorenz, "Achsen-symmetrische Verzerrungen in dunwandigen Hohlzylinder," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 52, pp. 1766–1793, 1908.
- [30] E.E. Lundquist, "Strength test of thin-walled duralumin cylinders in compression," NACA Technical Note No. 473, 1933.
- [31] T. Maes, *Bepaling van de Optimale Positie van Langsverstijvers ter Hoogte van Lokale Steunpunten van Cilinderschalen*, Scriptie, Universiteit Gent, 2003.
- [32] A. Magnusson, *Branch Identification in Elastic Stability Analysis*, Ph.D. thesis, Lund University, Zweden, 2000.
- [33] H. Ohira, "Local buckling theory of axially compressed cylinders," in *Proceedings of the 11th Japanese National Congress on Applied Mechanics*, 1961, pp. 37–41.
- [34] prEN 1993-1-1, *Eurocode 3: Design of steel structures, Part 1.1: General structural rules*, CEN, Brussel, 2002.
- [35] prENV 1993-1-6, *Eurocode 3: Design of steel structures, Part 1.6: General rules – Supplementary rules for the strength and stability of shell structures*, CEN, Brussel, 1999.
- [36] prENV 1993-4-1, *Eurocode 3: Design of steel structures, Part 4.: Silos*, CEN, Brussel, 1999.
- [37] J. Rathé en R. Greiner, "Local Loads in Cylindrical Structures," Subproject B of ECSC Contract No. 7210–SA/208: Enhancement of ECCS Design Recommendations and Development of Eurocode 3 Parts Related to Shell Buckling. Final Report, Universiteit Gent, België, 1996.

- [38] E. Riks, "Some computational aspects of the stability analysis of non-linear structures," in *Fenomech 81. Second International Conference on Finite Elements in Non-linear Mechanics*, Stuttgart, Duitsland, 1981.
- [39] M. Ristinmaa en C. Ljung, *An Introduction to Stability Analysis*, Department of Solid Mechanics, Lund University, Zweden, 2002.
- [40] J.M. Rotter, "Analysis of ringbeams in column-supported bins," in *Proceeding of the Eighth Australasian Conference on the Mechanics of Structures and Materials*. 1982, Univeristy of Newcastle.
- [41] J.M. Rotter, "Pressurised axially compressed cylinders," in *Proceeding of the International Conference on Carrying Capacity of Steel Shell Structures*, Brno, Tsjechië, 1997, pp. 354–360.
- [42] J.M. Rotter, "Cylindrical shells: unsymmetrical solids loadings and supports," in *Silos. Fundamentals of theory, behaviour and design*, C.J. Brown en J. Nielsen, Eds., Hoofdstuk 16. E & FN Spon, Londen, 1998.
- [43] J.M. Rotter, "Shell structures: the new European standard and current research needs," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 3–23, 1998.
- [44] J.M. Rotter, *Guide for the economic design of circular metal silos*, Spon Press, Londen, 2001.
- [45] J.M. Rotter, "Cylindrical shells under axial compression," in *Buckling of Thin Metal Shells*, J.G. Teng en J.M. Rotter, Eds., Hoofdstuk 2. Spon Press, Londen, 2004.
- [46] J.M. Rotter, R. Greiner, W. Guggenberger, H.Y. Li, en K.M. She, "Proposed design rule for buckling strength assessment of cylindrical shells under local axial loads.," Submitted to ECCS TWG 8.4, 'Buckling of Shells', 1993.
- [47] J.M. Rotter en J.G. Teng, "Elastic stability of cylindrical shells with weld depressions," *Journal of Structural Engineering*, Vol. 115, No. 5, pp. 1244–1263, 1989.
- [48] L.A. Samuelson, "Desing of cylindrical shells subjected to local loads in combination with axial or radial pressure," in *Proceeding of the International Colloquium on the Stability of Plate and Shell Structures*, Gent, België, 1987, pp. 589–596, ECCS.
- [49] H. Schmidt, "Stability of Steel Shell Structures – General Rapport," *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 55, pp. 159–181, 2000.
- [50] J. Singer, J. Arbocz, en T. Weller, *Buckling Experiments: Experimental Methods in Buckling of Thin-Walled Structures – Basic Concepts, Columns, Beams and Plates*, Vol. 1, John Wiley & Sons, Chichester, 1998.

- [51] J. Singer, J. Arbocz, en T. Weller, *Buckling Experiments: Experimental Methods in Buckling of Thin-Walled Structures – Shells, Built-up Structures, Composites and Additional Topics*, Vol. 2, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2002.
- [52] R.V. Southwell, "On the general theory of elastic stability," *Philosophical Transactions of the Royal Society, London, Series A*, Vol. 213, pp. 187–202, 1914.
- [53] L. Taerwe, "Waarschijnlijkheidsrekening en statistiek," Vak gedoceerd in het academisch jaar 1997-1998 – Universiteit Gent.
- [54] J.G. Teng en T. Hong, "Nonlinear thin shell theories for numerical buckling predictions," *Thin-Walled Structures*, Vol. 31, pp. 89–115, 1998.
- [55] J.G. Teng en J.M. Rotter, "A study of buckling in column-supported cylinders," in *Contact Loading and Local Effects in Thin-walled Plated and Shell Structures*, V. Křupka en M. Drdácý, Eds., Praag, Tsjechië, 1990, Springer-Verlag.
- [56] J.G. Teng en J.M. Rotter, "Buckling of thin shells: an overview," in *Buckling of Thin Metal Shells*, J.G. Teng en J.M. Rotter, Eds., Hoofdstuk 1. Spon Press, Londen, 2004.
- [57] S.P. Timoshenko, "Einige Stabilitätsprobleme der Elastizitätstheorie," *Zeitschrift für Mathematik und Physik*, Vol. 58, pp. 378–385, 1910.
- [58] T. Ummenhofer, "Finite element analysis of the stress state and stability of metal silo structures," in *Silos. Fundamentals of theory, behaviour and design*, C.J. Brown en J. Nielsen, Eds., Hoofdstuk 22. E & FN Spon, Londen, 1998.
- [59] R. Van Impe, J. Belis, P. Buffel, en G. Lagae, "Experimental Buckling Analysis of Cylinders with Discrete Stringer Stiffeners above the Local Supports," in *Proceeding of the Ninth Nordic Steel Construction Conference*, Helsinki, Finland, 2001, pp. 221–228.
- [60] B. Verhegghe, "De elementenmethode in de toegepaste mechanica," Vak gedoceerd in het academisch jaar 1999-2000 – Universiteit Gent.
- [61] T. von Karman en H.S. Tsien, "The buckling of thin cylindrical shells under axial compression," *Journal of Aerospace Sciences*, Vol. 8, pp. 303–312, 1941.
- [62] S. Wallner en W. Guggenberger, "Modeling and Analysis of Discretely Supported Thin-Walled Silo Shells with Stringer Stiffeners at the Supports," in *Proceeding of the International Conference on Design, Inspection, Maintenance and Operation of Cylindrical Steel Tanks and Pipelines*, Praag, Tsjechië, 2003, pp. 62–76.

- [63] O.C. Zienkiewicz, *The Finite Element Method - Third Edition*, McGraw-Hill Book Company (UK) Limited, Maidenhead, 1977.





