



---

**Forschungszentrum Karlsruhe**  
in der Helmholtz-Gemeinschaft

**Wissenschaftliche Berichte**  
FZKA 7404

# **Strukturmechanische Auslegung eines HPLWR Brennelementkastens in Leichtbauweise**

**H. Herbell, S. Himmel**

**Institut für Kern- und Energietechnik**

**Juni 2008**



**Forschungszentrum Karlsruhe**

in der Helmholtz-Gemeinschaft

Wissenschaftliche Berichte

FZKA 7404

# Strukturmechanische Auslegung eines HPLWR Brennelementkastens in Leichtbauweise

H. Herbell\*, S. Himmel

Institut für Kern- und Energietechnik

\*Diplomarbeit an der Universität Karlsruhe  
im Studiengang Maschinenbau

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe

2008

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH  
Postfach 3640, 76021 Karlsruhe

Mitglied der Hermann von Helmholtz-Gemeinschaft  
Deutscher Forschungszentren (HGF)

ISSN 0947-8620

urn:nbn:de:0005-074046

## **Zusammenfassung**

### **Strukturmechanische Auslegung eines HPLWR Brennelementkastens in Leichtbauweise**

Im Rahmen des „Generation IV International Forum“ wird gegenwärtig ein mit überkritischem Wasser betriebener Leichtwasserreaktor (High Performance Light Water Reactor – HPLWR) entwickelt. In der vorliegenden Arbeit wird dafür eine strukturmechanische Auslegung für ein Brennelement in Leichtbauweise durchgeführt.

Die hohen Drücke und Temperaturen (25MPa, 500°C) erfordern eine stabile Ausführung, wohingegen eine Minimierung des parasitären Neutronenverlusts einen möglichst geringen Einsatz von Strukturmaterial verlangt. Damit eine gute Moderationswirkung des Wassers gewährleistet bleibt, müssen die Wände des Brennelements gut isoliert sein. Aufgrund dieses Anforderungsprofils wurde vorgeschlagen, das Brennelement aus einer Sandwichkonstruktion mit Honigwabenkern zu fertigen. Die Hohlräume der Waben sind zur besseren Isolation mit einem keramischen Verbundwerkstoff gefüllt.

Die Festigkeit des Brennelements wurde bezüglich sandwichspezifischer Versagensmodi und nach Regelwerk KTA 3201.2 bewertet, das dem Festigkeitsnachweis von Bauteilen des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren dient. Dabei stellte sich heraus, dass die ursprüngliche Konstruktion an den Randstücken zu schwach ist. Daher wurden zwei weitere Versionen des Brennelements, einmal mit einer erhöhten Anzahl Rippen in den Randstücken und einmal mit massiven Randstücken, untersucht. Zur Berechnung der komplexen Spannungszustände aus einer Überlagerung von Druck und Temperatur wurde eine kommerziell verfügbare Finite Elemente Software, ANSYS, verwendet.

Während eine Erhöhung der Anzahl der Rippen keine ausreichende Sicherheit gegen Versagen bewirkt, kann mit massiven Randstücken die nötige Festigkeit unter den Betriebsbedingungen des HPLWR gewährleistet werden. Abstandshalter zwischen den Brennelementen zur Gewährleistung der gegenseitigen Lage der Brennelemente zueinander müssen noch konstruiert und ausgelegt werden.

## **Abstract**

### **Mechanical Analysis of an Assembly Box with Honeycomb Structure designed for a High Performance Light Water Reactor**

The High Performance Light Water Reactor (HPLWR) is a water cooled reactor concept of the 4<sup>th</sup> generation, operated at a pressure beyond the critical point of water. In this report an innovative design for moderator- and assembly boxes is investigated, consisting of an alumina filled stainless steel honeycomb structure, built as a sandwich design between two stainless steel liners.

Such temperatures and pressures (25 MPa, 500°C) require the use of stainless steel assembly boxes; however, such walls cause significant neutron absorption. Moreover, the moderator water is heated up, which makes it less effective. Therefore, the thermal conductivity of the box walls should be decreased by a good thermal isolation, ensuring that the moderator water remains at high density. As an innovative approach, thin walled assembly boxes with sufficient stiffness and low thermal conductivity could be made from honeycomb structures, in which the cavities are filled with alumina for thermal insulation.

Finite element analyses are used to verify the required stiffness, to identify stress concentrations and to optimize the design. The sandwich panel has been designed with regard to sandwich specific failure modes. A stress analysis of the assembly box according to KTA 3201.2 guideline as used for components of the primary circle of light water reactors is performed. The corner pieces turned out as the weak points of the initial design. Even a significant increase of the number of stiffening ribs in corner pieces did not reduce the stress peaks sufficiently, thus massive corner pieces were finally taken. Panel deflection is within the design limits whereas the estimated bending line along the total height of the assembly box exceeds geometrical boundaries. Therefore some spacers between the fuel elements are necessary.

The results presented in this study indicate that honeycomb sandwich structures could be applicable in the core of the HPLWR reactor. This feature will minimize the heat up of the moderator water as well as neutron absorption. Mechanical tests of such components will be essential to confirm this result.

# Inhaltsverzeichnis

|                 |  |           |
|-----------------|--|-----------|
| <b>1</b>        | <b>Einleitung</b> .....  | <b>1</b>  |
| 1.1             | Das HPLWR Konzept.....   | 1         |
| 1.2             | Entwurf eines Brennelementes für den HPLWR in Leichtbauweise .....       | 3         |
| 1.3             | Problemstellung .....  | 9         |
| <b>2</b>        | <b>Stand der Technik</b> .....   | <b>10</b> |
| 2.1             | Herstellung und Einsatz von Sandwichplatten .....                        | 10        |
| 2.2             | Versagensarten von Sandwichplatten.....                                  | 11        |
| 2.3             | Beanspruchungsstufen nach KTA 3201.2.....                                | 18        |
| 2.4             | Zusammenfassung .....  | 20        |
| <b>3</b>        | <b>Auslegung eines Brennelementkastens für den HPLWR mit ANSYS</b> ..... | <b>21</b> |
| 3.1             | Mechanische Eigenschaften .....  | 22        |
| 3.2             | Randbedingungen.....   | 27        |
| 3.2.1           | Mechanische Randbedingungen .....  | 27        |
| 3.2.2           | Druckrandbedingungen .....   | 28        |
| 3.2.3           | Thermische Randbedingungen.....  | 28        |
| <b>4</b>        | <b>Auswertung</b> .....  | <b>32</b> |
| 4.1             | Berechnung der Durchbiegung .....  | 32        |
| 4.2             | Einfluss der Drahtwendel .....   | 33        |
| 4.3             | Einfluss der Schwerkraft .....   | 35        |
| 4.4             | Verformung des Brennelementaußenkastens.....                             | 37        |
| 4.4.1           | Einfluss von Druck und Temperatur auf die Durchbiegung .....             | 37        |
| 4.4.2           | Verformung über die gesamte Höhe des Brennelements.....                  | 40        |
| 4.5             | Überprüfung nach Sandwichversagenskriterien.....                         | 46        |
| 4.6             | Auslegung nach KTA 3201.2 .....  | 50        |
| 4.6.1           | Auslegung der Deckschicht .....  | 50        |
| 4.6.2           | Auslegung der Randstücke.....  | 54        |
| <b>5</b>        | <b>Optimierung und Bewertung</b> .....                                   | <b>58</b> |
| 5.1             | Lösungsansätze .....   | 58        |
| 5.1.1           | Höhere Anzahl von Rippen in den Randstücken .....                        | 58        |
| 5.1.2           | Massive Randstücke.....  | 62        |
| 5.2             | Beurteilung.....   | 65        |
| <b>6</b>        | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....                                | <b>66</b> |
| <b>7</b>        | <b>Nomenklaturverzeichnis</b> .....                                      | <b>68</b> |
| <b>8</b>        | <b>Literatur</b> .....   | <b>71</b> |
| <b>Anhang A</b> | <b>Verformung – Diagramme</b> .....                                      | <b>74</b> |
| <b>Anhang B</b> | <b>Werkstoff SS347</b> .....   | <b>78</b> |





# 1 Einleitung

Im Rahmen des „Generation IV International Forum“ werden Konzepte für Kernreaktoren, die in 30 Jahren oder später benötigt werden könnten, entwickelt und beurteilt. Heutige, kommerziell verfügbare Kernreaktoren zeichnen sich durch ihre sichere und zuverlässige Technik aus. Ein weiterer Vorteil sind die geringen Stromgestehungskosten. So kann trotz hoher Investitionskosten bei guter Auslastung im Grundlastbereich günstig Strom produziert werden.

Bei den neuen Kernreaktoren der IV. Generation sollen modernste Techniken im Bereich Sicherheit und Zuverlässigkeit eingesetzt werden. Des Weiteren soll die Wirtschaftlichkeit erhöht werden, um auch in Zukunft konkurrenzfähig Strom aus Kernenergie bereitstellen zu können. Die Abfälle der nuklearen Anlagen der Generation IV sollen minimiert werden, um das Problem der Endlagerung für nachfolgende Generationen zu entschärfen. Die Schonung der Ressourcen und eine garantierte, zuverlässige Stromversorgung bedingen einen verantwortungsvollen und nachhaltigen Umgang mit den knappen Rohstoffen. Weltweiter Frieden und Krisensicherheit verlangen Proliferationsresistenz von den neuen nuklearen Anlagen. Diese sollen nur für zivile Zwecke, also zur Stromerzeugung, verwendet werden können. Die neun Gründungsstaaten des Forums, namentlich Argentinien, Brasilien, Frankreich, Großbritannien, Japan, Kanada, Korea, Südafrika, und die Vereinigten Staaten von Amerika (2000), sowie die Schweiz (2002), Euratom (2003), China und Russland (2006) konzentrieren sich momentan auf sechs verschiedene Entwürfe zur weiteren Forschung und Entwicklung. Eines dieser Konzepte ist der HPLWR (High Performance Light Water Reactor). [GENE07]

## 1.1 Das HPLWR Konzept

Der HPLWR ist ein mit überkritischem Wasser betriebener Leichtwasserreaktor. Die Ausarbeitung und Bewertung wird derzeit durch ein europäisches Konsortium, unter anderem am Institut für Kern- und Energietechnik (IKET) am Forschungszentrum Karlsruhe GmbH sowie in Kanada, Japan und Korea durchgeführt. Die HPLWR Ausfertigung sieht einen Systemdruck von 25MPa vor. Das Kühlmedium Wasser tritt in den Kern mit 280°C ein und hat beim Verlassen desselben eine Temperatur von 500°C. Das überhitzte Fluid hat somit einen Enthalpieanstieg von fast 2000kJ/kg erfahren, was in etwa zehn mal der Enthalpiesteigerung eines Druckwasserreaktors entspricht. Ein Massenstrom von 1160kg/s realisiert eine elektrische Leistung von 1000MW. Der hohe Enthalpieanstieg könnte, wie von Schulenberg et al [SCHU06] diskutiert, zu einem lokalen Überschreiten der Materialtemperaturen in den Unterkämen führen, weswegen die Erhitzung des Kühlwassers in drei Schritten erfolgt. Die einzelnen Stufen sind, analog zu einem herkömmlichen, Steinkohle befeuerten Dampfkraftwerk, mit Verdampfer sowie Überhitzer I und II betitelt. In Abbildung 1.1 ist das Konzept des sog. „Three Pass Core“ dargestellt. Nach den einzelnen Aufheizstu-

fen erfolgt jeweils eine Durchmischung und Umlenkung der Strömung, um heiße Kühlmittelströmen zu vermeiden.

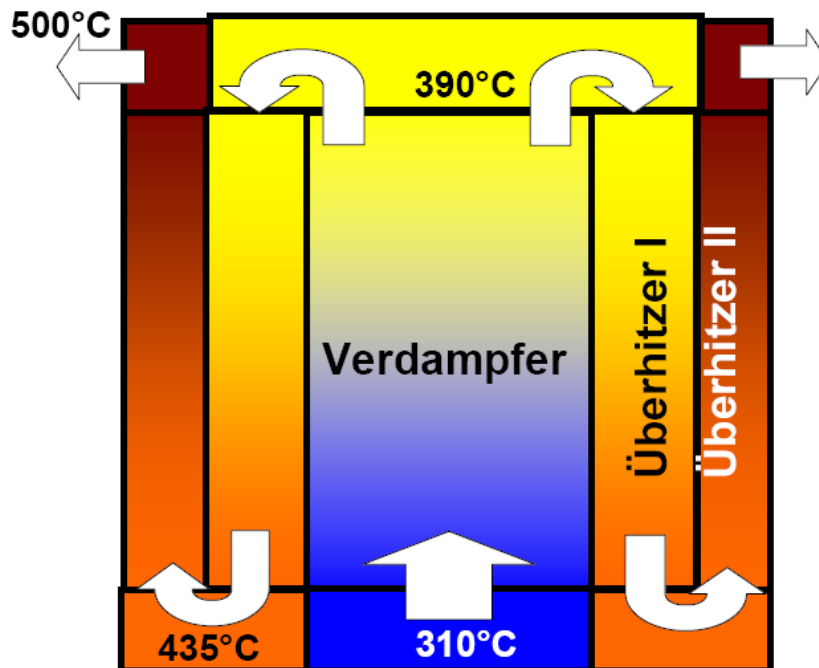


Abb. 1.1: Schema des HPLWR Three Pass Core [SCHU06]

Das innovative Konzept des HPLWR hat verschiedene Vorteile. Zunächst verfügt der Entwurf über einen direkten Dampfkreislauf, ähnlich wie beim Siedewasserreaktor. Dies bedeutet, dass kein zweiter Dampfkreislauf samt den hierfür notwendigen, teuren Wärmetauschern eingebaut ist. Des Weiteren ist im Lastbetrieb keine Pumpe für den Primärkreislauf erforderlich, weil das Medium Wasser durch Zwangskonvektion zirkuliert. Dampfförmiges Wasser oberhalb des kritischen Punktes macht zudem einen Dampfabscheider im Reaktor überflüssig. Dies führt zu einer beträchtlichen Verringerung der Investitionskosten, was die spezifischen Kosten des erzeugten Stroms aus dem HPLWR weiter verringert. Ein besonders wichtiger Vorteil ist, dass ein im Vergleich zu konventionellen Leichtwasserreaktoren,  $\eta_{LWR} \approx 30\%$ , deutlich höherer Wirkungsgrad von  $\eta_{HPLWR} \approx 44\%$  erzielt werden kann. Schließlich kommt der neue Reaktortyp mit einem konventionellen Dampfkreislauf aus. Daher können Turbine, Generator und Kondensator mit vorhandenem Know-how realisiert werden. Das grundsätzlich Neue, was entwickelt werden muss, ist der Reaktor. Abb. 1.2 zeigt schematisch den Dampfkreislauf für den HPLWR. Die Wärmequelle, der Reaktor ist als grauer Kessel dargestellt. Daran schließen sich die Hochdruckturbine und die zwei Niederdruckturbinen, jeweils in rot, an. Zwischen Hochdruck- und der ersten Niederdruckturbine befinden sich zwei Zwischenüberhitzer (gelb). Nach der zweiten Niederdruckturbine wird der Dampfkreislauf mit einem Kondensator, den Speisewasserpumpen und den Speisewasservorwärmern geschlossen. Die entsprechenden Temperaturen, Drücke und Massenströme wurden für den ursprünglichen Entwurf in [BITT04] berechnet und mittlerweile den entsprechenden Veränderungen angepasst, vgl. Abb. 1.2.

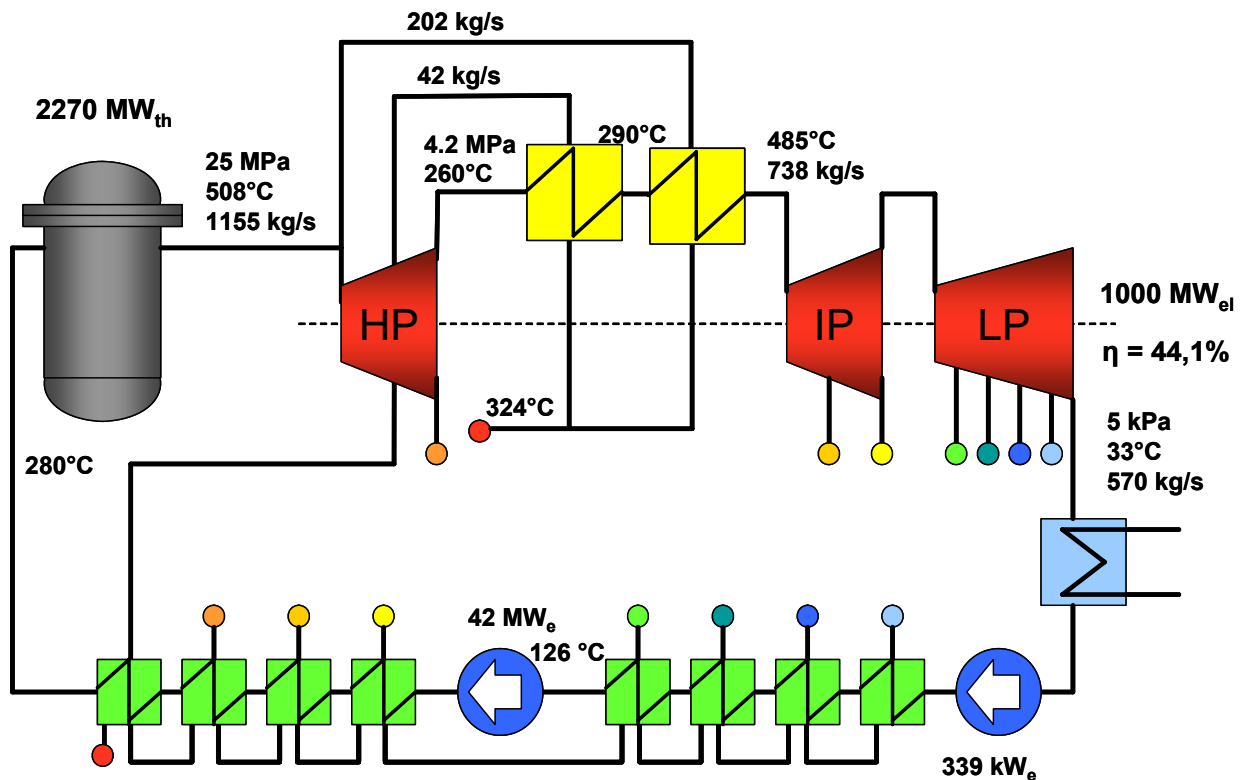


Abb. 1.2: HPLWR Dampfkreislauf, nach [BITT04]

## 1.2 Entwurf eines Brennelementes für den HPLWR in Leichtbauweise

Das HPLWR Projekt befindet sich momentan in der 2. Phase. Hierin sollen die kritischen, wissenschaftlichen Probleme und deren technische Lösungen im Hinblick auf in Zukunft verfügbares Potential untersucht werden. In diesem Projekt werden das Design und die Auslegung des Kerns inklusive der Brennelemente, Steuerstäbe und deren Anordnung innerhalb des Reaktor-druckbehälters untersucht. Dieses beinhaltet Neutronik-, Thermohydraulik- und Spannungsanalysen [STAR07].

Infolge der herrschenden Randbedingungen werden an das Brennelement besondere Anforderungen gestellt. Aufgrund des hohen Dichteunterschieds zwischen dem aus dem Kern ausströmenden Dampf und dem Speisewasser am Kerneintritt, welches größer ist als Faktor 8 und damit sogar größer als das Dichteverhältnis im Kern eines Siedewasserreaktors (SWR) ist, müssen die Brennelemente so angeordnet werden, dass zusätzliches Moderatorwasser in den Spalten zwischen den Kästen fließen kann, ähnlich wie beim SWR. Des Weiteren sind Wasserkanäle, sog. Moderatorboxen innerhalb der Brennelemente notwendig, um zusätzliche Moderation zu gewährleisten. Hofmeister [HOFM06] hat die Anordnung und Ausführung verschiedener Konfigurationen der Brennelemente untersucht und ausführlich beschrieben. Er ist zu folgendem Ergebnis gekommen: 40 Brennstäbe mit einem Radius von 8 mm werden in einem 7x7 Quadrat gruppiert. Der Abstand der Brennstäbe zueinander beträgt 9,44 mm. Anstelle der mittleren neun Brennstäbe befindet sich die Modera-

torbox, in der auch die Steuerstäbe untergebracht sind. Abb. 1.3 zeigt schematisch den Aufbau eines Brennelementes für den HPLWR.

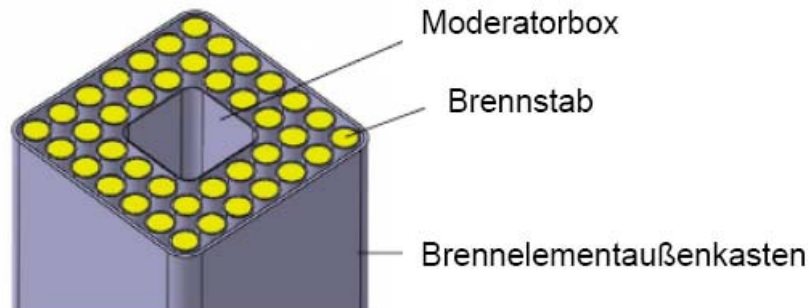


Abb. 1.3: Brennelement für den HPLWR [HOFM06]

Die aktive Länge der Brennstäbe ist 4,2 Meter. Der Brennelementaußenkasten hat eine Länge von 4787mm. Er besteht aus Stahl SS347. Abb. 1.4 zeigt, wie neun dieser Brennelemente durch ein gemeinsames Fußstück zu einem 3x3 Bündel zusammengefasst werden. Das Fußstück besteht aus drei Teilen, dem Diffuser, sowie zwei Platten. Der Diffuser ist notwendig um den quadratischen Querschnitt des Brennelementbündels in einen Kreisquerschnitt zu wandeln, da dieser besser gedichtet werden kann. Die obere Platte ist mit den Brennelementkästen verschweißt, die untere Platte ist mit dem Diffuser verschweißt. Die obere und die untere Platte werden mit dem zentralen Brennelement verschraubt. Die Moderatorboxen sind mit dem Kopfstück verschweißt, so dass das Brennelementbündel unten geöffnet werden kann [FISC07].

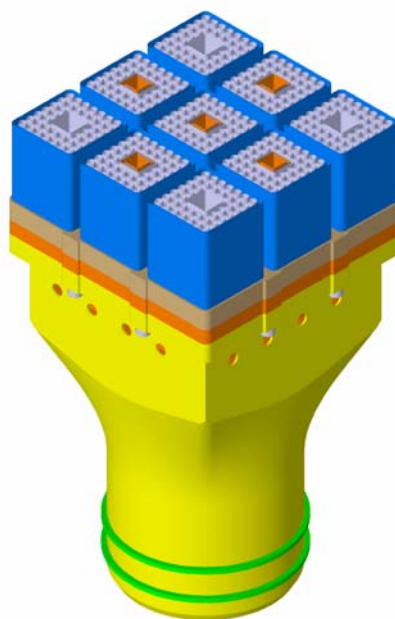


Abb. 1.4: Brennelementbündel mit Fußstück [FISC07]

Wie bereits erwähnt, ist ein wesentliches Merkmal des HPLWR Konzepts, der „Three Pass Core“. Abb. 1.5 zeigt die Kühl- und Moderatorwasserführung durch den HPLWR Kern.

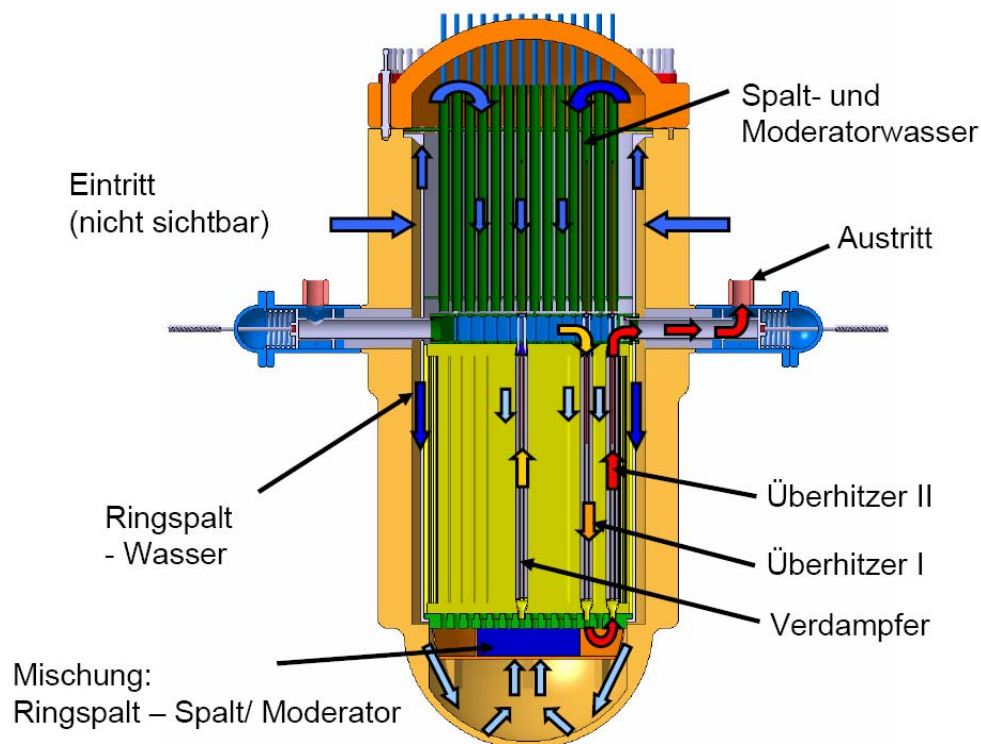


Abb. 1.5: Kühlwasserführung im HPLWR Kern [FISC07]

Zunächst wird das in den Kern eintretende Speisewasser geteilt: etwa 75% fließen direkt im Ringspalt nach unten, gekennzeichnet als „Ringspaltwasser“ (dunkelblaue Pfeile). Die verbleibenden 25% des Speisewassers strömen zunächst nach oben in ein Plenum (dunkelblaue Pfeile), um dann als Moderatorwasser in den Kanälen zwischen den Brennelementen und in den Moderatorboxen innerhalb der Brennelemente nach unten zu fließen (hellblaue Pfeile) [WAAT05]. Unterhalb des Kerns vermischt sich das erwärmte Moderatorwasser mit dem Kühlwasser aus dem Ringspalt. Bevor das Fluid in den aktiven Kern eintritt hat es eine Temperatur von ca. 310°C. Im nächsten Schritt erwärmt sich das Kühlwasser im sog. Verdampfer, bestehend aus 52 Bündeln in der Mitte des Kerns, von 310°C auf 390°C (gelbe Pfeile). Anschließend wird das Kühlmedium aus den einzelnen Brennelementen miteinander vermischt und strömt durch den ersten Überhitzer, der aus weiteren 52 Bündeln besteht, die den Verdampfer umgeben, nach unten (orange Pfeile). Dadurch heizt sich das Fluid auf 433°C auf. Nach einer weiteren Vermischung der einzelnen Kühlwasserströme miteinander fließt das Kühlmedium durch weitere 52 Bündel, die den ersten Überhitzer umgeben, nach oben (rote Pfeile) und verlässt den Kern mit einer Temperatur von rund 500°C [SCHU06]. Abb. 1.6 zeigt die Anordnung von Verdampfer, Überhitzer I und II im Viertelschnitt. Zur Verdeutlichung ist die Auf- und Abwärtsströmung des Kühlwassers beschriftet. Das Moderatorwasser in den Innenkästen und zwischen den Brennelementen fließt in allen drei Erhitzungsstufen stets von oben nach unten.

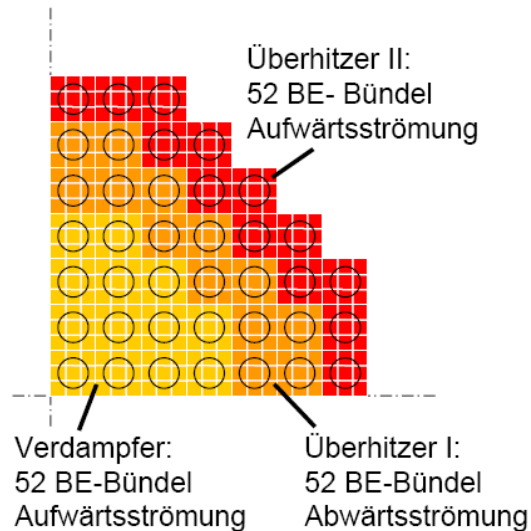


Abb. 1.6: Bündelanordnung im 1/4 Schnitt [SCHU06]

Aufgrund der herrschenden Randbedingungen werden verschiedene Anforderungen an ein Brennelement des HPLWR gestellt. Die hohen Drücke und Temperaturen erfordern eine stabile Ausführung der Kästen, wohingegen eine Minimierung des parasitären Neutronenverlusts einen möglichst geringen Einsatz von Strukturmaterial verlangt. Damit eine gute Moderationswirkung des Wasser gewährleistet bleibt, müssen die Wände des Brennelements gut isoliert sein. Um dieses Anforderungsprofil optimal zu erfüllen, wurde vorgeschlagen, den Brennelementkasten aus einer Sandwichkonstruktion mit Honigwabenkern zu fertigen. Die Sandwichplatte der äußeren Box ist 3 mm dick. Der Kern besteht aus einer 2 mm starken Schicht mit gleichseitigen, hexagonalen Waben. Die Waben haben eine Weite von 8,57 mm. Fertigungsbedingt ist die Wandstärke in horizontaler Richtung doppelt so groß wie die übrigen vier Seiten einer Wabe, vgl. Abb. 1.7.

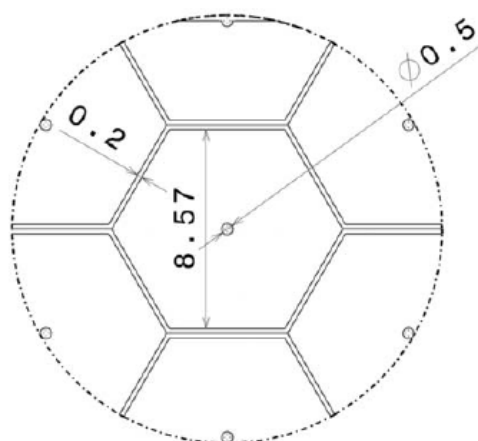


Abb. 1.7: Detail: Waben

Die Wabenschicht des Außenkastens wird von einer 0,4mm starken äußeren Deckplatte und einer 0,6 mm starken inneren Deckplatte umgeben. Die Sandwichplatte der Moderatorbox ist insgesamt 2 mm stark. Hier hat die Wabenschicht eine Stärke von 1,2 mm und die beiden Deckplatten haben eine Stärke von jeweils 0,4 mm. Die

Größe der Waben der Moderatorbox ist identisch zu denen aus der Brennelementaußenbox. Die genauen Abmessungen des Brennelements können dem Schnitt in Abb. 1.8 entnommen werden. Alle Maße sind in mm angegeben.

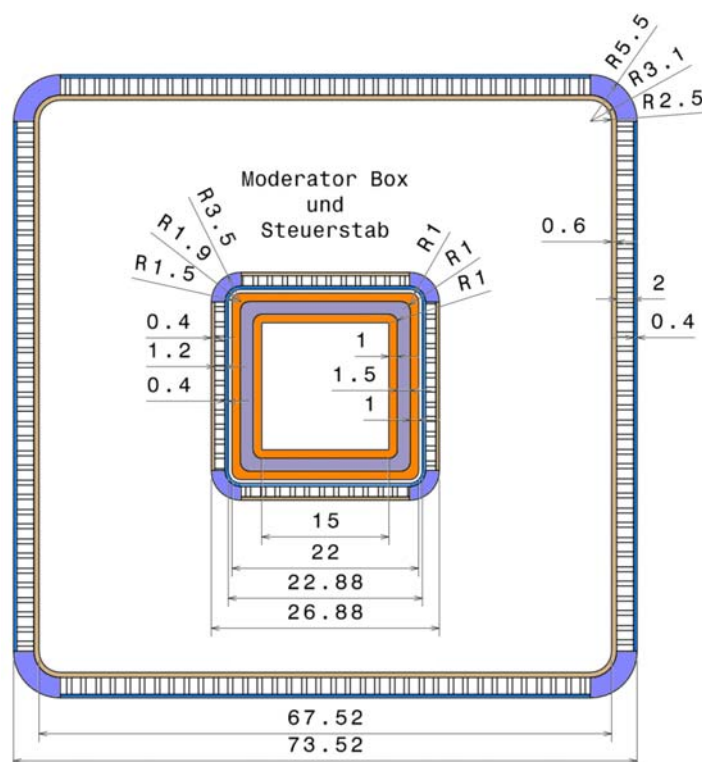


Abb. 1.8: Schnitt: Brennelement mit Bemaßung

Die Hohlräume der Waben sind zur besseren Isolation mit dem keramischen Verbundwerkstoff RS99 (Typenbezeichnung des Herstellers [HABE07]) gefüllt. Die Randstücke sind hohl und haben zur Verstärkung alle 15 mm eine 0,4 mm starke Rippe. Damit haben die Randstücke den gleichen Volumenanteil Stahl wie die Wabenschicht, siehe Abb. 1.9.

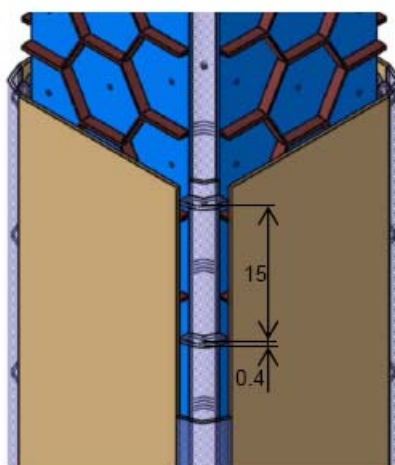


Abb. 1.9: Randstück mit Verstärkungsrippen

Maßgeblich für die Durchbiegung der Sandwichplatten ist nicht der absolute Druck, sondern die über die Wand anliegende Druckdifferenz. Das Brennelement wird bei Umgebungsdruck gefertigt. Der Systemdruck des HPLWR ist 25 MPa. Da Deckplatten und Waben der beschriebenen Sandwichkonstruktion einer Druckdifferenz von 25MPa nicht standhalten, ist es erforderlich, einen Druckausgleich für die Waben zu ermöglichen. In der äußeren Deckschicht des Brennelementaußenkastens befindet sich daher mittig über jeder Wabe ein Loch mit dem Durchmesser  $d=0,5$  mm. Die Außenhaut der Moderatorbox ist auf der Innenseite ebenfalls mit Druckausgleichsbohrungen versehen. Die Löcher wurden so gewählt, dass sie jeweils zur kälteren Seite zeigen. In Abb. 1.10 ist ein Brennelement, ohne Brennstäbe, in der 3-D Ansicht dargestellt.

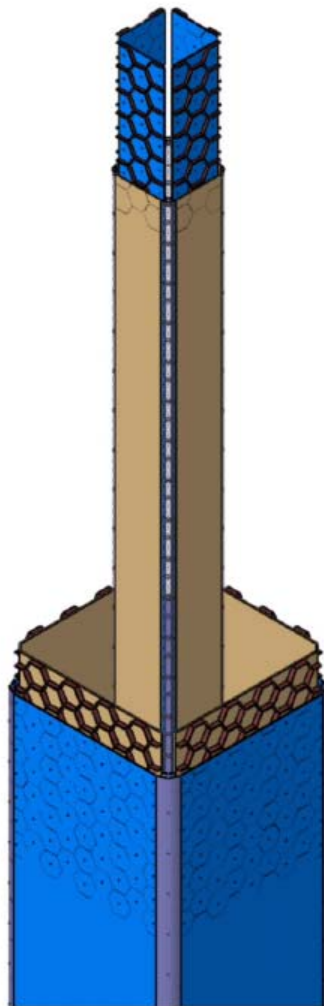


Abb. 1.10: Brennelementkästen in 3-D Ansicht

Die Brennstäbe eines Brennelementes sind mit Drähten umwickelt, so dass es alle 200 mm zu einem Kontakt mit der Brennelementwand kommt. Der Draht dient als Abstandshalter und sorgt für eine Erhöhung des Turbulenzgrades sowie des Queraustausches der Kühlmittelströmung, was die Temperatur des Kühlmittels im Brennelement vergleichmäßigt. Der Draht führt wechselseitig zu einer punktuellen Belastung der Brennelementwand, vgl. Abb. 1.11.





Abb. 1.11: Drahtwendel am Brennelement des HPLWR

Das Brennelementdesign nach Hofmeister [HOFM06] und die Ausführung des Brennelementkastens in massiver Bauweise wurde bereits von Himmel [HIMM05] auf ihre Festigkeit hin untersucht. Für die neue Konstruktion des Brennelements in Leichtbauweise mit einer Sandwichkonstruktion aus Honigwaben muss dieser Festigkeitsnachweis noch erbracht werden.

### 1.3 Problemstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, für die Brennelementkästen des HPLWR in Leichtbauweise einen Festigkeitsnachweis zu erbringen und sie gegebenenfalls zu optimieren. Aufgrund des ungünstigeren Seitenlängen- zu Wanddickenverhältnisses, vgl. Abb. 1.8, ist es dabei ausreichend, den Festigkeitsnachweis für den Brennelementaußenkasten zu führen.

## 2 Stand der Technik

Zunächst soll eine Übersicht über den Einsatz und die Herstellung von Sandwichmaterialien gegeben werden. Dabei wird geprüft, ob in der Literatur bereits ähnliche Anwendungsfälle beschrieben worden sind. Der spezielle Aufbau von Sandwichplatten lässt eine Vielzahl von Versagensmodi zu. Diese werden in Abschnitt 2.2 aufgelistet. Zum Schluss dieses Kapitels wird noch eine Einführung in die Auslegungsregeln nach KTA 3201.2 gegeben. Diese beschreiben den Festigkeitsnachweis massiver Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren.

### 2.1 Herstellung und Einsatz von Sandwichplatten

Verbundkonstruktionen sind einem Bauteil in Blechbauweise bezüglich ihres Eigengewichts stets überlegen. Daher finden sie häufig Anwendung in der Luft- und Raumfahrt [BAPA06]. Ein Sandwich ist eine einfache Ausführung einer Verbundkonstruktion. Es besteht aus einer Kombination von zwei dünnen, steifen Deckschichten, den sog. Häuten, die durch eine dazwischen liegende Kernschicht getrennt werden. Die Kernschicht besteht üblicherweise aus einem anderen Material mit geringerer Dichte; dafür eignen sich verschiedene Werkstoffe.

Im Folgenden werden nur hexagonale Waben betrachtet. Um die Wabenkerne herzustellen, werden zunächst dünne Bleche oder Folien gefaltet. Die gefalteten Bleche werden durch Schweißen zu Waben verbunden und anschließend durch Hartlöten mit den Deckschichten zusammengefügt. Dies gewährleistet eine hohe Tragwirkung des Verbundes [HERT60]. Bei sorgfältiger Bildung der Kehlnähte darf nach Schapitz [SCHA63] die Haftung der Deckplatten am Kern als unverrückbar angenommen werden. Durch die Fertigung ergibt sich eine doppelte Wandstärke der Waben in einer Raumrichtung, wodurch die Eigenschaften des Sandwichs richtungsabhängig und stark anisotrop sind. Prinzipiell wird das Deckschichtmaterial hauptsächlich auf Zug und Druck beansprucht, während der Kern vorwiegend einer Schubbelastung unterworfen ist. Durch den relativ großen Abstand der beiden Deckplatten zueinander ergibt sich ein hohes Flächenträgheitsmoment. Dadurch hat ein Sandwichbalken eine höhere Biegesteifigkeit als ein Festkörperbalken mit dem gleichem Gewicht. Wärme wird in den Stegen der Waben durch Wärmeleitung und in den Zwischenräumen durch Strahlung und Konvektion transportiert. Um die beiden zuletzt genannten Effekte gering zu halten, können die Hohlräume mit einem isolierenden Material gefüllt werden [BITZ97]. Des Weiteren geht Bitzer [BITZ97] auf das Problem der Ventilation der Zwischenräume der Wabenstruktur ein. Ein Druckausgleich kann gewährleistet werden, wenn eine der Deckschichten der Verbundplatte perforiert wird. Die Tragfähigkeit wird dadurch nur unwesentlich beeinflusst [FERG07]. Seit Mitte des vorigen Jahrhunderts ist die Sandwichtheorie für den Einsatz in der Luft- und Raumfahrt hinreichend beschrieben, allerdings gibt es nur wenig Literatur zum Thema Hochtemperaturanwendung. Dass diese dennoch möglich ist, zeigt der Einsatz einer speziellen Sandwichkonstruktion im Wärmeschutzschild von Spaceshuttles [BAPA06]. Neu jedoch ist die Idee, Sandwichplatten in einem Kernreaktor zu verwenden.

## 2.2 Versagensarten von Sandwichplatten

Aufgrund der Anisotropie von Sandwichplatten treten mehrere unterschiedliche Versagensmodi auf. Die einzelnen Schichten einer Sandwichplatte können auf verschiedene Weise ihre Funktion verlieren. Im Folgenden wird eine Übersicht über den in der Literatur dokumentierten Festigkeitsnachweis von Sandwichplatten gegeben. Betrachtet wird eine Sandwichplatte mit Fest-Los-Lagerung. Für jedes Versagenskriterium wird ein entsprechender Grenzwert angegeben und auf die Geometrie der im HPLWR Brennelement verwendeten Sandwichplatte bezogen. Die Grenzwerte gelten für den einachsigen Spannungszustand. Zur Verdeutlichung ist zu jeder Versagensart eine schematische Zeichnung angefertigt worden. Es gilt jeweils das angegebene Koordinatensystem.

### a) Fließen oder Bruch der Deckschicht bei Zug bzw. Druck

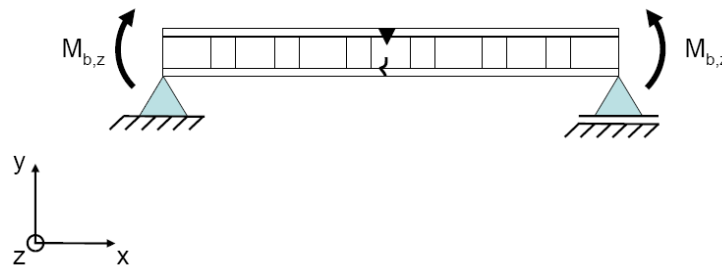


Abb. 2.1: Fließen oder Bruch der Deckschicht

Das initiale Versagen kann in einer der beiden auf Druck oder auf Zug belasteten Deckschichten auftreten. Die Beschädigung wird durch eine zu geringe Dicke der Gesamtstruktur bzw. zu dünne Deckschichten verursacht. Bitzer [BITZ97] gibt für dieses Kriterium als relevante Spannung die maximal zulässige Zug- oder Druckspannung der äußeren Platten an. In dieser Bewertung ist noch kein Sicherheitsfaktor enthalten. Die Zugfestigkeit von SS 347 bei 500°C beträgt.

$$\sigma_{Fli} = R_{e500,SS347} = 150MPa \quad (2.1)$$

## b) Kernversagen aufgrund Schubbeanspruchung

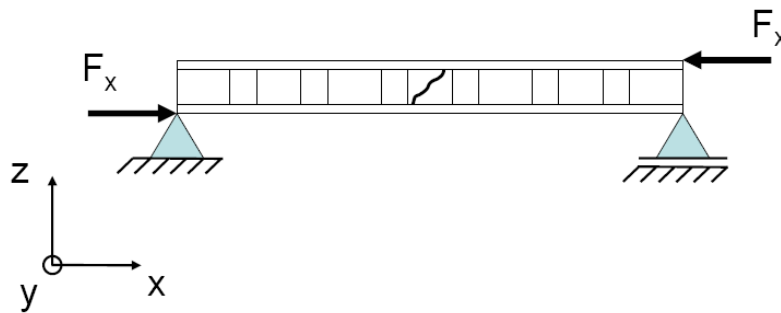


Abb. 2.2: Kernversagen aufgrund Schubbeanspruchung

Bei einer zu geringen Schubfestigkeit des Kerns kann das Sandwich aufgrund von Schubbeanspruchung versagen. Da in der Literatur normalerweise nur der Elastizitäts- und Schubmodul und nicht die Schubfestigkeit eines Werkstoffes angegeben werden, wird die fehlende Werkstoffgröße über ein Verhältnis von Elastizitäts- bzw. Schubmodul zu Scherfestigkeit ermittelt. Als Referenz dient eine Aluminium Sandwichplatte mit einer Zellgröße von 6 mm von Hexcel [HEXC07]. Sie hat eine Scherfestigkeit von 1,5MPa. Das Verhältnis von Elastizitätsmodul senkrecht zu den Deckplatten zu Scherfestigkeit der Hexcel Sandwichplatte beträgt 667. Mit dem Elastizitätsmodul senkrecht zu den Deckplatten der Wabenschicht  $E_{w,y}$  lässt sich die Scherfestigkeit abschätzen als:

$$\tau_s = \frac{1}{667} * E_{w,y} = 17,85MPa \quad (2.2)$$

Die mechanischen Eigenschaften der Sandwichplatte werden in Kapitel 3.1 hergeleitet. Das Verhältnis von Schubmodul in Längsrichtung zu Scherfestigkeit der Hexcel Sandwichplatte beträgt 293. Daraus errechnet sich mit dem Schubmodul der Wabenschicht  $G_{w,zy}$  eine Scherfestigkeit von:

$$\tau_s = \frac{1}{293} * G_{w,zy} = 6,8MPa \quad (2.3)$$

In Tabelle Tab. 2.1 sind der Elastizitätsmodul  $E_{w,y}$  und der Schubmodul  $G_{w,zy}$  sowie die Scherfestigkeit  $\tau_s$  der Wabenschicht der Sandwichplatte von Hexcel und der Wabenschicht der für das Brennelement des HPLWR verwendeten Sandwichplatte aus Stahl SS347 aufgelistet.

|                                       | Hexcel 3003<br>Aluminium | Waben<br>SS347 | Hexcel 3003<br>Aluminium | Waben<br>SS347 |
|---------------------------------------|--------------------------|----------------|--------------------------|----------------|
| <b>Elastizitätsmodul</b><br>$E_{W,y}$ | 1000 MPa                 | 11900 MPa      |                          |                |
| <b>Schubmodul</b> $G_{W,zy}$          |                          |                | 440 MPa                  | 2000 MPa       |
| <b>Scherfestigkeit</b> $\tau_s$       | 1,5 MPa                  | 17,85 MPa      | 1,5 MPa                  | 6,8 MPa        |
| <b>Verhältnis</b>                     | 667                      | 667            | 293                      | 293            |

Tab. 2.1: Vergleich Scherfestigkeiten

Als konservative Abschätzung für die weitere Festigkeitsanalyse wird der kleinere Wert der Schubfestigkeit des Honigwabenkerns  $\tau_{Kern} = 6,8 MPa$  verwendet. Genauere Werte der Schubfestigkeit müssten ggf. durch Versuche ermittelt werden.

### c) Lokales Knittern der Deckschicht

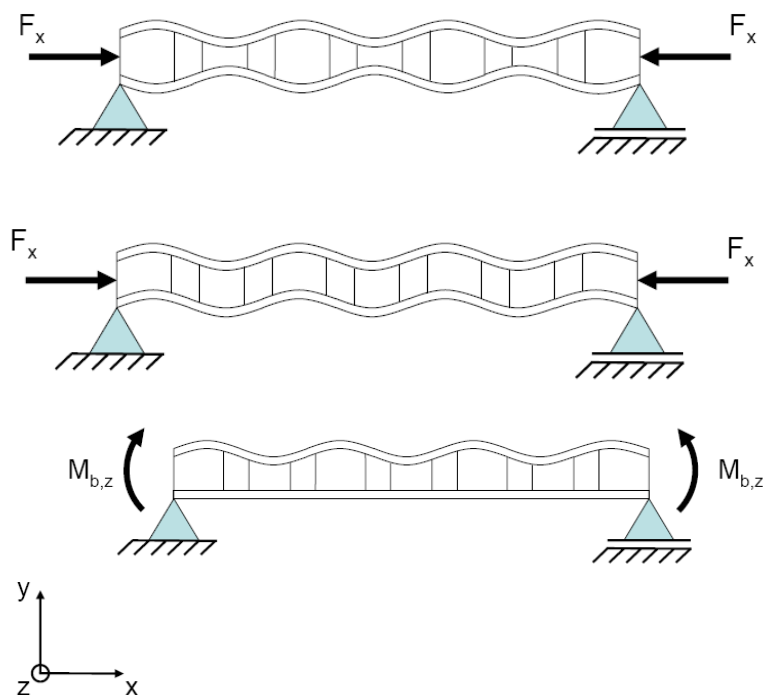


Abb. 2.3: Lokales Knittern der Deckschicht

Das örtliche Knittern der Deckschicht wird aufgrund von Druckbelastung des Sandwichs verursacht. Bei Biegebelastung knittert nur die auf Druck belastete Deckschicht, während bei Druckbelastung des Sandwichs in der Plattenebene beide Deckschichten versagen können. Diese Form der Instabilität kann symmetrisch oder asymmetrisch auftreten. Hertel [HERT60] gibt als Kriterium zur Abschätzung, welche Form der Instabilität auftritt, den Quotient aus Plattenabstand  $d$  und der Wandstärke der Häute  $s$  an.

- Symmetrisches Knittern bei  $d/s > 18$
- Asymmetrisches Knittern bei  $d/s < 18$

Das lokale Knittern einer oder beider Deckschichten tritt auf, wenn die Druckfestigkeit des Kerns bzw. der Verbindung kleiner ist als die Zugfestigkeit des Kerns. Nach Bitzer [BITZ97] kann dieses Versagenskriterium mit folgendem Grenzwert abgeschätzt werden:

$$\sigma_{Kn,L[Bitzer]} = 0,82 E_f \left[ \frac{E_{W,y} t_f}{E_f t_c} \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

$\sigma_{Kn,L[Bitzer]}$  ist die kritische Knitterspannung,  $E_{W,y}$  der Elastizitätsmodul des Kerns in Richtung der Belastung,  $E_f$  ist der Elastizitätsmodul der Deckschicht,  $t_c$  die Dicke des Kerns und  $t_f$  die Dicke der Deckschicht. Werden die Geometriedaten der Sandwichplatte, wie sie für das Brennelement des HPLWR verwendet wird, eingesetzt, so ergibt sich als kritische Spannung:

$$\sigma_{Knit:L} = 15330 MPa \quad (2.5)$$

Klein [KLEI07] gibt eine andere Gleichung für die kritische Spannung an, um das Versagen durch lokales Knittern der Deckschicht abzuschätzen.

$$\sigma_{kn,L[Klein]} = \varphi_\sigma \sqrt{E_{T,SS347} E_{W,y} G_{W,zy}} \quad (2.6)$$

Hierin ist  $\varphi_\sigma = 0,5$  ein empirischer Beiwert, und berücksichtigt eine Inhomogenität des Kerns, die sich örtlich auf das Beulen auswirkt.  $E_{T,SS347}$  ist der Tangentenmodul des Hautwerkstoffes,  $E_{W,y}$  ist der Elastizitätsmodul des Honeycomb-Kernes senkrecht zu den Sandwich-Deckblechen, und  $G_{W,zy}$  ist das Schubmodul des Kerns parallel zur Belastungsrichtung. Der Tangentenmodul berechnet sich nach Noton [NOTO58] aus dem Elastizitätsmodul des Werkstoffes.

$$E_{T,SS347} = \frac{4E_{SS347} \tan(E_{SS347})}{\left( \sqrt{E_{SS347}} + \sqrt{\tan(E_{SS347})} \right)^2} \quad (2.7)$$

Wird der Elastizitätsmodul von SS347 bei 500°C eingesetzt, ergibt sich für den Tangentenmodul  $E_{T,SS347} = 22,43 MPa$ . Die kritische Spannung für lokales Knittern der Deckschicht ergibt sich zu  $\sigma_{kn} = 892 MPa$ . Da dies der kleinere Grenzwert ist, und damit die Abschätzung nach Klein [KLEI07] konservativer, soll dieser Grenzwert im Folgenden verwendet werden.

#### d) Globales Beulen mit Knicken

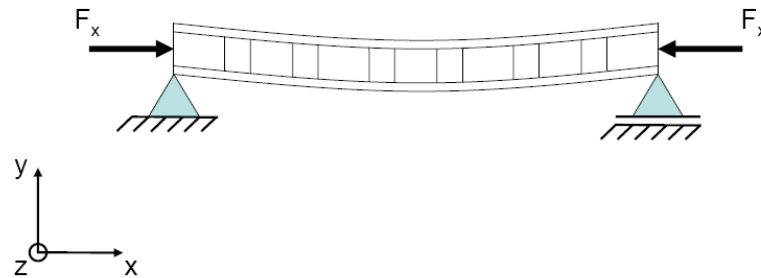


Abb. 2.4: Globales Beulen mit Knicken

Das globale Knicken wird entweder durch eine zu niedrige Kernschersteifigkeit oder durch eine zu niedrige Sandwichdicke verursacht. Das globale Beulen muss nicht zu einem Versagen des gesamten Sandwichs führen, es kann jedoch zu einem lokalen Versagen kommen. Zum Einen kann die Deckschicht Druck- bzw. Zugversagen **(a)** erleiden, und zum Anderen kann die Deckschicht durch lokales Knittern versagen **(c)(d)**. Weiterhin ist Versagen der Struktur des Kerns aufgrund von Scherbeanspruchung möglich **(b)**. Schapitz [SCHA63] und Hertel [HERT60] geben eine Gleichung zur Abschätzung der zulässigen Spannung  $\sigma_B$  bzgl. des beulkritischen Verhaltens der Sandwichplatte als Ganzes an:

$$\sigma_B = \chi k_p \frac{E_{w,y}}{1-\nu^2} \left( \frac{s_G}{B} \right)^2 = 498 \text{ MPa} \quad (2.8)$$

In dieser Beziehung ist  $\chi = 2,8$  der Erhöhungsfaktor der Steifigkeit,  $k_p = 6$  der Beulfaktor,  $\nu$  ist die Poissonzahl des verwendeten Werkstoffes,  $E_{w,y}$  der Elastizitätsmodul senkrecht zu den Deckplatten,  $s_G$  die Gesamtdicke und  $B$  die Breite der Sandwichplatte. Die benötigten Werte können aus Diagrammen in Hertel [HERT60] entnommen werden. Dafür wird das Raumgewicht  $\gamma_0$  der Wabenschicht benötigt.

$$\gamma_0 = \gamma \frac{\varepsilon t}{\frac{b}{2}} = 2,67 \left( \frac{t}{b} \right) \gamma = 34,96 \text{ kg/m}^3 \quad (2.9)$$

Dieses ergibt sich aus dem Abwicklungsfaktor  $\varepsilon = 4/3$ , der halben Wabenbreite  $b/2$ , der Folienwandstärke  $t$  und dem spezifischen Gewicht  $\gamma$  des Werkstoffes.

### e) Schubeinfalzen

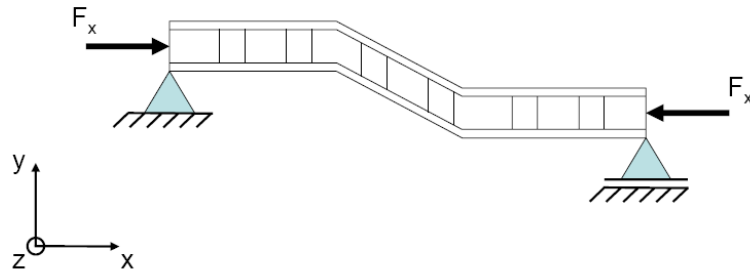


Abb. 2.5: Schubeinfalzen

Das Schubeinfalzen wird durch eine zu geringe Schubfestigkeit des Kerns bzw. durch eine zu geringe Scherfestigkeit der Verbindung verursacht. Somit hat das Schubeinfalzen dieselbe versagenskritische Spannung  $\sigma_{SE}$  wie das allgemeine Knicken. Daraus folgt:

$$\sigma_{SE} = \sigma_B = 498 \text{ MPa} \quad (2.10)$$

### f) Deckschichtgrübchen

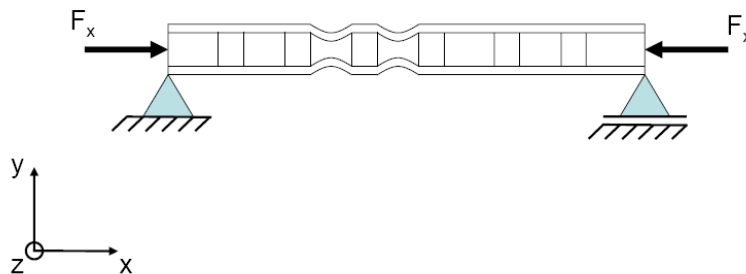


Abb. 2.6: Deckschichtgrübchen

Deckschichtgrübchen können bei Sandwichplatten mit einer Wabenstruktur auftreten. Die Deckschicht dellt sich dabei lokal über der Fläche einer Wabe ein. Bitzer [BITZ97] gibt hierfür folgende Gleichung zur Abschätzung der maximal ertragbaren Spannung  $\sigma_D$  an:

$$\sigma_D = \frac{2E_f}{\mu_f} \left[ \frac{t_f}{s} \right]^2 \quad (2.11)$$

Hierin ist  $E_f$  der Elastizitätsmodul der Deckschicht,  $t_f$  die Dicke der Deckschicht,  $s$  die Zellgröße und  $\mu_f$  lässt sich über die Poissonzahlen der Deckschicht errechnen.

$$\mu_f = 1 - \nu_x \nu_z \quad (2.12)$$



Hierin sind  $\nu$  Poissonzahlen, die Indizes  $x$ ,  $z$  beziehen sich auf die jeweilige Koordinatenrichtung. Nach Bitzer [BITZ97] kann für  $\mu_f$  ein Wert von 0,91 verwendet werden, sofern die Deckschichten aus Stahl bestehen. Damit folgt für  $\sigma_D$ :

$$\sigma_D = 813,95 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

Das Beulen der durch Wabenstege begrenzten Hautfelder kann durch günstige geometrische Verhältnisse verhindert werden. Hertel [HERT60] gibt ein rein geometrieabhängiges Kriterium an, um das lokale Versagen durch Deckschichtgrübchen zu erfassen. Er empfiehlt ein Zahlenverhältnis von Wabenbreite  $b$  zu Dicke der Haut  $s$  kleiner als 25:

$$b/s \leq 25 \quad (2.14)$$

### g) Lokales Eindringen

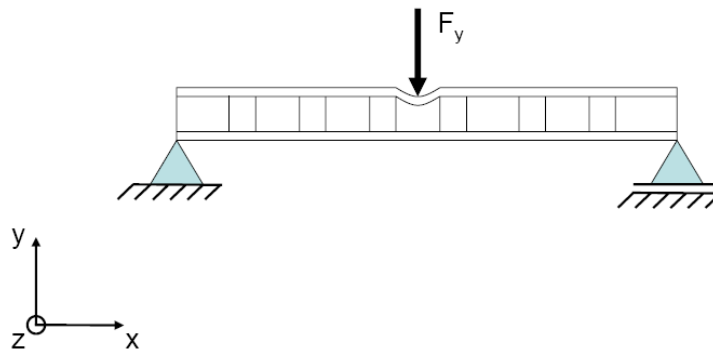


Abb. 2.7: Lokales Eindringen

Lokales Eindringen tritt auf, wenn Lasten örtlich konzentriert in die Platte eingeleitet werden. Dies kann z.B. durch den Einschlag eines Fremdkörpers passieren. In diesem Fall ist die Druckfestigkeit des Kerns lokal zu gering. Lokales Eindringen kann eine Folge der lokalen Auflage der Drahtwendeln sein. Wegen der geringen Stützwirkung der Brennstäbe (siehe Abschnitt 4.2) wird dieser Lastfall jedoch nicht weiter betrachtet.

Es ist zu erkennen, dass die Grenzwerte für die zulässigen Maximalspannungen bei den unterschiedlichen Versagenskriterien nicht nur von dem verwendeten Material, sondern auch von den geometrischen Abmessungen der Sandwichplatte abhängen. Im Falle des Brennelements für den HPLWR hat die Sandwichkonstruktion relativ dicke Deckschichten. Demnach wird z. B. ein Versagen der Deckschicht aufgrund von Fließen oder Bruch vor einem Versagen der Deckschicht durch lokales Knittern eintreten.

### 2.3 Beanspruchungsstufen nach KTA 3201.2

Die Deckhäute der Sandwichkonstruktion, sowie die Randstücke können auch als massive Bauteile betrachtet werden. In diesem Fall, da es sich um eine kerntechnische Anlage handelt, muss das Regelwerk des Kerntechnischen Ausschusses (KTA) berücksichtigt werden, hier speziell das Regelprogramm KTA 3201.2. Dieses dient dem Festigkeitsnachweis von Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren aus metallischen Werkstoffen, die bis zu einer Auslegungstemperatur von 400°C betrieben werden [KTA00]. Im Falle des HPLWR liegt die nominelle Kernaustrittstemperatur des Kühlmittels bei 500°C. Die Vorschriften können dennoch angewendet werden, da sich die Grenzwerte aus temperaturabhängigen Materialkennzahlen errechnen. Die Eckstücke sowie die äußere Deckschicht der Brennelementaußenkästen werden anhand der Lastfallklassen, die die KTA 3201.2 vorschreibt, überprüft. Es werden folgende drei Lastfallklassen unterschieden:

- Auslegungsfälle:  
Maximale primäre Beanspruchung, die unter normalen Betriebsbedingungen hervorgerufen wird.
- Normale Betriebsfälle:  
Betriebszustände, wie Anfahren des Reaktors, Volllastbetrieb, Teillastbetrieb und Abfahren des Reaktors, die für die Anlage bei funktionsfähigem Zustand der Systeme vorgesehen sind.
- Prüffälle:  
Prüffälle umfassen wiederkehrende Druck- und Dichtheitsprüfungen, sowie die Erstdruckprüfung der Komponenten.

Zusätzlich werden Lastfallklassen für Stör-, Not- und Schadensfälle aufgelistet. Diese Untersuchungen würden jedoch den Rahmen dieser Arbeit überschreiten. Außerdem sind die Prüffälle erst für die endgültige Auslegung eines Reaktors relevant [GUEL07]. Der Schwerpunkt liegt also auf den ersten beiden Lastfallklassen. Hierfür schreibt das KTA Regelwerk die Beanspruchungsstufen 0 und A vor. Für jede Beanspruchungsstufe sind zwei Grenzwerte zu berücksichtigen. Der Kennwert  $S_m$  berücksichtigt allgemeine Belastungsfälle, der Kennwert  $S_a$  berücksichtigt Ermüdung.  $S_a$  steht für die zulässige halbe Vergleichsspannungsschwingbreite. Bisher liegen keine Daten zur Dehnungswechselfestigkeit des Werkstoffs SS347 unter Bestrahlung vor. Da der Werkstoff unter Neutronenbestrahlung versprödet, sollten die Spannungsamplituden  $S_a$  nicht höher gewählt werden als die Streckgrenze, so dass die Lastzyklen elastisch bleiben und zyklisch, plastische Verformung auf Dauer vermieden wird. Aus den Werkstoffdaten (Anhang B) ist ersichtlich, dass die Zugfestigkeit bei 500°C ein Minimum hat. Um eine konservative Abschätzung zu gewährleisten wird daher dieser Wert verwendet, obwohl die Brennelementkästen höhere Temperaturen erfahren. (T = Temperatur, RT = Raumtemperatur)

- $S_m = \min\left(\frac{R_{p0,2}(T)}{1,5}, \frac{R_m(T)}{2,7}, \frac{R_m(RT)}{3}\right)$ , vgl. Anhang B
- $S_a = 150\text{MPa}$ , nach Anhang B

Die verschiedenen Ergebnisse für  $S_m$  sind Tab. 2.2 aufgelistet. Der kleinste dieser drei Grenzwerte beträgt  $S_m = 97\text{MPa}$ .

|   |  |                       |
|---|--|-----------------------|
| $\frac{R_{p0,2}(500^\circ\text{C})}{1,5} =$ | $\frac{R_m(500^\circ\text{C})}{2,7} =$ | $\frac{R_m(RT)}{3} =$ |
| = 97 MPa                                    | = 161 MPa                              | = 213 MPa             |

Tab. 2.2: Vergleich Grenzwert: allgemeine Belastungsfälle

Für die Beanspruchungsstufe 0 sind alle Spannungen, die aus dem Auslegungsdruck sowie zusätzlicher Auslegungslasten induziert werden relevant. Im vorliegenden Fall ergibt sich die primäre Belastung aus dem vorhandenen Druckunterschied. Gemäß KTA 3201.2 müssen folgende Bedingungen für die Auslegung berücksichtigt werden:

#### Beanspruchungsstufe 0

- $P_m < S_m$  ( $P_m$ : Primäre Membranspannung, lokal oder global)
- $P_m + P_b < 1,5 * S_m$  ( $P_b$ : Primäre Biegespannung)

Für die Beanspruchungsstufe A wird eine Analyse im Rahmen der jeweiligen tatsächlich auftretenden Belastungen durchgeführt. Transiente Belastungen, wie Druck, Temperatur, mechanische und dynamische Lasten werden berücksichtigt. Hierbei darf von der Zulässigkeit von Vergleichsspannungshypothesen ausgegangen werden. Nach Festlegung eines kartesischen Koordinatensystems kann aus der Summe aller gleichzeitig wirkenden Normal- und Schubspannungen die Vergleichsspannung nach von Mises berechnet werden, zitiert in [GROT05].

$$\sigma_{V.v.Mises} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (2.15)$$

Diese lässt sich in ANSYS für das komplette Bauteil berechnen. An kritischen Stellen kann die Spannungsverteilung entlang eines Schnittes linearisiert werden. Im vorliegenden Fall ergibt sich die sekundäre Belastung aus der primären Belastung und der zusätzlichen thermischen Beaufschlagung.

#### Belastungsstufe A:

- $P_m + P_b + Q < 3 * S_m$  (Q: Sekundäre Spannungen, hier: thermische Spannungen)
- $P_m + P_b + Q + F < 2 * S_a$  (F: Spannungsspitzen)

## **2.4 Zusammenfassung**

Da Sandwichkonstruktionen bisher noch nie in Kernreaktoren eingesetzt wurden, werden hier ansatzweise die berechneten Spannungen sowohl nach den Kriterien für Sandwichplatten aus anderen Anwendungen beurteilt als auch nach KTA - Richtlinien.

### 3 Auslegung eines Brennelementkastens für den HPLWR mit ANSYS

Da sich komplexe Lastfälle und Geometrien, wie im hier vorliegenden Fall die Überlagerung aus Druck- und thermischen Spannungen, nur schwer analytisch berechnen lassen, ist der Einsatz numerischer Berechnungsmethoden erforderlich. Diese Technik nennt sich Finite Elemente Methode (FEM). Die FEM ist eine weit verbreitete Methode zur Berechnung von Spannungen und Verformungen in komplizierten Geometrien. Dabei wird die zu untersuchende Geometrie mit Elementen verschiedenen Typs diskretisiert und somit approximiert. Die Methode der Finiten Elemente nutzt das Prinzip vom Minimum der potentiellen Energie und ist ein numerisches Näherungsverfahren. Die zu untersuchenden komplexen Strukturen werden in eine endliche Anzahl von Elementen zerlegt. Diese Unterteilung wird Netz genannt, die Eckpunkte, an denen die Elemente aneinander stoßen, bezeichnet man als Knoten. Das Gesamtsteifigkeitsverhalten einer Struktur wird durch die Gesamtsteifigkeitsmatrix  $[k]$  beschrieben. Durch den Elementverschiebungsvektor  $[u]$  lässt sich eine Verbindung zu dem Vektor der äußeren Kräfte  $[F]$  herstellen.

$$[k][u] = [F] \quad (3.1)$$

Aus diesem Zusammenhang und aus Minimalenergieüberlegungen rechnet die FEM Software Knotenverschiebungen, Dehnungen und Spannungen aus. Diese werden nur für die Integrationspunkte berechnet, dazwischen werden die Ergebnisse interpoliert. Daher sollte die Elementdichte in Bereichen mit großen Spannungsgradienten möglichst hoch sein, um ein allzu großes Abweichen der approximierten Ergebnisse von den wahren Spannungen zu vermeiden. Die Vorgehensweise bei FE-Programmen besteht im Allgemeinen aus drei Hauptschritten bzw. Arbeitsphasen. Im sog. Pre-Processor wird das Finite Elemente Modell erstellt. Im Solver führt der Computer die numerischen Analysen durch. Im Post-Processor kann der Anwender die Ergebnisse der Berechnung visualisieren. ANSYS ist ein kommerzielles Programm zur Analyse von strukturmechanischen Problemen, das sich besonders für geometrisch und physikalisch nicht lineare Fragestellungen eignet. Mit der verwendeten ANSYS Lizenz lassen sich Modelle mit bis zu 256000 Knoten simulieren. Da ein Seitenverhältnis von 10:1 für die Elemente nicht überschritten werden soll, um eine hohe Güte des Netzes und damit der Lösung zu garantieren, kann der Außenkasten nicht in seiner vollen Länge modelliert werden.

Die Honigwabenschicht der Sandwichplatten wird nicht aufgelöst, sondern als homogene Schicht mit den entsprechenden Werkstoffeigenschaften modelliert. Die Festigkeitskennzahlen der Sandwichplatte sind stark richtungsabhängig. Die Randstücke mit den Rippen werden aufgelöst, da hier ein komplexer 3-dimensionaler Spannungsfall vorliegt. Wegen der Form eines Viertelkreisquerschnittes kann die Schicht mit den Rippen nicht homogenisiert werden. Die richtungsabhängigen Werkstoffkennwerte können nicht entsprechend umgerechnet werden. Es wird ein Ausschnitt des Brennelementaußenkastens mit 100 mm Höhe modelliert. Da der vorliegende

Spannungsfall aus einer kombinierten Druck- und thermischen Belastung resultiert, muss in ANSYS jeder Lastfall in einer entsprechenden Umgebung simuliert und separat gelöst werden. Anschließend können diese Ergebnisse überlagert werden. Für beide Analysen kann die Diskretisierung der Geometrie beibehalten werden.

Die Geometrie wird zunächst in der „thermischen Umgebung“ von ANSYS erschaffen und kann dann in der physikalischen Umgebung weiter verwendet werden. Obwohl die Diskretisierung gleich bleibt, können sich die Elementtypen ändern. Für das strukturierte Netz der thermischen Analyse wird, wie von Torsakul [TORS07] empfohlen, der Elementtyp Solid70 verwendet. Das Oktaederelement besitzt 8 Knotenpunkte (I, J, K, L, M, N, O, P) in den Ecken und hat an jedem Knoten als Freiheitsgrad die Temperatur. Diese kann mittels der entsprechenden Wärmeleitfähigkeiten bzw. Wärmeübergangskoeffizienten als Oberflächenrandbedingung auf die Seiten des Elementes (1, 2, 3, 4, 5, 6) aufgeprägt werden (Abb. 3.1). Die sich einstellende Wandtemperaturverteilung wird gespeichert und bei der mechanischen Analyse als auf das Modell wirkende Last eingelesen.

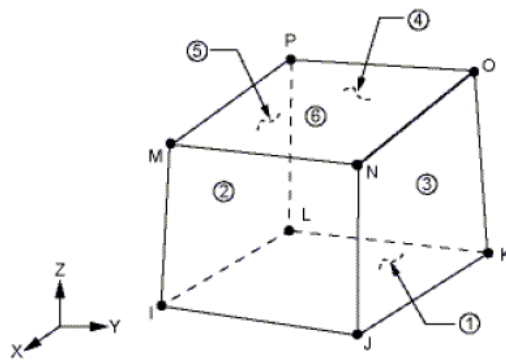


Abb. 3.1: Oktaederelement

Zuvor muss der Elementtyp zu Solid185 geändert werden. Dieser ist in der Lage Knotenpunktverschiebungen zu errechnen. Das Element ist wiederum definiert durch acht Knoten, mit den drei Freiheitsgraden der Translation in x, y, und z-Richtung [MÜLL07].

### 3.1 Mechanische Eigenschaften

Wie bereits erwähnt, wird anstelle der Wabenstruktur eine homogene Platte mit entsprechenden Eigenschaften modelliert. Dies ist in der numerischen Berechnung üblich, da die zur Verfügung stehende Rechenleistung und die Anzahl der Knoten begrenzt sind. FEM-Programme benötigen die Werkstoffeigenschaften der verwendeten Materialien in alle drei Raumrichtungen. Jedoch werden in der Regel von den Herstellern nur der Elastizitätsmodul senkrecht zu den Platten und die Schubmodule in Richtung der Platten des Wabenkerns angegeben. Die Eigenschaften in den anderen Raumrichtungen sowie die Poissonzahlen der Waben werden nur selten gemes-

sen und veröffentlicht. Die Poissonzahl  $\nu$  eines Materials ist der Quotient aus Querdehnung zu Axialdehnung durch Einwirken einer einachsigen Beanspruchung. Bei isotropen, homogenen Materialien ist der Elastizitätsmodul  $E$  mit dem Schubmodul  $G$  durch die Poissonzahl  $\nu$  folgendermaßen verknüpft.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.2)$$

Honigwabenkerne sind weder homogen noch isotrop, daher kann die oben genannte Formel nicht angewendet werden. Bitzer [BITZ97] schlägt für die Finite Elemente Analyse daher vor, für die fehlenden Werte der Elastizitätsmodule in Richtung der Platten je 1% des E-Moduls senkrecht zu den Platten anzusetzen, da der Kern in diesen Richtungen besonders schwach ist. Des Weiteren kann 1% des gemittelten Schubmoduls für den fehlenden Schubmodul verwendet werden. Da die tatsächlichen Poissonzahlen des Kerns ebenfalls unbekannt sind, wird vorgeschlagen, den Wert 0,1 zu benutzen. Normalerweise sind die Module des Kerns um Größenordnungen kleiner als die der Deckhäute. Daher können die Poissonzahlen der Waben vernachlässigt werden. Die Richtungen der Achsen des verwendeten Koordinatensystems können Abb. 3.2 entnommen werden.

- Bekannt aus Herstellerangaben:  $E_{W,z}, G_{W,xz}, G_{W,yz}$
- Unbekannt, aber benötigt für FE Analyse:  $E_{W,y} = E_{W,x} = 0,01 * E_{W,z}$   
 $G_{W,xy} = 0,01 * \frac{G_{W,xz} + G_{W,yz}}{2}$

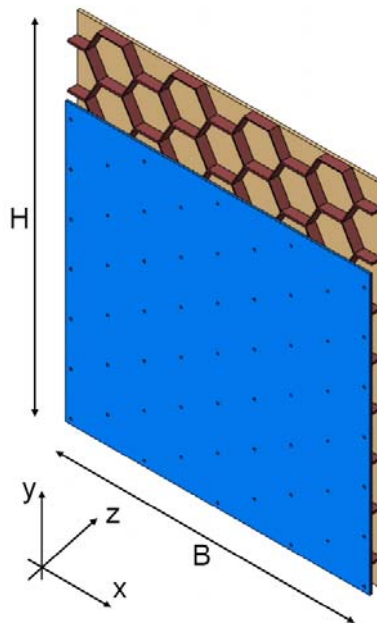


Abb. 3.2: Sandwichplatte mit Bemaßung

Ein spezieller Stahl muss für die Konstruktion des Brennelementkastens verwendet werden, und ferner sind die Abmessungen den Randbedingungen anzupassen. Daher sind der Elastizitätsmodul senkrecht zu den Platten sowie die Schubmodule in Plattenrichtung ebenfalls unbekannt. Für solche Fälle sieht die Sandwichtheorie eine Berechnung der Kennzahlen für die Wabenschicht aus den Stoffeigenschaften des verwendeten Werkstoffes vor. Der Elastizitätsmodul  $E_{W,z}$  für den anisotropen Kern, senkrecht zu den Sandwich-Deckplatten, kann nach Zenkert [ZENK97] mit folgender Gleichung berechnet werden.

$$E_{W,z} = \frac{\rho_w}{\rho_{SS347}} E_{SS347} \quad (3.3)$$

Hier ist  $\rho_w$  die mittlere Dichte der Waben,  $\rho_{SS347}$  die Dichte des Wabenmaterials (Stahl SS347) und  $E_{SS347}$  der Elastizitätsmodul des Wabenmaterials (Stahl SS347). Die Abmessungen der Waben und der Sandwichplatte des Brennelementaußenkastens können Abb. 3.3 entnommen werden.

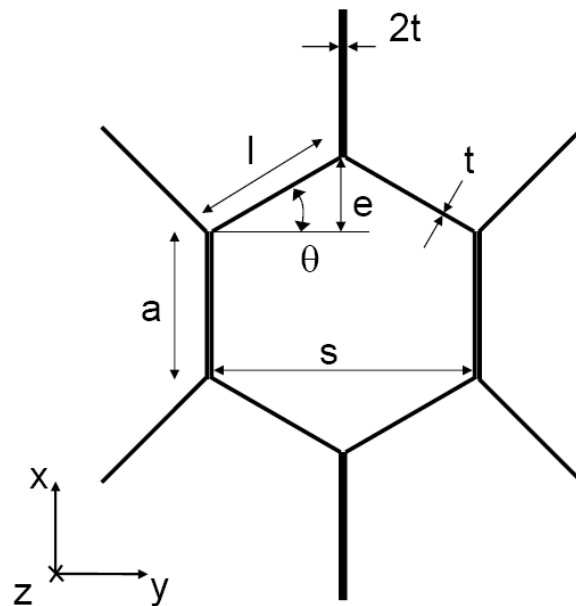


Abb. 3.3: Wabe mit Bemaßung

Im Folgenden wird der Schubmodul  $G_w$  eines Honeycomb-Kerns bestimmt. Gemäß der Struktur ergeben sich richtungsabhängige Werkstoffeigenschaften.

$$G_{W,xz} = \frac{4t}{3s} G_{SS347}, \quad (3.4)$$

$$G_{W,yz} = \frac{16t}{30s} G_{SS347}, \quad (3.5)$$

worin  $G_{SS347}$  der temperaturabhängige Schubmodul von Stahl SS447,  $t$  die Wanddicke der Wabenstruktur und  $s$  die Breite einer Wabe sind. Gibson et al. [GIBS97] gibt



andere Formeln für den Elastizitätsmodul und die Schubmodule an. Die Variablen  $a$ ,  $l$  und  $\theta$  können Abb. 3.3 entnommen werden.

$$E_{W,z} = \left(\frac{l}{t}\right) \frac{(1+a/l)}{(a/l + \sin \theta) \cos \theta} * E_{SS347} \quad (3.6)$$

$$G_{W,yz} = \left(\frac{t}{l}\right) \frac{\cos \theta}{(a/l + \sin \theta)} * G_{SS347} \quad (3.7)$$

$$G_{W,xz} = \left(\frac{t}{l}\right) \frac{(a/l + \sin \theta)}{(a/l + 1) \cos \theta} * G_{SS347} + \frac{0.787}{(a/l)} * \left(\frac{t}{l}\right) * G_{SS347} * \left(\frac{(a/l + \sin^2 \theta)}{(a/l + \sin \theta) \cos \theta} - \frac{(a/l + \sin \theta)}{(a/l + 1) \cos \theta}\right) \quad (3.8)$$

Klein [KLEI07] wiederum gibt folgende Gleichung für den Schubmodul  $G_{W,yz}$  quer zur Wabenrichtung an. Der Elastizitätsmodul  $E_{W,z}$  senkrecht zu Platten wird dabei ebenfalls über den Materialanteil der Wabenschicht, vgl. Zenkert [ZENK97], bestimmt.

$$G_{W,yz} = G_{SS347} \frac{t * s}{2 * l}, \quad (3.9)$$

worin  $G_{SS347}$  der temperaturabhängige Schubmodul von Stahl SS347,  $t$  die Wanddicke der Wabenstruktur,  $s$  die Breite einer Wabe und  $l$  die Seitenlänge des Waben-sechsecks sind. Der Schubmodul  $G_{W,xz}$  der Waben in Längsrichtung kann folgendermaßen bestimmt werden:

$$G_{W,xz} = G_{SS347} \frac{2 * t \left(a + \frac{e^2}{l}\right)}{(a + e)} \quad (3.10)$$

Die verwendeten Variablen können Abbildung Abb. 3.3 entnommen werden. In der unten stehenden Tabelle sind die Werte für den Elastizitätsmodul und für die Schubmodule nach den unterschiedlichen Rechenvorschriften der verschiedenen Autoren aufgeführt. Die Werte wurden für eine Sandwichplatte aus Stahl SS347 bei 500°C berechnet. Um die Rechenvorschriften zu bewerten, sind den Werkstoffdaten, gewonnen aus den Rechenvorschriften von Zenkert [ZENK97], Gibson et al [GIBS97] und Klein [KLEI07] den Kennwerten einer Sandwichplatte der Firma Hexcel aus Aluminium mit einer Wabengröße von 6 mm gegenüber gestellt.

|                              | Zenkert     | Gibson      | Klein       | Hexcel            |
|------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------------|
| <b>Material</b>              | SS347 Stahl | SS347 Stahl | SS347 Stahl | Aluminium<br>3003 |
| <b>Zellgröße</b>             | 8,57 mm     | 8,57 mm     | 8,57 mm     | 6 mm              |
| <b><math>E_{W,z}</math></b>  | 11060 MPa   | 12034 MPa   | 11060 MPa   | 1000 MPa          |
| <b><math>G_{W,xz}</math></b> | 1929 MPa    | 2173 MPa    | 20663 MPa   | 440 MPa           |
| <b><math>G_{W,yz}</math></b> | 772 MPa     | 1491 MPa    | 10737 MPa   | 220 MPa           |

Tab. 3.1: Vergleich: Werkstoffkennwerte

Bei den Werkstoffwerten nach Klein [KLEI07] fällt auf, dass der Elastizitätsmodul zu den Schubmodulen ein anderes Verhältnis hat, als der Elastizitätsmodul zu den Schubmodulen der Sandwichplatte von Hexcel. Daher werden die Ergebnisse aus den Gleichungen nach Klein [KLEI07] ausgeschlossen. Sie zeigen eine abweichende Tendenz: der Elastizitätsmodul senkrecht zu den Deckplatten ist kleiner als der Schubmodul in Richtung der doppelten Wandstärke der Waben.

Die Ergebnisse nach Zenkert [ZENK97] und Gibson et al. [GIBS97] hingegen zeigen eine recht gute Übereinstimmung. Bei den weiteren Rechnungen werden die Werkstoffwerte nach Zenkert [ZENK97] verwendet, da sie geringfügig niedriger sind und somit eine konservativere Abschätzung gegeben ist. Man erhält nachfolgende Werte für den Elastizitätsmodul ( $E$ ), den Schubmodul ( $G$ ) und die Poissonzahl ( $\nu$ ) einer Sandwichplatte in die jeweilige Richtung des Koordinatensystems, wie sie für die Konstruktion des Brennelementes verwendet wird. Die Daten wurden für Stahl SS347 bei 500°C berechnet. Die Richtungen der Koordinatenachsen können wieder Tab. 3.2 entnommen werden.

|                                    |            |
|------------------------------------|------------|
| <b>Stahl SS347<br/>(500°C)</b>     |            |
| $E$                                | 158000 MPa |
| $G$                                | 62000 MPa  |
| $\nu$                              | 0,27       |
| <b>Waben aus SS347<br/>(500°C)</b> |            |
| $E_{W,z}$                          | 11060 MPa  |
| $E_{W,x}$                          | 110,6 MPa  |
| $E_{W,y}$                          | 110,6 MPa  |
| $G_{W,xz}$                         | 1929 MPa   |
| $G_{W,yz}$                         | 772 MPa    |
| $G_{W,xy}$                         | 13,5 MPa   |
| $\nu_{W,x,y,z}$                    | 0,1        |

Tab. 3.2: Übersicht: Werkstoffkennwerte

## 3.2 Randbedingungen

Für die Finite Elemente Analyse müssen neben den Werkstoffkennwerten in allen drei Raumrichtungen eine vollständige statische Bestimmtheit der zu analysierenden Geometrien gegeben sein. Die mechanischen sowie Temperatur- und Druckrandbedingungen werden im Folgenden beschrieben.

### 3.2.1 Mechanische Randbedingungen

Der modellierte Ausschnitt des Brennelementaußenkastens wird an einer der weiteren Stirnseite, auf der ganzen Fläche, mit einem Loslager versehen. Loslager verhindern eine Verschiebung in eine Koordinatenrichtung, wohingegen sie Verschiebungen in die anderen beiden Koordinatenrichtungen erlauben. In diesem Fall bedeutet das, dass die Stirnfläche in Längsrichtung des Brennelementes, hier in Richtung der z-Achse, festgehalten wird. In die anderen zwei Koordinatenrichtungen kann sich die Stirnfläche frei verformen. Des Weiteren werden an je zwei Punkten der Stirnfläche weitere Loslager angebracht. Zum einen unterbinden sie eine Verformung in x-Richtung, zum anderen begrenzen sie die Ausdehnung in y-Richtung. Dadurch ist an der Unterseite eine realistische Einspannung gewährleistet und die Verformung des Brennelementaußenkastens wird nicht beeinflusst. Abb. 3.4 zeigt die Position der Loslager. An der oberen Stirnfläche werden keine Randbedingungen aufgebracht, obwohl auch dort die Ausdehnung streng genommen begrenzt ist. Diese Fläche bleibt bei Verformung eben, kann sich aber beliebig verschieben oder neigen, was hier vernachlässigt wird. Spannungen in der Nähe der oberen Stirnfläche sind daher nicht realistisch. Sie sollten nicht zur Bewertung herangezogen werden.

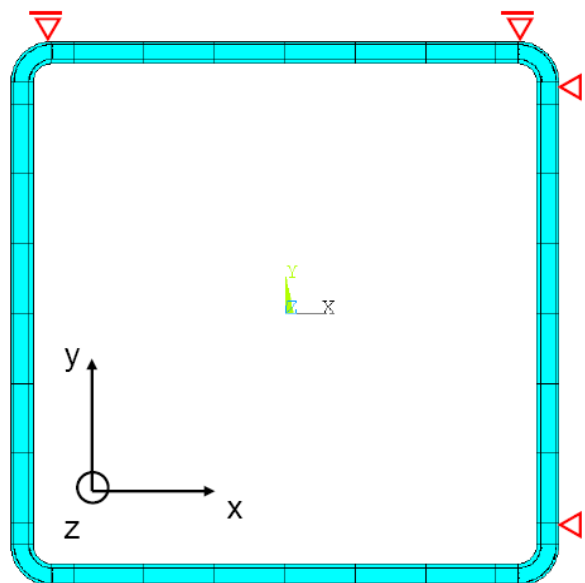


Abb. 3.4: Mechanische Randbedingungen

### 3.2.2 Druckrandbedingungen

Maßgebend für die Verformung der Seitenwände des Brennelementaußenkastens ist die Druckdifferenz über der Behälterwand. Wegen des Druckverlustes aufgrund von Reibung und des Temperaturunterschiedes (die Dichte  $\rho$  sinkt mit steigender Temperatur  $T$ ) zwischen dem Moderatorwasser an der Außenseite des Brennelements und dem Kühlwasser auf der Innenseite der Box, ergibt sich ein Druckunterschied über der Außenwand des Brennelements. Die maximale Druckdifferenz über die Brennelementaußenwand ist nach Schulenberg et al [SCHU06] 479 kPa und wird am Ausgang des zweiten Überhitzers erreicht. Abb. 3.5 zeigt den modellierten Ausschnitt des Brennelementaußenkastens mit der aufgeprägten Druckrandbedingung, dargestellt als rote Pfeile.

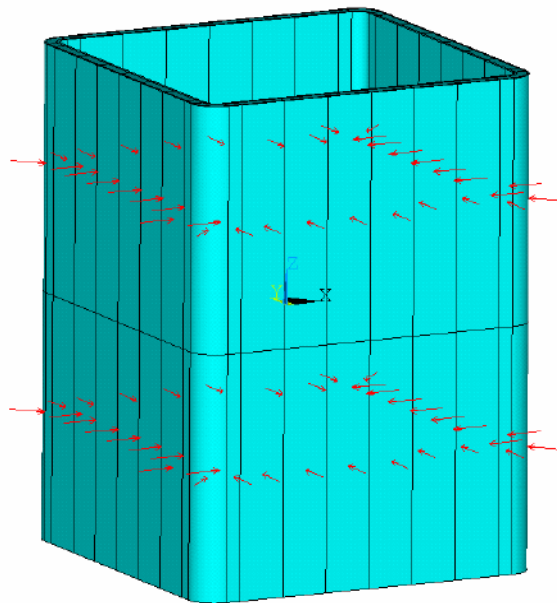


Abb. 3.5: Druckrandbedingungen

### 3.2.3 Thermische Randbedingungen

Die Temperaturverteilung in den Unterkanälen zwischen den Brennstäben kann lokal von den globalen Durchschnittstemperaturen stark abweichen. Heinecke [SCHU07] hat deswegen eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss der Massenstromdichte und der Leistung des Bündels auf den Druckverlust und die maximale Kühlwassertemperatur in dem Bündel zu untersuchen. Die Wände der äußeren und inneren Boxen werden als adiabat angenommen, d.h. es gibt keine Wärmeverluste durch diese Flächen. Da die thermohydraulischen Bedingungen für den Verdampfer, Überhitzer I und Überhitzer II unterschiedlich sind, wurden die Berechnungen separat für diese drei Regionen des Kerns durchgeführt. Die Prämisse ist, stets unter einer maximalen Kühlwassertemperatur von 600°C zu bleiben. Dies gewährleistet, mit entsprechendem Sicherheitsfaktor, eine Wandtemperatur geringer als 630°C. Die Wärmezufuhr über der Höhe kann als konstant angenommen werden (axialer Formfaktor 1,0). Um den kritischen Fall zu simulieren, wurde ein maximaler radialer Formfaktor

der Stableistung von 1,21 verwendet. Abb. 3.6 zeigt die Temperaturverteilung am Austritt von Überhitzer II in °C sowie die relative Stableistung entlang einer Stabreihe.

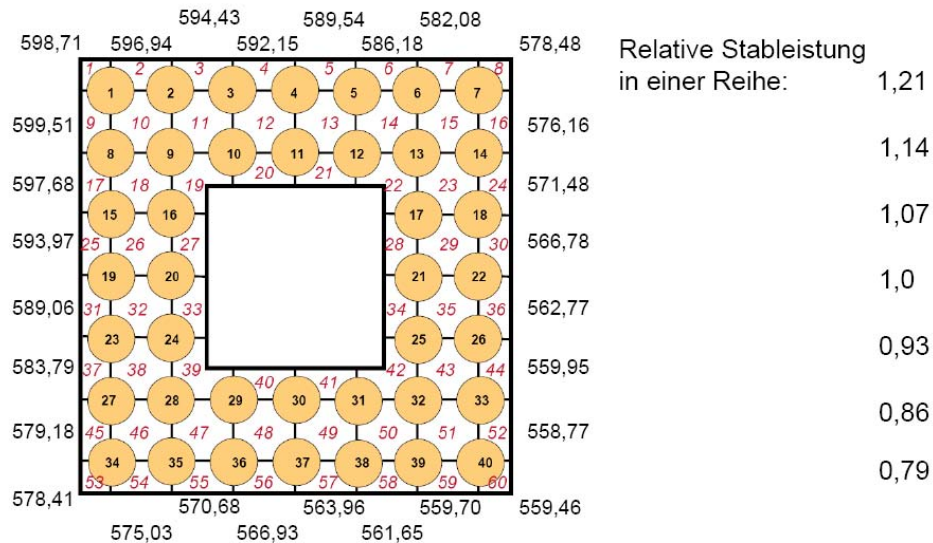


Abb. 3.6: Temperaturverteilung [SCHU07]

Die Temperaturverteilung für den kompletten Kern (Verdampfer, Überhitzer I, Überhitzer II) mit radialem Formfaktor 1,21 und axialem Formfaktor 1,0, wurde von Heinicke [SCHU07] für die aktive Höhe eines Brennelements (4,2 m) in Zwischenschritten von je 50 mm abgeschätzt. Die Temperatur des Spaltwassers wird als konstant 280°C angenommen. In ANSYS kann nun die entsprechende Temperaturverteilung des Kühlwassers sowie die dazugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten als Randbedingungen implementiert werden. Die daraus berechnete exakte Wandtemperaturverteilung kann danach in einer thermohydraulischen Analyse als Randbedingung eingelesen werden. Um die entsprechenden Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen, wird der Wärmestrom vom aufgeheizten Kühlwasser an die Außenwand des Brennelements betrachtet. Dieser Wärmestrom ist beschrieben durch folgende Gleichung [VDI97]:

$$\dot{Q} = A * k * (T_C - T_g) \quad (3.11)$$

Hierin sind A die Transferfläche, k der Wärmedurchgangskoeffizient,  $T_C$  die Temperatur des Kühlwassers und  $T_g$  die Temperatur des Moderatorwassers. Der reziproke Gesamtwärmedurchgangskoeffizient ergibt sich aus der Summe der nachfolgenden Quotienten:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_g}, \quad (3.12)$$

wobei  $\alpha_c$ ,  $\alpha_g$  die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten,  $s_1$ ,  $s_2$ ,  $s_3$  die Dicken der einzelnen Schichten und  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $\lambda_3$  die jeweiligen Wärmeleitfähigkeiten sind. Die mittlere Wärmeleitfähigkeit von Stahl SS347 bei 500°C beträgt 18,4 W/mK, vgl. Anhang B, die des Isolationsmaterials RS99 laut Hersteller [HABE07] 0,65W/mK bei Raumtemperatur. Jedoch ändert sich die Wärmeleitfähigkeit von RS99 nicht wesentlich mit steigender Temperatur. Aufgrund der hohen Porosität des Isolationsmaterials von  $\zeta = 35$  Vol. % saugt es sich mit Wasser voll. Dadurch verschlechtert sich die Isolationswirkung der Sandwichstruktur. Der Hersteller [HABE07] gibt eine lineare Mitteilung an, um die Wärmeleitfähigkeit des Isolationsmaterials RS99, welches von Wasser durchtränkt ist, abzuschätzen. Der wabenförmige Kern des Brennelements wird durch eine homogene Schicht mit entsprechenden Eigenschaften ersetzt. Die Deck- und Bodenschichten können unverändert modelliert werden [BAPA06]. Die Wärmeleitfähigkeit des homogenisierten Kerns mit Stahlanteil  $\xi = 7$  % kann mit folgenden Gleichungen beschrieben werden.

$$\lambda_{RS99,\dot{U}_{-H_2O}}(T) = \lambda_{RS99,Luft}(T) + \zeta * (\lambda_{\dot{U}_{-H_2O}}(T) - \lambda_{Luft}(T)) \quad (3.13)$$

$$\lambda_2(T) = \xi * \lambda_s(T) + (1 - \xi) * \lambda_{RS99,\dot{U}_{-H_2O}}(T) \quad (3.14)$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten vom Kühlwasser an die Wand und von der Wand an das Moderatorwasser  $\alpha_c$  und  $\alpha_g$  sind bestimmt durch folgende Gleichung.

$$\alpha_{c,g} = \frac{\lambda_{c,g} * Nu_{c,g}}{d_h} \quad (3.15)$$

Die Nusseltzahl Nu kann mit Hilfe der Dittus-Boelter Korrelation bestimmt werden. Die Indizes c und g stehen für das Kühlwasser und das Moderatorwasser.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,23} \quad (3.16)$$

Für die Berechnung der Nusseltzahl benötigt man die Reynoldszahl.

$$Re = \frac{u * D}{\nu} \quad (3.17)$$

Hier ist u die Geschwindigkeit des Fluids, D der Rohrdurchmesser (charakteristische Länge) und  $\nu$  die kinematische Viskosität. Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung und der Definition für die kinematische Viskosität  $\nu$  kann man die Reynoldszahl wie folgt definieren:

$$\dot{m} = \rho * u * A \quad (3.18)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.19)$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} * D}{\mu * A} \quad (3.20)$$

Darin ist  $\mu$  die dynamische Viskosität,  $\dot{m}$  der Massenstrom und  $A$  die durchströmte Querschnittsfläche. Bei Berechnungen von Rohren mit nichtkreisförmigem Querschnitt wird für die charakteristische Länge  $D$  der hydraulische Durchmesser  $d_h$  verwendet.

$$d_h = \frac{4 * A_{UR}}{U_{ges}} \quad (3.21)$$

Die Fläche  $A_{UR}$  der Durchflussöffnung des unrunder, durchflossenen Profils und  $U_{ges}$  der Umfang der vom Fluid benetzten Fläche sind unterschiedlich für Eckkanäle und Wandkanäle. Für den Wärmeübergang von der Wand des Brennelementaußenkastens an das Spaltwasser kann ein über den Umfang konstanter Wärmeübergangskoeffizient angenommen werden. Für die Kühlwassertemperaturen in den Unterkanälen wird die von Heinecke [SCHU07] berechnete Temperaturverteilung verwendet.

## 4 Auswertung

Zunächst erfolgt eine überschlägige Abschätzung der Durchbiegung und der dabei auftretenden Spannungen mit Handrechnungen. Danach wird der Einfluss der Drahtwendel auf die Durchbiegung des Brennelementaußenkastens untersucht. In Kapitel 4.3 wird der Einfluss des Eigengewichts auf das Brennelement ausgewertet. Danach folgt die Auswertung der Spannungsanalysen, die mit ANSYS durchgeführt wurden. In Kapitel 4.5 wird eine Überprüfung der Festigkeit nach den Sandwichversagenskriterien vorgenommen. Schließlich wird eine Auslegung der Randstücke und der äußeren Deckschicht des Brennelementaußenkastens nach KTA 3201.2 durchgeführt.

### 4.1 Berechnung der Durchbiegung

Die Ergebnisse der Spannungsanalyse mit ANSYS sollten mit Handrechnungen verglichen werden. Die Berechnung der Durchbiegung einer Sandwichplatte aufgrund einachsiger Druckbeanspruchung ist in der Literatur ausführlich beschrieben [STAR91] [DUND70]. Eine Sandwichplatte besteht, wie erwähnt, aus drei Schichten: den beiden äußeren Häuten und dem dazwischen liegenden Kern. Bei Druckbeanspruchung muss man zwischen Durchsenkung wegen reiner Biegung und der Verformung in Folge Schubes differenzieren. Diese werden separat bestimmt und danach addiert. Zunächst müssen die Flächenträgheitsmomente der einzelnen Schichten bestimmt werden. Formel 4.1 gibt das Flächenträgheitsmoment  $I$  einer Platte mit rechteckigem Querschnitt bezüglich des Flächenschwerpunktes an, wobei  $b$  die Breite und  $h$  die Höhe des Profils ist.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (4.1)$$

Wenn der Flächenschwerpunkt der einzelnen Schichten nicht mit dem Flächenschwerpunkt der gesamten Sandwichplatte zusammenfällt, muss der Steinersche Satz angewendet werden [GROS02]. Das Flächenträgheitsmoment  $I_s$ , bezogen auf den globalen Flächenschwerpunkt, berechnet sich aus dem Flächenträgheitsmoment  $I$  der jeweiligen Schicht, dem Abstand  $\bar{z}$  vom Flächenschwerpunkt der jeweiligen Schicht zum globalen Flächenschwerpunkt und der Querschnittsfläche  $A$  der betreffenden Schicht.

$$I_s = I + (\bar{z})^2 * A \quad (4.2)$$

Das Widerstandsmoment  $W$  der gesamten Sandwichplatte ist gegeben durch die einzelnen Flächenträgheitsmomente  $I_{s1}$ ,  $I_{s2}$  und  $I_{s3}$  der jeweiligen Schichten und den entsprechenden Elastizitätsmodulen.



$$W = E_1 I_{S,1} + E_2 I_{S,2} + E_3 I_{S,3} \quad (4.3)$$

Die maximale Durchbiegung einer beidseitig fest eingespannten Platte in Folge reiner Biegung ist allgemein mit folgender Formel bestimmt:

$$w_{b,\max} = \frac{pL^4}{384W} \quad (4.4)$$

wobei p die Streckenlast und L der Abstand zwischen den beiden Einspannstellen der Platte ist. Die maximale Durchbiegung in Folge des Schubes kann mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$w_{s,\max} = \frac{pB}{8G_w Lh} \quad (4.5)$$

Hier ist p die Streckenlast, B die Breite der Sandwichplatte, L die Länge der Sandwichplatte und h die Höhe des Kerns. Für  $G_w$  muss der richtungsabhängige Schubmodul der Wabenstruktur eingesetzt werden. Die tatsächliche Durchbiegung ergibt sich aus der Summe der Einzeldurchbiegungen.

$$w_{ges,\max} = w_{b,\max} + w_{s,\max} = 0,08mm \quad (4.6)$$

Somit erhält man für eine beidseitig fest eingespannte Sandwichplatte mit den in Tabelle 4.1 aufgeführten Abmessungen eine Durchbiegung von 0,08mm:

|                                     |          |
|-------------------------------------|----------|
| <b>Dicke äußere Deckschicht (1)</b> | 0,4 mm   |
| <b>Dicke Wabenplatte (2)</b>        | 2 mm     |
| <b>Dicke innere Deckschicht (3)</b> | 0,6 mm   |
| <b>Länge</b>                        | 200 mm   |
| <b>Breite</b>                       | 62,52 mm |

Tab. 4.1: Abmessungen Sandwichplatte

## 4.2 Einfluss der Drahtwendel

Die Drahtwendel der äußeren Stabreihe haben alle 200 mm einen Punktkontakt mit der Brennelementwand. Die Außenwände stützen sich somit alle 50 mm, jeweils um 90° versetzt, an den Brennstoffhüllrohren ab. Simuliert wird diese Einwirkung durch ein Federelement in der ANSYS Modellierung, vgl. Abb. 4.1.

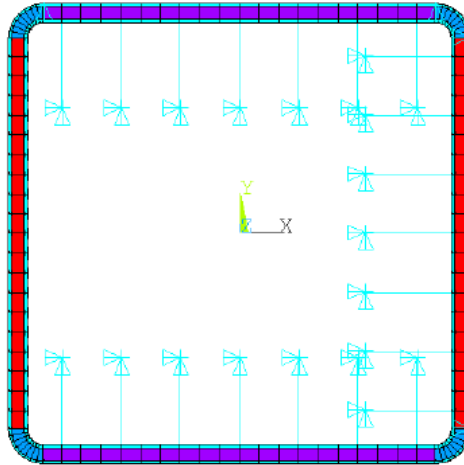


Abb. 4.1: Brennelementaußenkasten mit Federelementen

An jeweils sieben Punkten stützt sich ein Brennstabhüllrohr an der Wand ab. Der äußere Radius des Brennstabhüllrohrs beträgt  $R = 4\text{mm}$ , der innere  $r = 3,5\text{mm}$ , und  $a$  bezeichnet den Abstand zwischen zwei Stützpunkten. Der Elastizitätsmodul des Brennstabhüllrohrs bei  $600^\circ\text{C}$  liegt bei  $175\text{ GPa}$ . Legt man eine theoretische Kraft von  $1\text{ N}$  an, so ergibt sich die maximale Durchbiegung  $\Delta L$  zu:

$$\Delta L = \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot I} = 0,11 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (4.7)$$

Das Flächenträgheitsmoment  $I$  eines Rohres wird folgendermaßen berechnet:

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (R^4 - r^4) = 8,32 \cdot 10^{-11} \text{ m}^4 \quad (4.8)$$

Hieraus kann die Federsteifigkeit  $D$  eines Brennelementhüllrohrs bestimmt werden:

$$D = \frac{F}{\Delta L} = 87363 \text{ N/m} \quad (4.9)$$

Konstruktionsbedingt verteilt sich die Belastung auf zwei Brennstabhüllrohre, somit ist die wirksame Federkonstante die Summe aus den reziproken Einzelwerten:

$$\frac{1}{D_{\text{ges}}} = \frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} = \frac{2}{87363} \text{ m/N} \quad (4.10)$$

$$D = 43682 \text{ N/m} \quad (4.11)$$

In Abb. 4.2 ist die Durchbiegung der rechten Außenwand auf Höhe der Federelemente, vgl. Abb. 4.1, des Brennelements unter Einfluss der maximal wirkenden Druckdifferenz von  $479\text{ kPa}$  aufgetragen. Die maximale Durchbiegung beträgt  $w_{\text{max}} = 0,14\text{mm}$ .

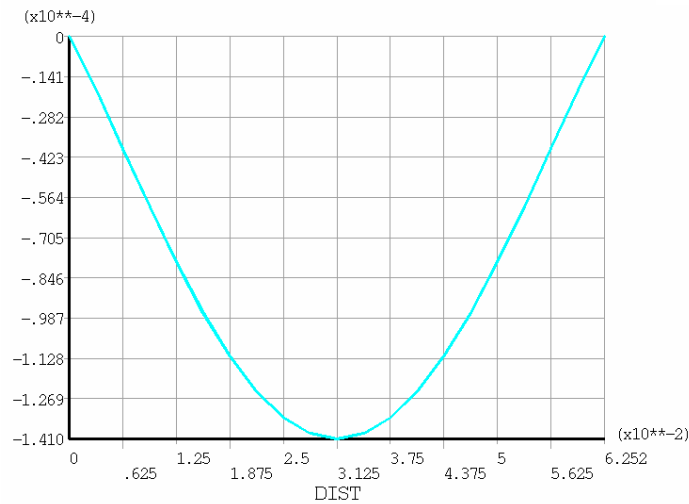


Abb. 4.2: Durchbiegung der Außenwand, unter Einfluss der wirkenden Druckdifferenz, auf Höhe der Federelemente

Berechnet man die Durchbiegung unter identischen Randbedingungen an derselben Stelle, jedoch ohne den Einfluss der Federelemente, so ergibt sich eine maximale Durchbiegung von  $w_{\max} = 0,1496\text{mm}$ , vgl. Abb. 4.3. Der Unterschied beträgt nur 0,0086mm bzw. 0,6% bezogen auf die Durchbiegung mit Berücksichtigung der Stützwirkung der äußeren sieben Brennstäbe. Somit kann der stützende Einfluss der Drahtwendel auf die Durchbiegung des Brennelementaußenkastens vernachlässigt werden.

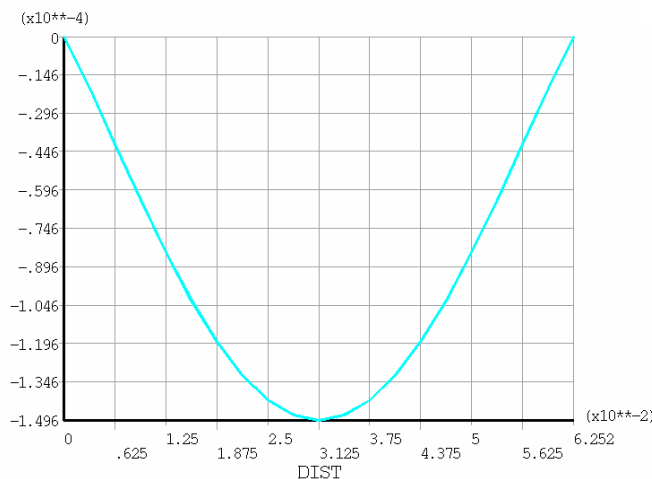


Abb. 4.3: Durchbiegung der Außenwand, unter Einfluss der wirkenden Druckdifferenz ohne Federelemente

### 4.3 Einfluss der Schwerkraft

Im Folgenden soll gezeigt werden, dass die durch die Schwerkraft hervorgerufenen Spannungen im Vergleich zu den Spannungen, induziert durch den Druckunter-

schied und die anliegende Temperaturdifferenz, zu vernachlässigen sind. Das Kopfstück eines 3x3 Brennelementbündels ist mit dem zentralen Brennelementaußenkasten verschraubt. Somit wirken auf die mittlere Box das Eigengewicht des Kastens, ca. 3,7 kg, das Gewicht des Kopfstückes, ca. 50 kg, und das Gewicht der Steuerstäbe, ca. 70 kg. In Summe beträgt das auf den Querschnitt des Brennelementaußenkastens wirkende Gesamtgewicht ca. 123,7 kg.

|                                      |                 |
|--------------------------------------|-----------------|
| Eigengewicht Brennelementaußenkasten | 3,7 kg          |
| Kopfstück                            | 50 kg           |
| Steuerstäbe                          | 70 kg           |
| <b>Summe <math>m_{BE}</math>:</b>    | <b>123,7 kg</b> |

Tab. 4.2: Gewicht eines Brennelements

Mit der Erdbeschleunigung  $g$  ergibt sich am unteren Ende des zentralen Brennelements eines Bündels eine wirksame Gewichtskraft  $F_{G,BE}$  von:

$$F_{G,BE} = m_{BE} * g = 1,2kN \quad (4.12)$$

Bezogen auf die tragende Querschnittsfläche des Brennelementaußenkastens ergibt sich eine zusätzliche Spannung von:

$$\sigma_{S,BE} = \frac{F_{G,BE}}{A_{BE}} = 1,5MPa \quad (4.13)$$

Die Spannungen  $\sigma_{S,BE}$ , die im Betrieb durch die Schwerkraft induziert werden, sind demnach vergleichsweise gering (Streckgrenze 150MPa, Stahl SS 347 bei 500°C).

Ein weiterer wichtiger Fall, der untersucht werden muss, ist der Einfluss der Schwerkraft beim Wechsel eines Brennelements. Hier wirken auf den tragenden Querschnitt des zentralen Brennelements das Gewicht eines kompletten Brennelementbündels und das Gewicht des in den Brennstäben enthaltenen Urans. Somit wirkt auf den Querschnitt des zentralen Brennelementaußenkastens ein Gesamtgewicht von ca. 1862 kg.

|                                  |                |
|----------------------------------|----------------|
| Gesamtgewicht Brennelementbündel | 710 kg         |
| Uran                             | 1152 kg        |
| <b>Summe:</b>                    | <b>1862 kg</b> |

Tab. 4.3: Gewicht eines Brennelementbündels

Daraus berechnet sich folgende Gewichtskraft  $F_{G,Bü}$ :

$$F_{G,Bü} = m_{Bü} * g = 18,3kN \quad (4.14)$$

Diese induziert Spannungen  $\sigma_{S,Bü}$  in Höhe von:

$$\sigma_{s,Bü} = \frac{F_{G,Bü}}{A_{BE}} = 22,6 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

Diese liegen ebenfalls deutlich unterhalb der Streckgrenze von Stahl SS347 (150 MPa).

#### 4.4 Verformung des Brennelementaußenkastens

Aufgrund der erläuterten Beaufschlagung mit den äußeren Lasten (Druck und Temperatur) verformt sich der Brennelementaußenkasten. Da das Brennelement nicht in seiner gesamten Höhe modelliert werden kann, wird in Kapitel 4.4.2 die Verformung des Außenkastens über die gesamte Höhe abgeschätzt.

##### 4.4.1 Einfluss von Druck und Temperatur auf die Durchbiegung

Im Folgenden soll der kritische Abschnitt des Brennelementaußenkastens, am Ende von Überhitzer II, betrachtet werden. Hier treten die maximale Druckdifferenz und die maximale Temperaturdifferenz auf. Zunächst wird das Brennelement nur mit der maximal auftretenden Druckdifferenz beaufschlagt. In Abb. 4.4 ist die Durchbiegung der oberen 30mm von Überhitzer II in der Einheit m dargestellt. Die Kastenwände biegen sich symmetrisch nach innen. Aufgrund des gewählten Koordinatensystems sind die Zahlenwerte der Durchbiegung negativ. Die Durchbiegung ist an allen vier Seiten des Brennelementaußenkastens identisch.

In Abb. 4.5 ist die Linearisierung der Verformung des oberen Abschnitts des Brennelementaußenkastens entlang der gestrichelten Linie, vgl. Abb. 4.4 in der Einheit Meter dargestellt. In diesem Kapitel sollen nur die Sandwichplatten betrachtet werden, die Randstücke werden separat in Kapitel 4.6.2 behandelt. Die Durchbiegung ist in der Mitte der Platte maximal und beträgt  $w_{\max} = 0,15 \text{ mm}$ . Die in Kapitel 4.1 mit Handformeln berechnete Durchbiegung einer Sandwichplatte aufgrund des wirkenden Druckunterschieds beträgt 0,08 mm. Somit ergibt sich eine Abweichung um Faktor zwei. Dies lässt sich folgendermaßen begründen: Die Kalkulation mit den Handformeln wurde für eine beidseitig fest eingespannte Platte durchgeführt. Das Ergebnis der ANSYS Rechnung zeigt die Verformung für den Brennelementaußenkasten, dessen Wände durch die Randstücke gehalten werden. Da sich diese auch verformen, erhöht sich die maximale Durchbiegung.

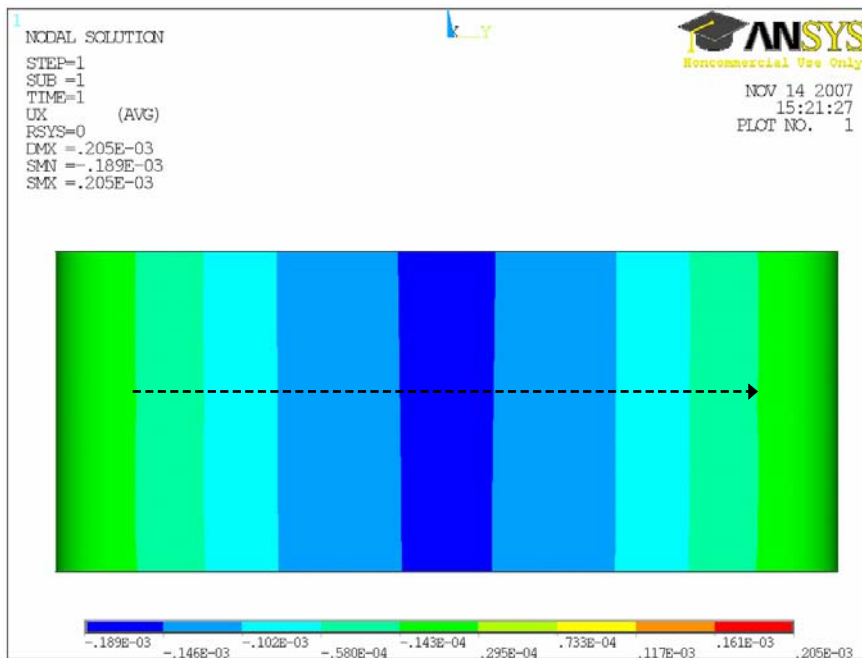


Abb. 4.4: Verlauf der Durchbiegung aufgrund der wirksamen Druckdifferenz am oberen Ende (30mm) eines Brennelements aus Überhitzer II

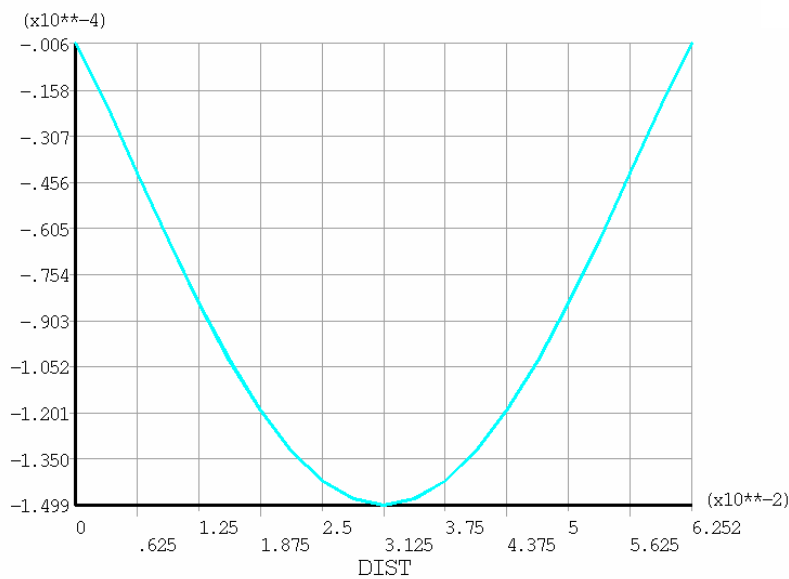


Abb. 4.5: Für den Schnitt in Abb. 4.4 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneter Durchbiegung über der Schnittlänge

Als nächstes wird die Durchbiegung infolge überlagerter Druck- und Temperaturebeaufschlagung am oberen Ende des Brennelementaußenkastens untersucht, vgl. Abb. 4.6. Dargestellt sind 30mm der Außenbox. Die Durchbiegung zeigt einen symmetrischen Verlauf über der Seitenwand. Die Verformung infolge kombinierter Last liegt zahlenmäßig höher als die Durchbiegung aufgrund reiner Druckbeaufschlagung. Zu sehen ist die Verformung über den Rippen in den Randstücken.

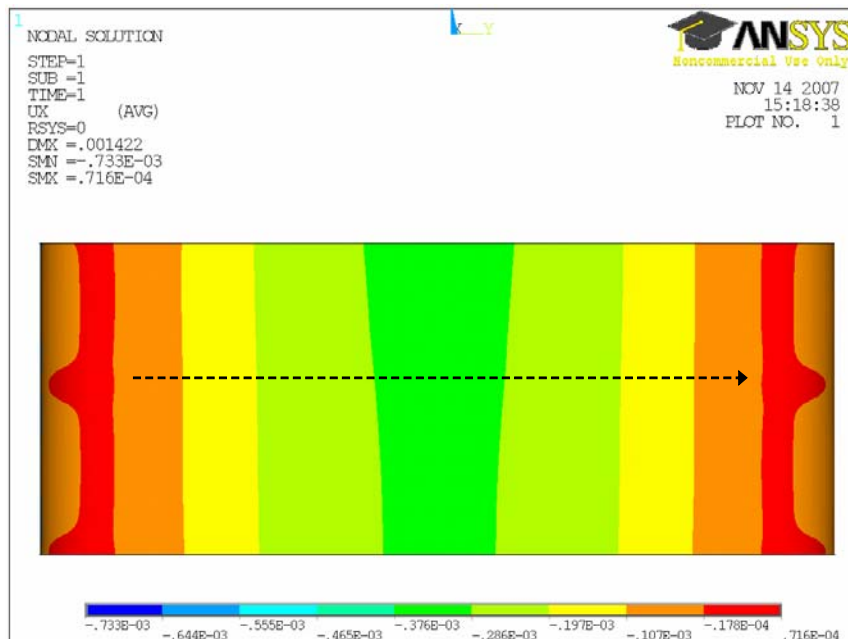


Abb. 4.6 Verlauf der Durchbiegung aufgrund der wirksamen Druck- und Temperaturdifferenz am oberen Ende (30mm) eines Brennelements aus Überhitzer II

In Abb. 4.7 ist die Linearisierung der Durchbiegung entlang der gestrichelten Linie in Abb. 4.6 dargestellt. Die maximale Durchbiegung beträgt  $w_{\max} = 0,30\text{mm}$  und liegt damit um Faktor zwei höher als die Durchbiegung, die allein durch die Druckdifferenz hervorgerufen wird.

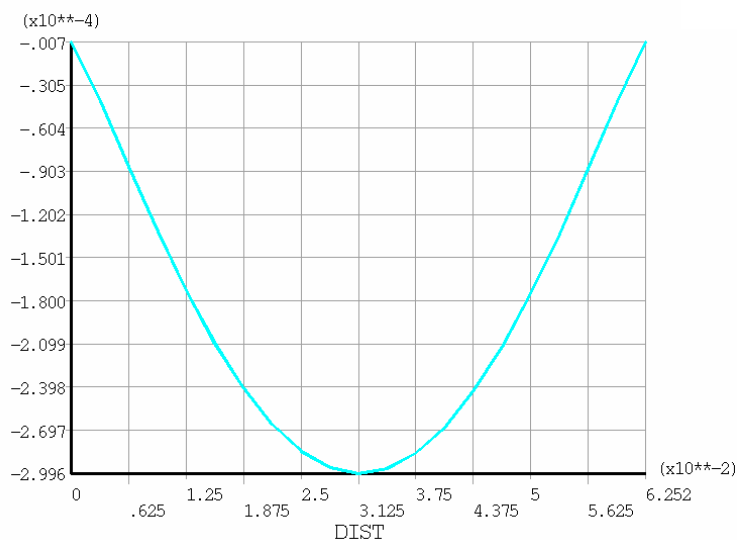


Abb. 4.7: Für den Schnitt in Abb. 4.6 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneter Durchbiegung über der Schnittlänge

Um unkontrollierte Brennstabverbiegung zu vermeiden, soll die Durchbiegung weniger als ein Viertel des Spaltabstandes von Brennstab zur Wand betragen:

$$w_{Grenze} = \frac{1}{4} * 1,44mm = 0,36mm \quad (4.16)$$

Somit liegt die maximale Durchbiegung mit und ohne thermische Last unterhalb der kritischen Verformung von 0,36mm.

#### 4.4.2 Verformung über die gesamte Höhe des Brennelements

Aufgrund einer asymmetrischen Temperaturverteilung kann sich das Brennelement, ähnlich einer Banane, über die gesamte Höhe krümmen. Da immer jeweils nur ein Ausschnitt von 100mm Höhe des äußeren Kastens modelliert wird, werden die Krümmungen abschnittsweise bestimmt und danach wieder zusammengefügt. Die Biegelinie wird auf eine Länge von 100mm fünf mal im Abstand von ungefähr 1m bestimmt. Zunächst wird ein freistehendes Brennelement betrachtet. An der unteren Einspannstelle des Brennelements sind dann die Durchbiegung und die Steigung der Biegelinie Null. Aus den abschnittsweise bestimmten Biegelinien wird durch zweimaliges Ableiten die Krümmung festgelegt. Mit den fünf Werten für die Krümmung wird durch zweimaliges Integrieren die Biegelinie für die aktive Höhe des Brennelementes berechnet. Die Biegelinie wird in x-Richtung und in y-Richtung bestimmt. Abb. 4.8 zeigt exemplarisch die Biegelinie in x-Richtung an der oberen linken Ecke des Brennelementaußenkastens in 1m axialer Höhe, vgl. Abb. 4.9. An der betrachteten Ecke treten die höchsten Temperaturen auf, vgl. Kapitel 3.2.3. Die Biegelinie in y-Richtung zeigt einen ähnlichen Verlauf. Die Diagramme für alle abschnittsweise bestimmten Biegelinien sind in Anhang A aufgeführt.

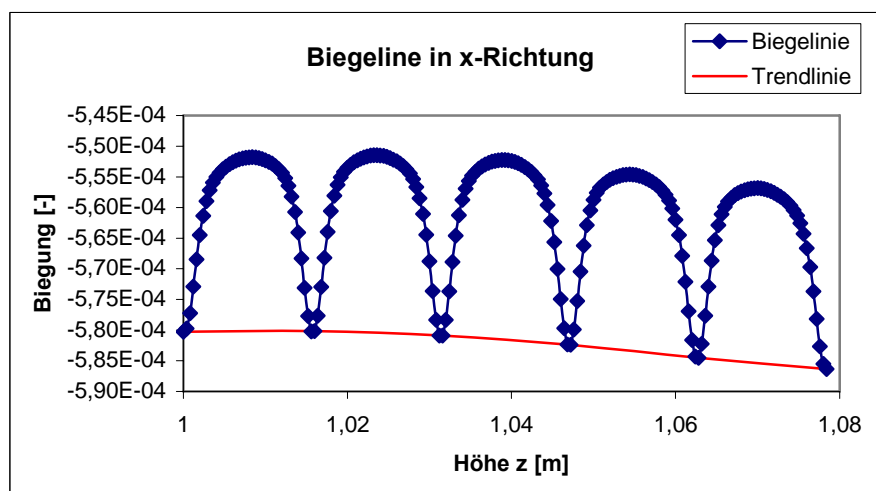


Abb. 4.8: Abschnittsweise bestimmte Biegelinie in x-Richtung an der Ecke mit den höchsten Temperaturen, vgl. Abb. 4.9 in 1m axialer Höhe

Deutlich ist die Verformung über den Rippen zu erkennen. Die obere Deckschicht dellt sich um 0,03mm zwischen den Rippen ein. Interessant für eine Abschätzung der Krümmung des Brennelements über die aktive Höhe ist jedoch die Verbindungslinie



über den einzelnen Rippen. Diese Trendlinie kann mit einem Polynom zweiter Ordnung angenähert werden.

$$x = -0,0005z^2 + 0,00005z - 0,0005 \quad (4.17)$$

Durch zweimaliges Ableiten der Funktion  $x(z)$  errechnet sich die Krümmung  $x'' = -0,001$ .

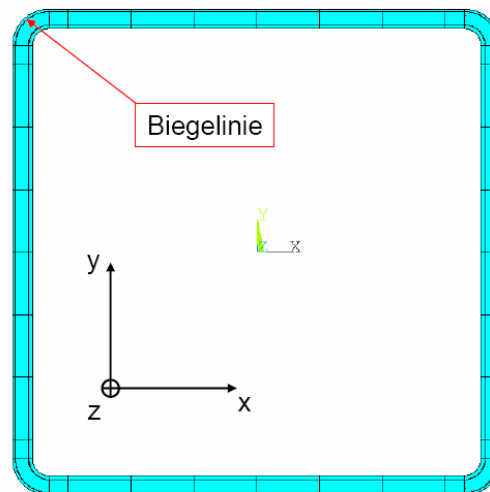


Abb. 4.9: Position der Biegelinie

In Tab. 4.4 sind die Gleichungen für die abschnittsweise bestimmten Biegelinien in x-Richtung, sowie deren zweite Ableitung (Krümmung) aufgelistet.

| Höhe z [m] | Biegelinie                               | $x''$           |
|------------|--|-----------------|
| 0          | $x = -0,0005z^2 + 5 * 10^{-5}z - 0,0005$ | $x'' = -0,001$  |
| 1          | $x = -0,0011z^2 + 6 * 10^{-6}z - 0,0006$ | $x'' = -0,0022$ |
| 2          | $x = 0,0013z^2 - 8 * 10^{-5}z - 0,0006$  | $x'' = 0,0026$  |
| 3          | $x = 0,0015z^2 + 9 * 10^{-5}z - 0,0006$  | $x'' = 0,0030$  |
| 4          | $x = 0,0026z^2 + 0,0001z - 0,0007$       | $x'' = 0,0052$  |

Tab. 4.4: Abschnittsweise bestimmte Biegelinien in x-Richtung

In Abb. 4.10 ist die Krümmung  $k$  in x-Richtung gemäß Abb. 4.9 über der aktiven Höhe eines Brennelements aufgetragen. Die Krümmung wechselt von rechtsgekrümmt nach linksgekrümmt. Dies ist dadurch zu erklären, dass nicht der Eckkanal, sondern der Unterkanal neben dem Eckkanal derjenige Kanal mit der höchsten Kühlwassertemperatur ist, vgl. Abb. 3.6. Durch die größere Wärmeausdehnung in diesem Bereich tordiert sich das Brennelement, d.h. die Krümmung wird mit einer Torsion um die z-Achse überlagert. Ein Polynom 2. Ordnung dient zur Annäherung der Krümmung für die Höhe des Brennelementaußenkastens.

$$k = 0,0001z^2 + 0,0013z - 0,0017 \quad (4.18)$$

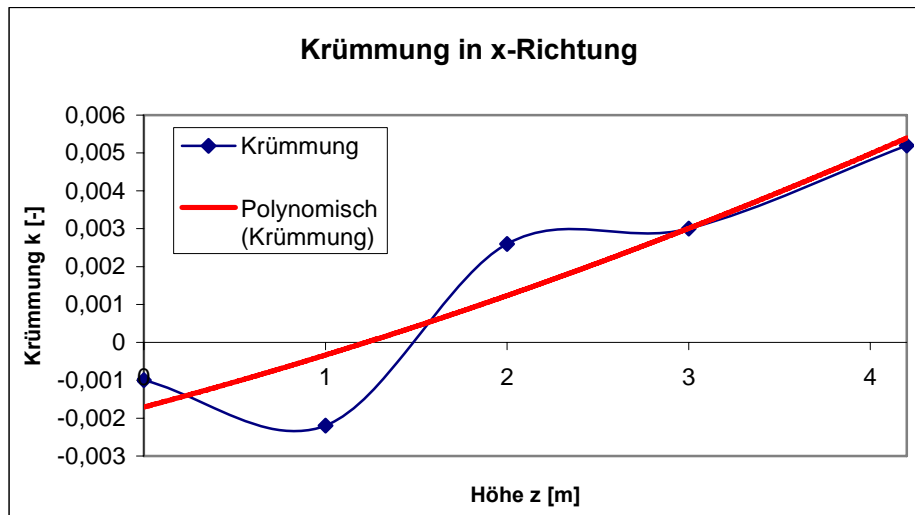


Abb. 4.10: Krümmung in x-Richtung für die Höhe eines Brennelements aus Überhitzer II

Nach zweimaliger Integration folgt aus  $k(z)$  die Biegelinie in x-Richtung für die aktive Kastenhöhe:

$$\int kdz = 0,000033z^3 + 0,00065z^2 - 0,0017z + C_1 \quad (4.19)$$

$$\int kdz^2 = 8,25 \cdot 10^{-6} z^4 + 2,16 \cdot 10^{-4} z^3 - 0,00085z^2 + C_1z + C_2 = q(z) \quad (4.20)$$

Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  können mit den beiden Randbedingungen, dass am unteren Ende des Brennelements die Durchbiegung und die Steigung der Biegelinie Null sind, berechnet werden.

$$q(0) = 0 \quad (4.21)$$

$$q'(0) = 0 \quad (4.22)$$

Somit ergeben sich die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$ :

$$C_1 = 0 \quad (4.23)$$

$$C_2 = 0 \quad (4.24)$$

Die Gleichung für die Biegelinie des Brennelements in x-Richtung, vgl. Abb. 4.11, lautet. Die Biegelinie wird nun für die komplette Höhe (4787mm) des Brennelementes ausgewertet.

$$\int kdz^2 = 8,25 \cdot 10^{-6} z^4 + 2,16 \cdot 10^{-4} z^3 - 0,00085z^2 \quad (4.25)$$

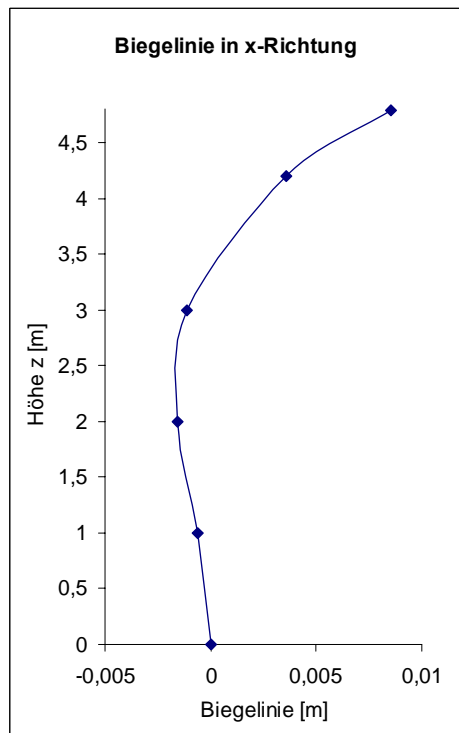


Abb. 4.11: Biegelinie in x-Richtung für ein freistehendes Brennelements aus Überhitzer II

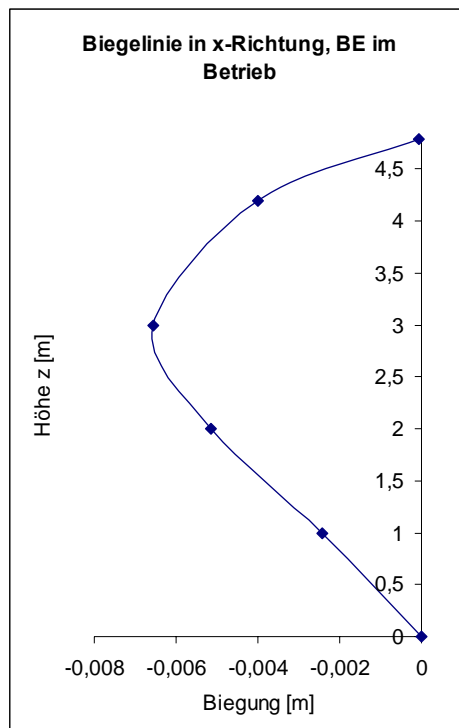


Abb. 4.12: Biegelinie in x-Richtung eines Brennelements aus Überhitzer II, beidseitig gelagert

Im Betrieb ist das Brennelement am unteren und am oberen Ende festgehalten. Somit berechnet sich die relevante Durchbiegung, wenn man den Graphen aus Abb. 4.11 entgegen dem Uhrzeigersinn um den Ursprung dreht, bis der

obere Punkt (Höhe  $z=4,787\text{m}$ ) genau auf der  $y$ -Achse liegt. Die maximale Durchbiegung beträgt wenige Millimeter, vgl. Abb. 4.12. Damit kann analog die Biegelinie in  $y$ -Richtung bestimmt werden. In Tab. 4.5 sind die Gleichungen für die fünf abschnittsweise bestimmten Biegelinien und deren zweite Ableitungen aufgelistet.

| Höhe $z$ [m] | Biegelinie                                    | $Z''$           |
|--------------|---|-----------------|
| 0            | $y = 0,0005z^2 - 5 * 10^{-5}z - 2 * 10^{-6}$  | $y'' = 0,001$   |
| 1            | $y = -0,001z^2 + 0,0002z + 2 * 10^{-5}$       | $y'' = -0,002$  |
| 2            | $y = -0,0019z^2 - 7 * 10^{-5}z - 9 * 10^{-7}$ | $y'' = -0,0038$ |
| 3            | $y = -0,0021z^2 - 9 * 10^{-5}z - 2 * 10^{-6}$ | $y'' = -0,0042$ |
| 4            | $y = -0,0027z^2 - 0,0001z - 1 * 10^{-6}$      | $y'' = -0,0052$ |

Tab. 4.5: Abschnittsweise Biegelinien in  $y$ -Richtung

In Abb. 4.13 ist die Krümmung  $k$  in  $y$ -Richtung über die aktive Höhe des Brennelements aufgetragen. Die Krümmung kann wiederum mit einem Polynom zweiter Ordnung angenähert werden.

$$k = 0,0004z^2 - 0,003z + 0,0008 \quad (4.26)$$

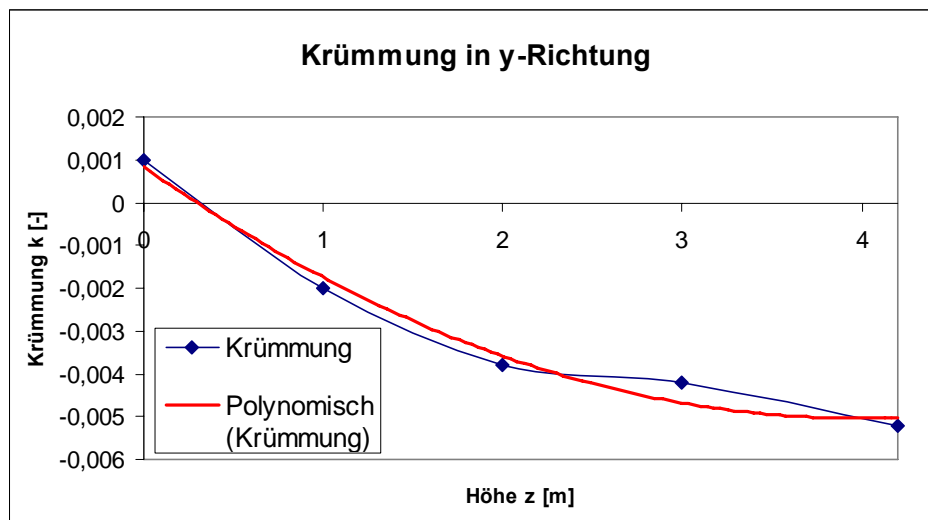


Abb. 4.13: Krümmung in  $y$ -Richtung für die Höhe eines Brennelements aus Überhitzer II

Zweimaliges Integrieren von Gleichung 4.26 führt zur Biegelinie  $o$  in  $y$ -Richtung über die aktive Höhe des Brennelements.

$$\int o dz = 1,33 * 10^{-4} z^3 - 0,0015z^2 + 0,0008z + C_3 \quad (4.27)$$

$$\int o dz^2 = o(z) = 3,33 * 10^{-5} z^4 - 0,0005z^3 + 0,0004z^2 + C_3z + C_4 \quad (4.28)$$

Die Integrationskonstanten  $C_3$  und  $C_4$  können wieder mit den Randbedingungen an der Einspannstelle bestimmt werden.

$$o(0) = 0 \quad (4.29)$$

$$o'(0) = 0 \quad (4.30)$$

$$C_3 = 0 \quad (4.31)$$

$$C_4 = 0 \quad (4.32)$$

Somit lautet die Gleichung für die Biegelinie  $o$  folgendermaßen:

$$o(z) = 3,33 \cdot 10^{-5} z^4 - 0,0005 z^3 + 0,0004 z^2 \quad (4.33)$$

In Abb. 4.14 ist die Biegelinie  $o(z)$  in  $y$ -Richtung über die Höhe des Brennelements abgebildet. Dreht man nun den Graph im Uhrzeigersinn um den Ursprung, so dass das obere Ende (axiale Höhe  $z=4,787$  m) auf der  $y$ -Achse liegt, kann man die maximale Durchbiegung des Brennelements im Betrieb ablesen, vgl. Abb. 4.15.

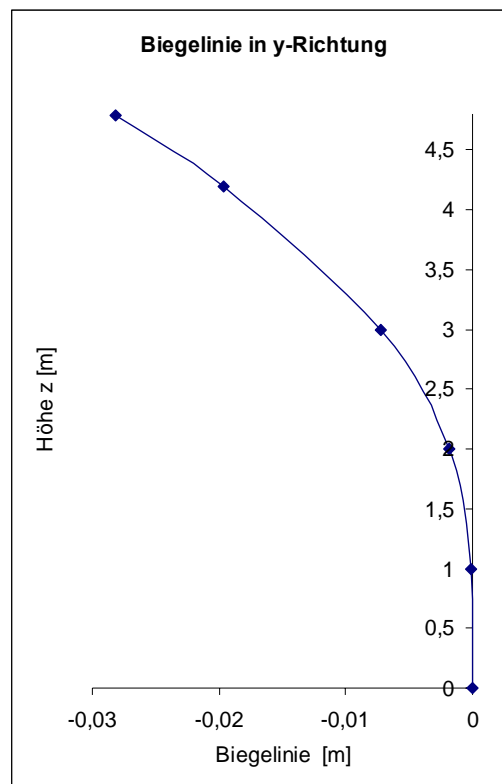


Abb. 4.14: Biegelinie in  $y$ -Richtung für ein freistehendes Brennelements aus Überhitzer II

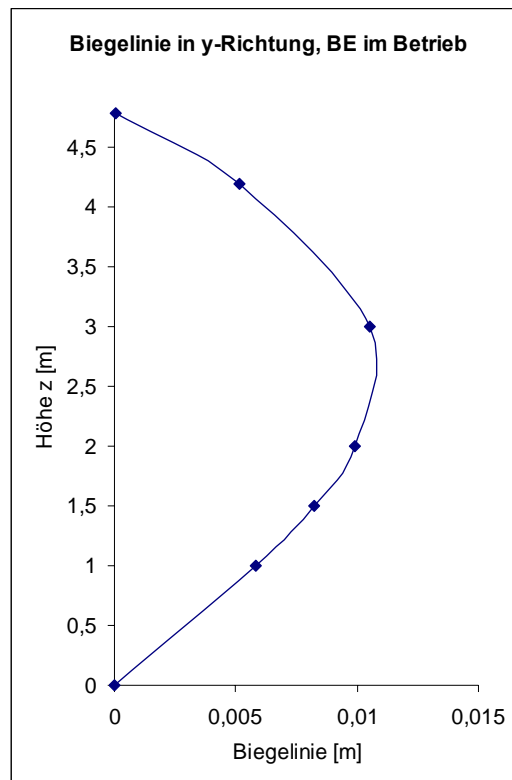


Abb. 4.15: Biegelinie in y-Richtung eines Brennelements aus Überhitzer II, beidseitig gelagert

Eine Gesamtdurchbiegung von ungefähr 10mm bei einer Höhe des Brennelements von 4,787m wird als nicht versagenskritisch erachtet. Da der Spalt zwischen den Brennelementen jedoch nur 10mm beträgt und gewährleistet sein soll, dass ausreichend Moderatorwasser zwischen den Brennelementen fließen kann, wird der Einsatz von Abstandshaltern vorgeschlagen.

#### 4.5 Überprüfung nach Sandwichversagenskriterien

Im Folgenden soll ein Festigkeitsnachweis bezüglich sandwichspezifischer Versagenskriterien, vgl. Kapitel 2.2, durchgeführt werden.

##### a) Fließen oder Bruch der Deckschicht bei Zug bzw. Druck

Relevant für das Kriterium Fließen oder Bruch der Deckschicht bei Zug- bzw. Druckbelastung ist die Vergleichsspannung nach von Mises für eine kombinierte Belastung aus Druck und Temperatur. In Abb. 4.16 ist die Spannungsverteilung in der äußeren Deckschicht des Sandwichverbundes abgebildet. Die Membranspannungen (MEMBRANE) sind türkis, die kombinierten Membran- und Biegespannungen (MEM+BEND) lila sowie die resultierende Spannung (TOTAL) rot dargestellt. Auf der Ordinate sind die Spannungen in Pa, auf der Abszisse die Weglänge in m dargestellt. Die einachsige Membranspannung liegt stets unterhalb der Streckgrenze. Die verbleibende Si-

cherheit gegen plastische Verformung der Deckschicht ist jedoch gering. Daher wird dieser Lastfall in Kapitel 4.6.1 nochmals nach der Norm KTA 3201.2 bewertet.

$$\sigma_m = 130\text{MPa} < \sigma_{krit} = R_{e500} = 150\text{MPa} \quad (4.34)$$

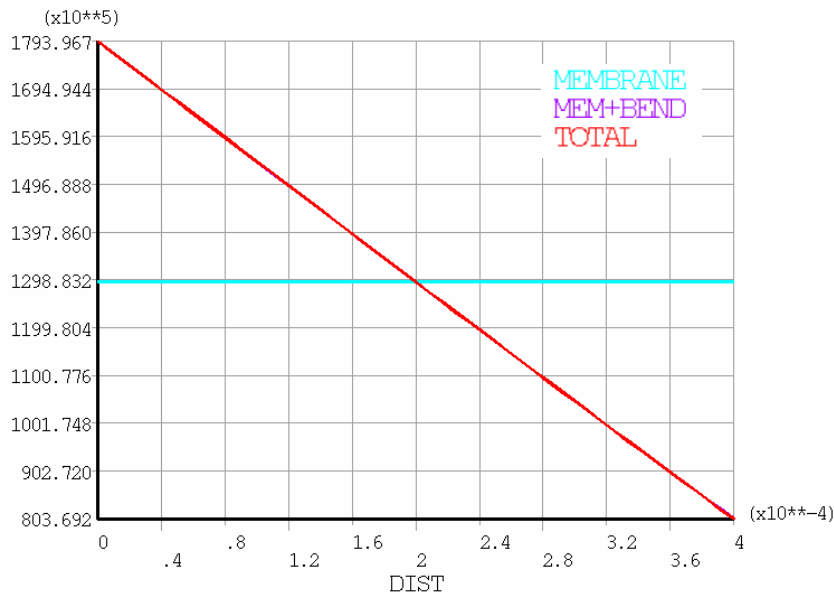


Abb. 4.16: Spannungsverlauf in der äußeren Deckschicht des Sandwichverbundes, Brennelement aus Überhitzer II am oberen Ende

### b) Kernversagen durch Schubbeanspruchung

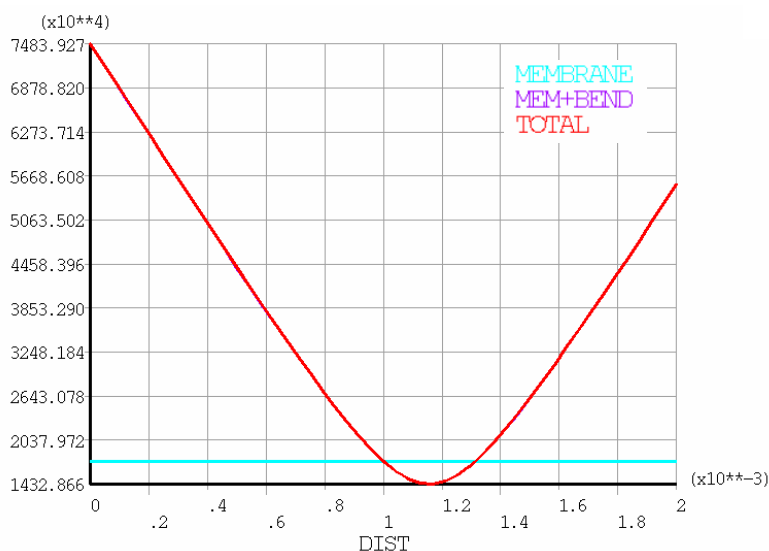


Abb. 4.17: Spannungsverlauf im Kern des Sandwichverbundes, Brennelement aus Überhitzer II, oberes Ende

Die für das Versagen des Kerns relevante Schubspannungsverteilung ist in Abb. 4.17 dargestellt. Auf der Abszisse sind die Weglänge über der Dicke der

Kernsicht in Meter und auf der Ordinate die Spannungen in Pa aufgetragen. Die Schubspannung  $\tau_s$  innerhalb des Kerns liegt deutlich unterhalb des versagenskritischen Grenzwertes  $\tau_{Kern}$ . Damit ist eine ausreichende Sicherheit gegen Kernversagen infolge Schubbelastung gewährleistet.

$$\tau_s = 0,9MPa < \tau_{Kern} = 6,8MPa \quad (4.35)$$

### c) Lokales Knittern der Deckschicht

Um ein lokales Knittern der Deckschicht zu verhindern, muss die Membranspannung  $\sigma_m$  innerhalb der Deckschicht, vgl. Abb. 4.16 unterhalb des entsprechenden Grenzwertes  $\sigma_{kn}$  liegen. Die Membranspannungen liegen deutlich unterhalb der versagenskritischen Spannung.

$$\sigma_m = 130MPa < \sigma_{kn} = 882MPa \quad (4.36)$$

### d) Globales Beulen der Deckschicht

Um das Beulen der Sandwichplatte als Ganzes zu vermeiden, müssen die Membranspannungen innerhalb der Deckschicht, induziert durch den Druckunterschied, unterhalb des entsprechenden Grenzwertes liegen. Die resultierende Membranspannung innerhalb der Deckschicht ergibt sich aus folgendem Gleichgewicht: Der auf die gesamte Breite des Brennelementaußenkastens wirkende Druck ruft eine einachsige Spannungsverteilung in den Mantelschichten des Sandwichs hervor, wie Abb. 4.18 skizziert.

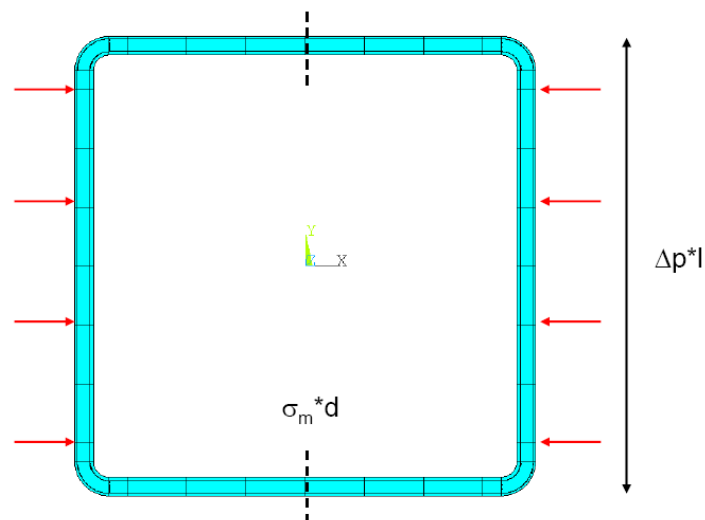


Abb. 4.18: Druckbelastung des Brennelementaußenkastens

Der auf eine Kastenwand wirkende Druckunterschied  $\Delta p$  befindet sich mit den Spannungen  $\sigma_m$  in den orthogonalen Seitenwänden im Gleichgewicht.



$$2\sigma_m d = \Delta p l \quad (4.37)$$

Nach der wirksamen Membranspannung  $\sigma_m$  aufgelöst, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\sigma_m = \frac{\Delta p l}{2d} \quad (4.38)$$

Setzt man den maximal zu erwartenden Druckunterschied von  $\Delta p = 479 \text{MPa}$  [SCHU06], die Breite des Brennelementaußenkastens  $l = 73,52 \text{mm}$  und für die wirksame Dicke der Außenschichten die Summe der Dicken der Deckplatten des Sandwichverbundes ( $d = 1 \text{mm}$ ) ein, ergibt sich für die Spannung  $\sigma_m = 17,6 \text{MPa}$ . Diese liegt deutlich unterhalb des entsprechenden Grenzwertes  $\sigma_B$ , und somit ist eine ausreichende Sicherheit gegen globales Beulen der Deckschicht gegeben.

$$\sigma_m = 17,6 \text{MPa} < \sigma_B = 498 \text{MPa} \quad (4.39)$$

#### e) Schubeinfalzen

Für das Schubeinfalzen gilt dasselbe Versagenskriterium wie für das globale Beulen der Deckschicht. Da dieses Kriterium bereits untersucht wurde, ist davon auszugehen, dass das Brennelement nicht durch Schubeinfalzen versagen wird.

#### f) Deckschichtgrübchen

Für das Beulen der Deckschicht über einer Wabe ist zum einen ein rein geometrieabhängiges Kriterium angegeben, welches als erste Abschätzung dient. Das Verhältnis von Wabenbreite  $b$  zur Dicke der Mantelschicht  $s$  ist im vorliegenden Fall 21,4 und damit noch unterhalb des entsprechenden Grenzwertes.

$$b / s = 21,4 \leq 25 \quad (4.40)$$

Zum anderen wird ein Grenzwert  $\sigma_D$  für die kritische Spannung in der Deckschicht angegeben.

$$\sigma_m = 17,6 \text{MPa} < \sigma_D = 814 \text{MPa} \quad (4.41)$$

Der Festigkeitsnachweis für alle Versagenskriterien für Sandwichplatten wurde somit erbracht. Demnach ist ein Versagen des Brennelements aufgrund der vorliegenden Belastung vernünftigerweise ausgeschlossen. Da die verbleibende Sicherheit der Deckplatten gegen plastische Verformung gering war, andererseits die Randstücke nicht mit Sandwichversagenskriterien bewertet werden können, wird noch ein weite-

rer spezifischer Festigkeitsnachweis durchgeführt werden. Dieser ist in der Norm KTA 3201.2 beschrieben.

#### 4.6 Auslegung nach KTA 3201.2

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, unterteilt sich der Festigkeitsnachweis nach KTA 3201.2 in eine Belastungsstufe 0 und eine Belastungsstufe A. Damit werden die Auslegungsfälle und die normalen Betriebsfälle berücksichtigt.

##### 4.6.1 Auslegung der Deckschicht

Die äußere Deckschicht des Sandwichverbundes wird als Platte betrachtet und ihre Festigkeit kann somit nach KTA 3201.2 bewertet werden. Die äußere Platte des Sandwichs ist dünner als die innere, daher ist sie versagenskritischer. Geprüft wird das obere Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, da hier die höchsten Temperatur- und Druckdifferenzen vorliegen. Zunächst erfolgt die Bewertung nach Belastungsstufe 0, d.h. es liegt die maximale Beanspruchung vor, die unter normalen Betriebsbedingungen hervorgerufen wird.

##### Belastungsstufe 0

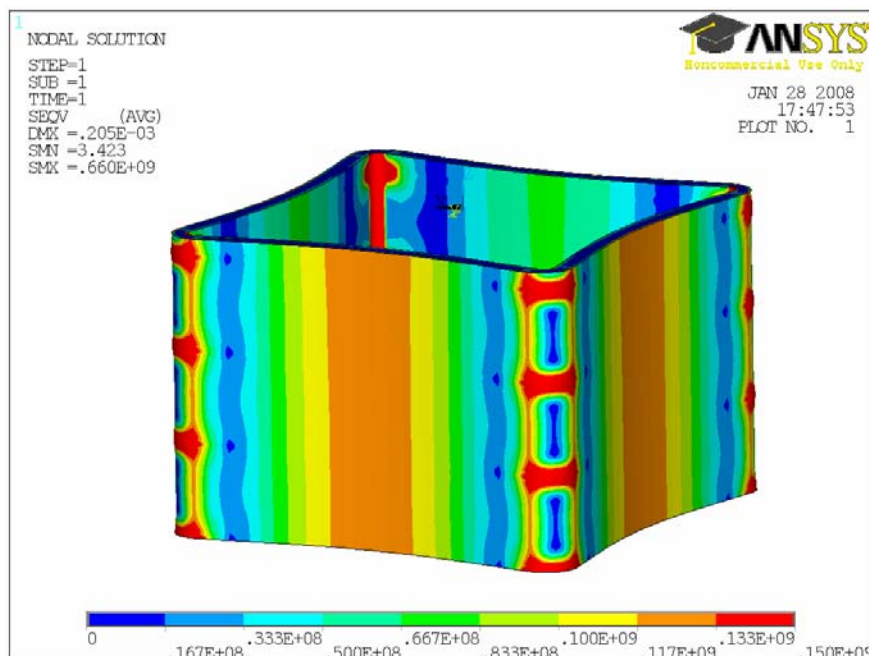


Abb. 4.19: Verteilung der Primärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II

Abb. 4.19 zeigt die Spannungsverteilung nach von Mises an den oberen 50mm des Brennelementaußenkastens. Die Skala geht bis 150MPa. Die höchsten Spannungen

liegen in der Mitte der Sandwichplatte vor. Hohe Spannungen werden rot, geringe Spannungen werden blau dargestellt. Die Spannungsspitzen in den Randstücken werden separat in Kapitel 4.6.2. untersucht. Zu erkennen ist, dass die Spannungen auf der Außenseite der Sandwichplatte höher sind als auf der Innenseite. Die Durchbiegung der Sandwichplatten ist ungefähr 25 mal größer dargestellt als in Wirklichkeit. Die Spannungsverteilung ist für jede Seitenwand des Kastens identisch.

Abb. 4.20 zeigt den Schnitt durch die am höchsten belastete Stelle in der Mitte der vorderen Sandwichplatte. Es ist zu erkennen, dass die Spannungen in der äußeren, dünneren Deckschicht höher sind als in der inneren, dickeren. Die dazwischen liegende Honigwabenschicht kann kaum Spannungen aufnehmen. Die Linearisierung der Spannungen erfolgt entlang der Wanddicke der äußeren Deckschicht des Sandwichverbundes.

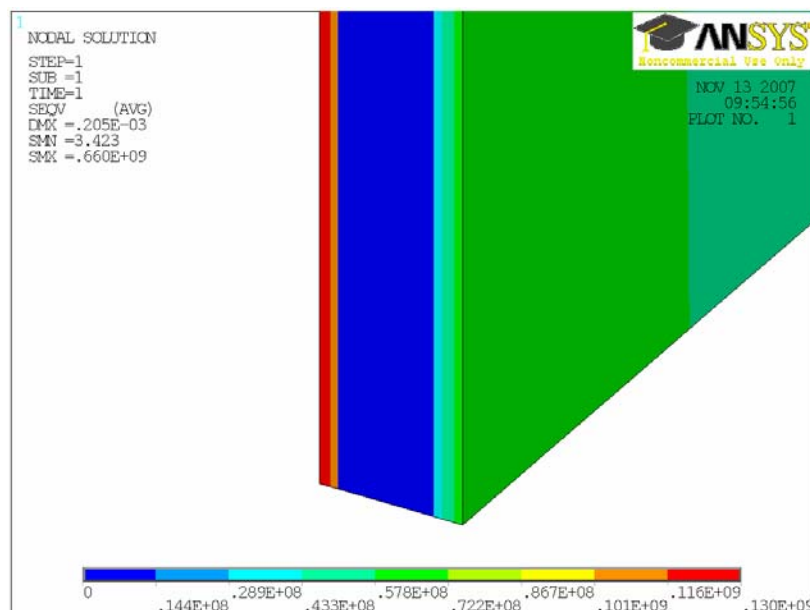


Abb. 4.20: Verteilung der Primärspannungen nach von Mises, Schnitt durch die vordere Sandwichplatte aus Abb. 4.19

Die Auswertung der Linearisierung gibt Abb. 4.21 für die Membranspannung und für die kombinierte Membran- und Biegebeanspruchung wieder. Auf der Abszisse sind die Weglänge in Meter und auf der Ordinate die Spannungen in Pascal aufgetragen. Die Spannungen innerhalb der Wand befinden sich unterhalb des entsprechenden Grenzwertes  $S_m$ .

$$P_m = 91\text{MPa} < 97\text{MPa} \quad (4.42)$$

$$P_m + P_b = 129\text{MPa} < 145\text{MPa} \quad (4.43)$$

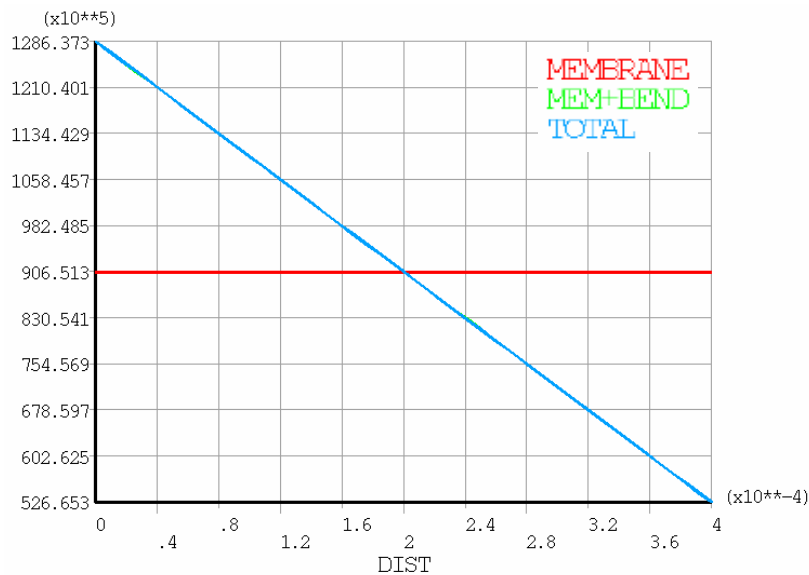


Abb. 4.21: Für den Schnitt aus Abb. 4.20 durchgeführte Linearisierung der Membran- und Biegespannungen in der äußeren Deckschicht des Sandwichverbundes eines Brennelements aus Überhitzer II am oberen Ende

### Beanspruchungsstufe A

Für die Beanspruchungsstufe A werden nun zusätzlich alle sekundären Belastungen berücksichtigt. Als sekundäre Belastungen treten im vorliegenden Fall nur die thermisch induzierten Spannungen auf. Die Temperaturverteilung der Außenhaut des Brennelementaußenkastens ist in Abb. 4.22 zu erkennen. Dargestellt sind die oberen 100mm des Außenkastens. Die Temperatur an der Außenwand beträgt ungefähr 470°C. Die mit Isolationsmaterial gefüllten Hohlräume in den Randstücken sind kälter (ca. 410°C). Zu erkennen ist die Wärmeleitung durch die Verstärkungsrippen der Randstücke.

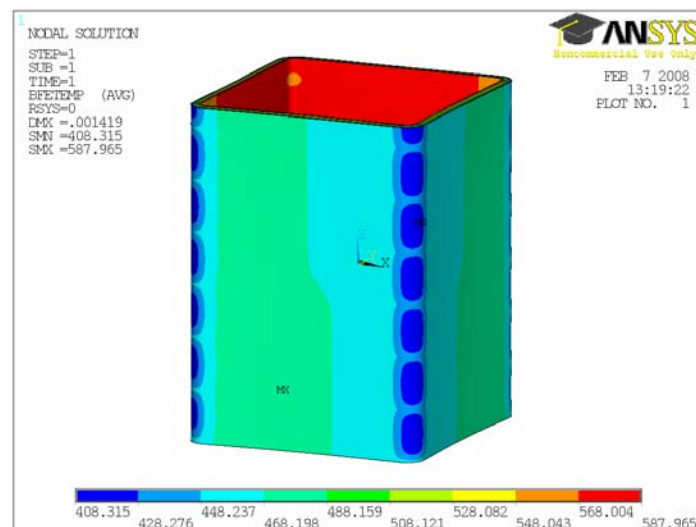


Abb. 4.22: Temperaturverteilung am oberen Ende des Außenkastens eines Brennelements aus Überhitzer II

Abb. 4.23 zeigt die Temperaturverteilung im Inneren des Brennelements. Die Innenwand am oberen Ende des Brennelements hat ungefähr eine maximale Temperatur von 588°C. Auch auf der Innenseite ist die Wärmeleitung durch die Rippen deutlich zu erkennen. Es bilden sich dort kältere Stellen (ca. 540°C).

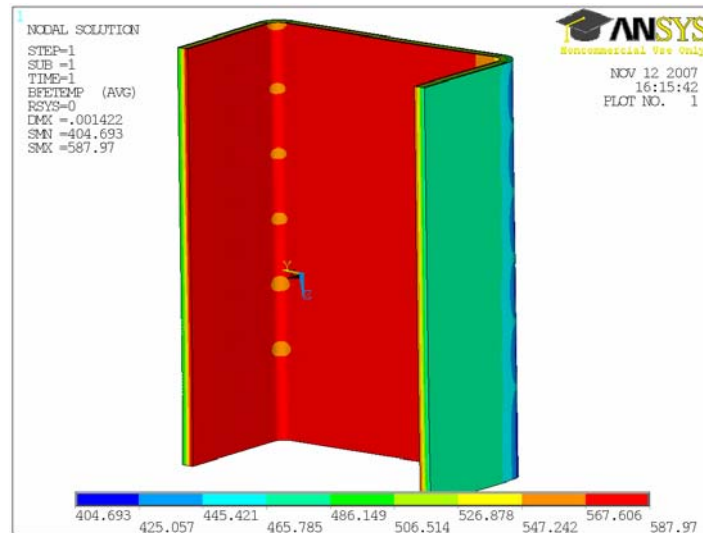


Abb. 4.23: Temperaturverteilung am oberen Ende auf der Innenseite eines Brennelements aus Überhitzer II

Für die Auswertung erfolgt eine Linearisierung der Spannungen entlang der Wanddicke der äußeren Deckschicht. Die Weglänge ist auf der Abszisse in Meter und die Spannungen sind auf der Ordinate in Pascal aufgetragen. Die Ergebnisse der Linearisierung die für die Sekundärbelastung können Abb. 4.24 entnommen werden.

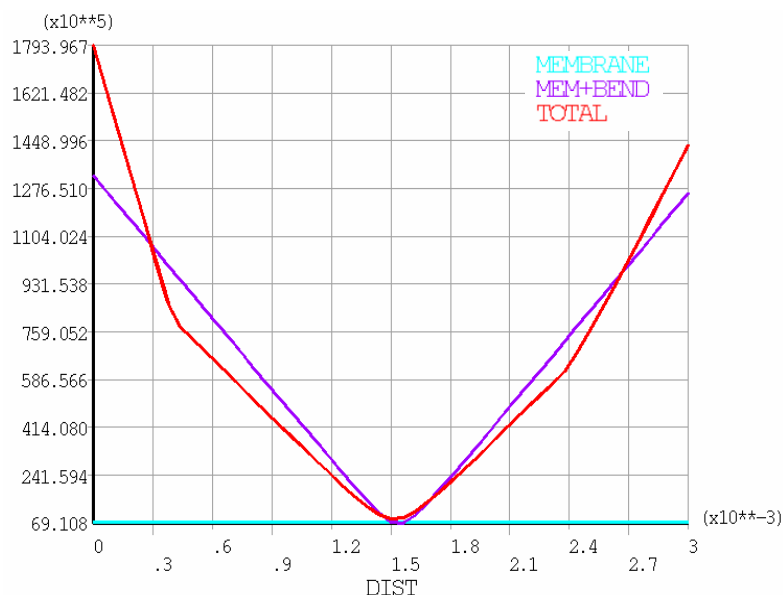


Abb. 4.24: Für den Schnitt aus Abb. 4.20 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Sekundärspannungen im Sandwichverbund eines Brennelements aus Überhitzer II am oberen Ende

Die Spannungen innerhalb der Wand befinden sich stets unterhalb des entsprechenden Grenzwerts. Daher ist davon auszugehen, dass das Bauteil unter den Betriebsbedingungen des HPLWR an den Sandwichplatten nicht versagen wird.

$$\max(P_m + P_b + Q) = 179 \text{ MPa} < 290 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

#### 4.6.2 Auslegung der Randstücke

Die Randstücke müssen ebenfalls nach KTA 3201.2 ausgelegt werden. Zunächst erfolgt wieder die Betrachtung nach Belastungsstufe 0.

#### Belastungsstufe 0

Abb. 4.25 zeigt die Spannungsverteilung nach von Mises für den kritischen, oberen Bereich des Brennelementaußenkastens in Überhitzer II. Die Skala wurde den höchsten auftretenden Spannungen angepasst. Dargestellt sind 50mm des Außenkastens. Deutlich zu erkennen ist die Spannungsüberhöhung an den Rippen. Im Vergleich dazu sind die Spannungen in der Sandwichplatte eher gering. Die Spannungsüberhöhung tritt auf der Außen- und auf der Innenseite der Randstücke auf.

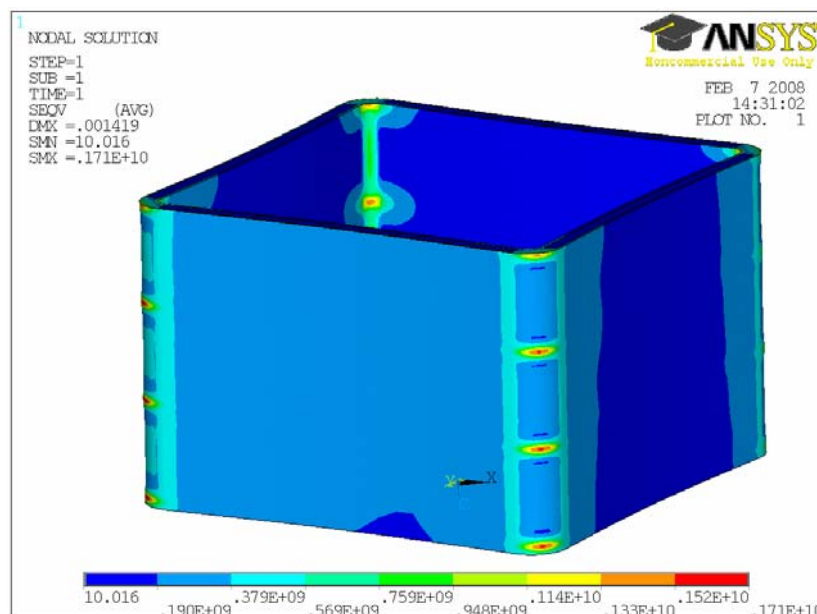


Abb. 4.25: Verteilung der Primärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, Skala den Spannungen angepasst

Die Spannungen werden längs der gestrichelten Linie oberhalb einer Rippe untersucht, vgl. Abb. 4.26. Zu erkennen ist, dass die höchsten Spannungen auf der Innenseite auftreten. Die Honigwabenschicht kann kaum Spannungen aufnehmen. Die Ergebnisse der Linearisierung sind in Abb. 4.27 dargestellt. Die kombinierten Membran- und Biegespannungen sind am Rand höher als in der Mitte des Randstücks. Das Minimum der überlagerten Spannungen ist nicht genau in der geometrischen

Mitte, sondern ein wenig nach innen verschoben. Auf der Abszisse sind die Weglängen in Meter und auf der Ordinate die Spannungen in Pascal aufgetragen.

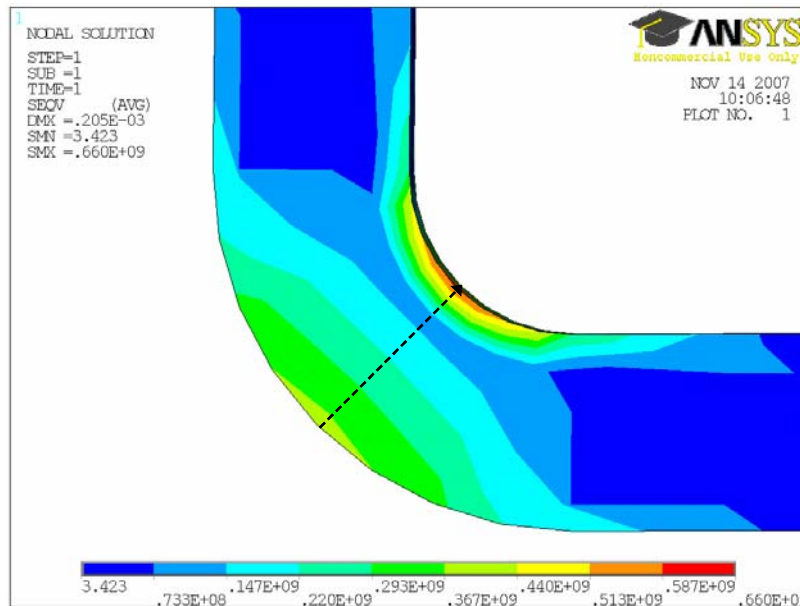


Abb. 4.26: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, nur primäre Last

Der Grenzwert für die Membranspannungen wird nicht überschritten, aber die primären Membran- und Biegespannungen liegen oberhalb des entsprechenden Grenzwertes. Das Bauteil kann also aufgrund der kombinierten Druck- und Biegebelastung versagen.

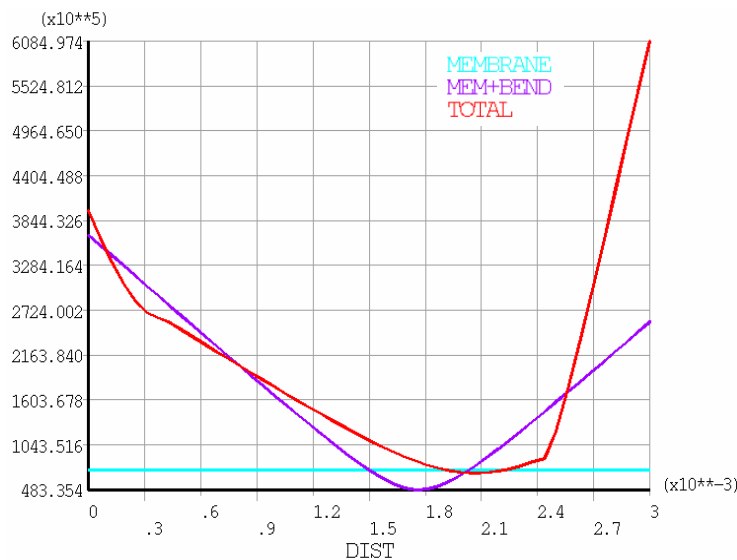


Abb. 4.27: Für den Schnitt aus Abb. 4.26 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Primarspannungen

$$P_m = 73\text{MPa} < 97\text{MPa} \quad (4.45)$$

$$P_m + P_b = 366\text{MPa} > 145\text{Pa} \quad (4.46)$$

## Belastungsstufe A

Bei Belastungsstufe A werden wiederum die aufgrund des Druckunterschiedes induzierten Spannungen mit den thermischen Spannungen überlagert. In Abb. 4.28 ist die Spannungsverteilung nach von Mises für das obere Ende des Brennelementaußenkastens dargestellt. Die Spannungsverteilung aufgrund der kombinierten Belastung ist ähnlich wie die Spannungsverteilung aufgrund primärer Belastung. Zu erkennen ist die Spannungsüberhöhung entlang der Rippen, sowohl auf der Innen- wie auf der Außenseite des Kastens. Abb. 4.29 zeigt den Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe.

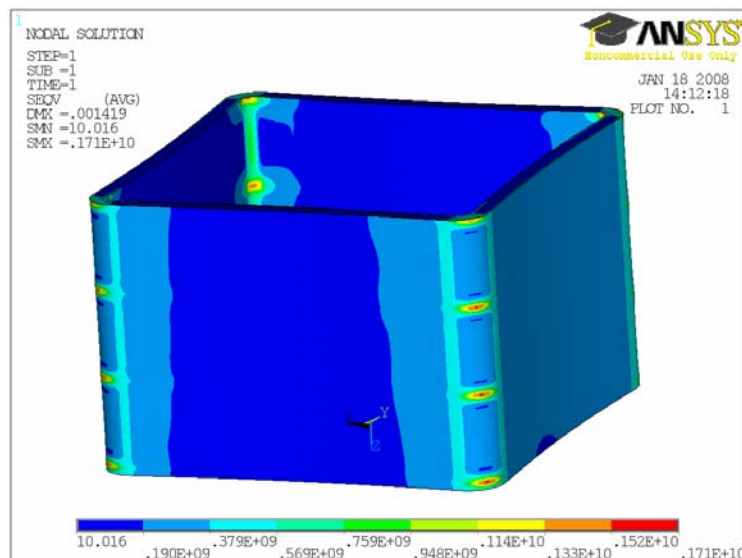


Abb. 4.28: Verteilung der Sekundärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II

Die Linearisierung erfolgt entlang der gestrichelten Linie in Abb. 4.29. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.30 dargestellt. Die überlagerten Biege- und Membranspannungen fallen zur Mitte hin deutlich ab. Auf der Abszisse ist die Weglänge in Meter und auf der Ordinate die Spannungen in Pascal dargestellt. Der Grenzwert für die Beanspruchung unter normalen Betriebsbedingungen wird überschritten. Der Grenzwert für die Zeitfestigkeit wird hingegen eingehalten.



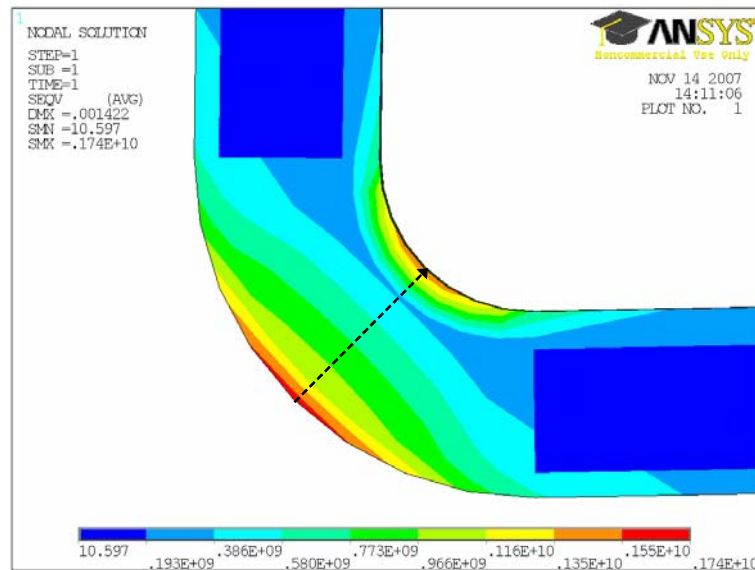


Abb. 4.29: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, primäre und sekundäre Last

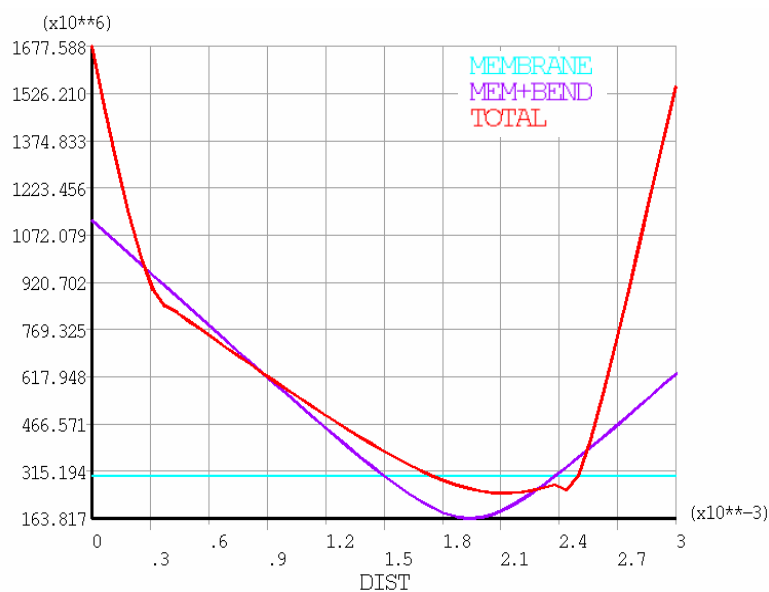


Abb. 4.30: Für den Schnitt aus Abb. 4.29 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Sekundärspannungen

$$\max(P_m + P_b + Q) = 1112 \text{ MPa} > 290 \text{ MPa} \quad (4.47)$$

$$\max(P_m + P_b + Q + F) = 1678 \text{ MPa} > 300 \text{ MPa} \quad (4.48)$$

Zusammenfassend ist festzustellen, dass sowohl ein Grenzwert für die Auslegungsfälle als auch ein Grenzwert für die Betriebsfälle überschritten werden. Daher ist von einem Versagen der Brennelementaußenkästen an den Randstücken auszugehen.

## 5 Optimierung und Bewertung

Der vorliegenden Untersuchung zufolge ist vom Versagen des Brennelementaußenkastens wegen kombinierter Druck- und thermischer Belastung an den Randstücken auszugehen. Daher ist eine Modifikation der kritischen Bereiche notwendig. Dazu werden zwei Fälle analysiert: zunächst wird ein Referenzdesign des Brennelementaußenkastens mit Randstücken, die zehn mal so viel Rippen enthalten, betrachtet. Zusätzlich wird eine Festigkeitsanalyse für einen Brennelementaußenkasten mit massiven Randstücken durchgeführt.

### 5.1 Lösungsansätze

Die Analyse der Spannungsverteilung nach von Mises erfolgt wieder mit der Software ANSYS. An Stellen höchster Spannung werden repräsentative Schnitte durchgeführt. Die linearisierten Spannungen werden nach KTA 3201.2 bewertet.

#### 5.1.1 Höhere Anzahl von Rippen in den Randstücken

In den betrachteten Randstücken befinden sich nun alle 1,6 mm eine 0,4 mm starke Rippe. Zunächst erfolgt eine Auslegung nach Belastungsstufe 0.

#### **Belastungsstufe 0**

Abb. 5.1 zeigt die Spannungsverteilung nach von Mises am oberen Ende des Außenkastens eines Brennelements aus Überhitzer II. Die Spannungsverteilung über den Rippen in den Randstücken ist deutlich gleichmäßiger geworden. Die höchsten Spannungen treten jedoch weiterhin an den Rippen auf. Die Spannungsüberhöhung auf der Innenseite der Randstücke ist höher als auf der Außenseite. Abb. 5.2 zeigt den Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe. Die höchsten Membran- und Biegespannungen treten weiterhin im Scheitelpunkt der Krümmung auf, auch wenn der Verlauf der Totalspannungen ein Maximum am Übergang der gekrümmten Randstücke zu den geraden Sandwichplatten hat. Es kann jedoch keine Aussage über die Festigkeit des Bauteils anhand der Totalspannungen gemacht werden. Die Ergebnisse der Linearisierung entlang der gestrichelten Linie in Abb. 5.2 sind in Abb. 5.3 dargestellt. Die primären Membranspannungen sowie die Summe aus den primären Membran- und Biegespannungen liegen stets unterhalb des entsprechenden Grenzwertes. Vernünftigerweise kann also davon ausgegangen werden, dass der Brennelementaußenkasten unter hier betrachteten Belastungen nicht versagt.

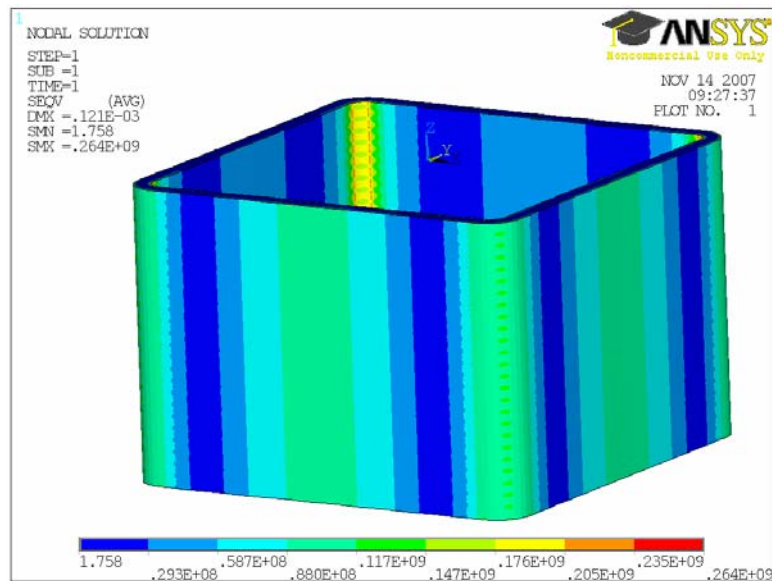


Abb. 5.1: Verteilung der Primärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Verstärkungsrippen in den Randstücken

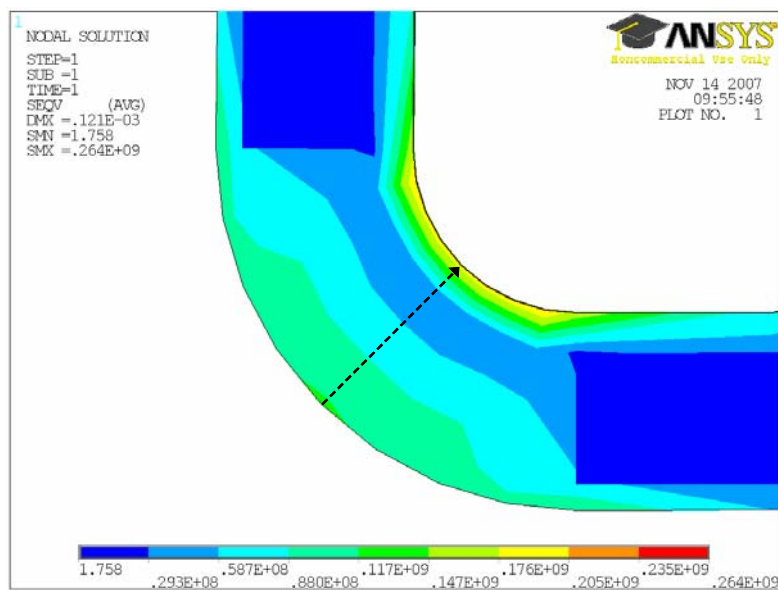


Abb. 5.2: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, nur primäre Last, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Verstärkungsrippen

$$P_m = 24MPa < 97MPa \quad (5.1)$$

$$P_m + P_b = 127MPa < 145MPa \quad (5.2)$$

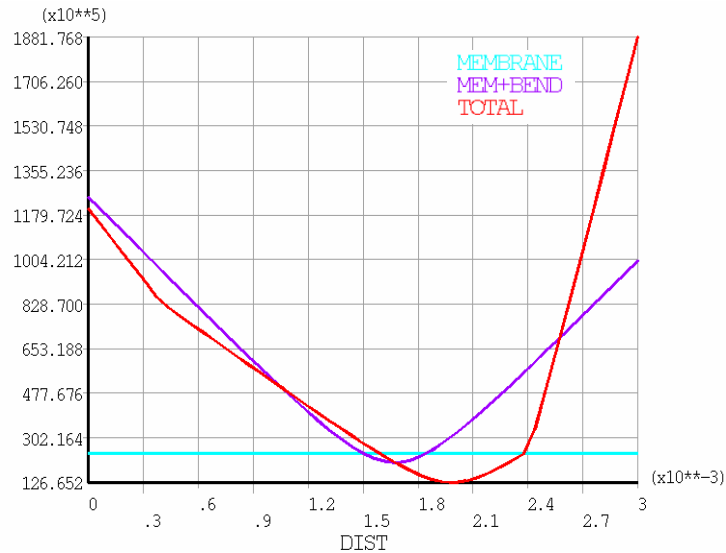


Abb. 5.3: Für den Schnitt aus Abb. 5.2 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Primarspannungen, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Rippen in den Randstücken

Nun folgt die Betrachtung nach Belastungsstufe A. Hier wirken zusätzlich zu den druckinduzierten Spannungen auch die thermisch induzierten Spannungen.

### Belastungsstufe A

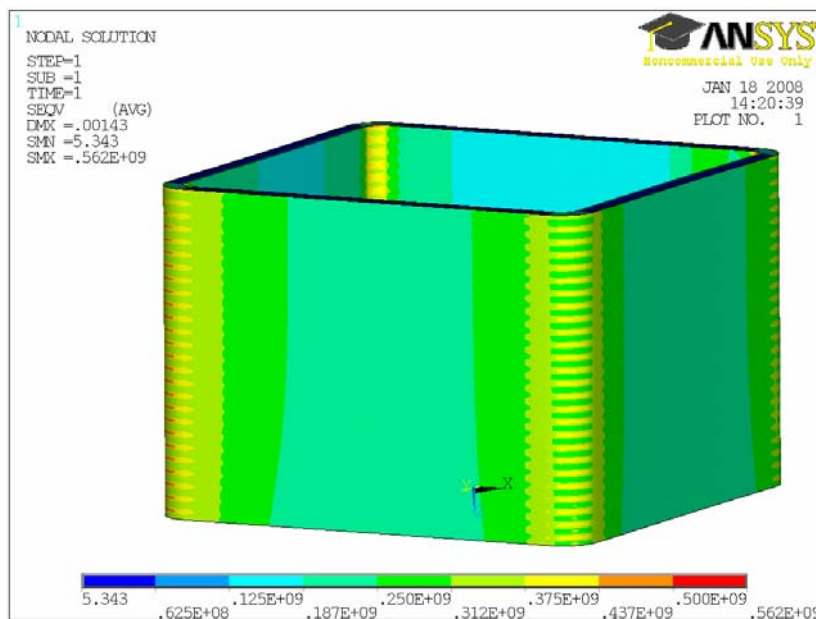


Abb. 5.4: Verteilung der Sekundärspannungen am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Verstärkungsrippen in den Randstücken

Abb. 5.4 zeigt die Spannungsverteilung nach von Mises am oberen Ende des Brennelementaußenkastens aus Überhitzer II. Schon anhand der Skala lässt sich erkennen, dass die aufgrund der kombinierten Belastung induzierten Spannungen höher sind als die nur durch den Druckunterschied hervorgerufenen. Die Auswertung er-

folgt entlang eines Schnittes direkt oberhalb einer Rippe, vgl. Abb. 5.5. Die Linearisierung wird entlang den höchsten Spannungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind Abb. 5.6 zu entnehmen.

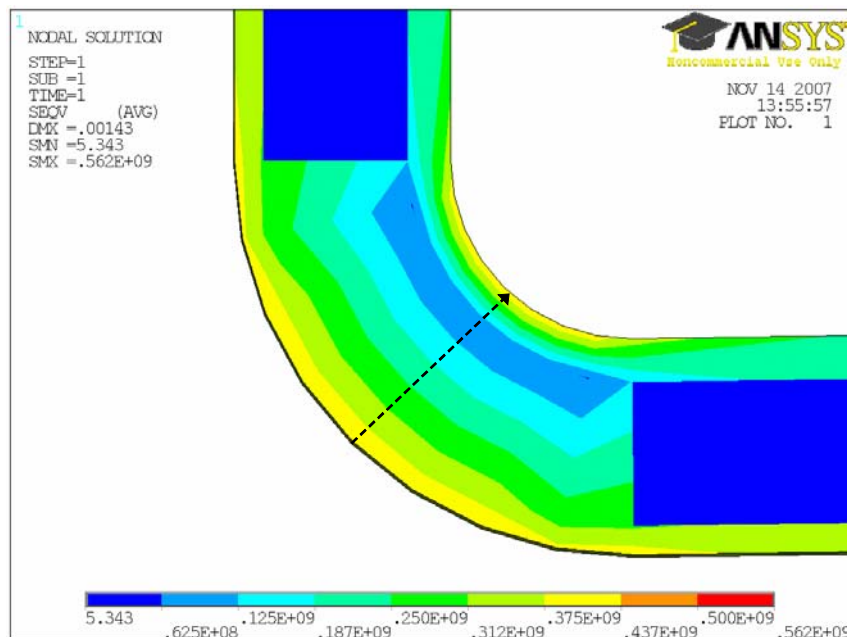


Abb. 5.5: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, primäre und sekundäre Last, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Verstärkungsrippen

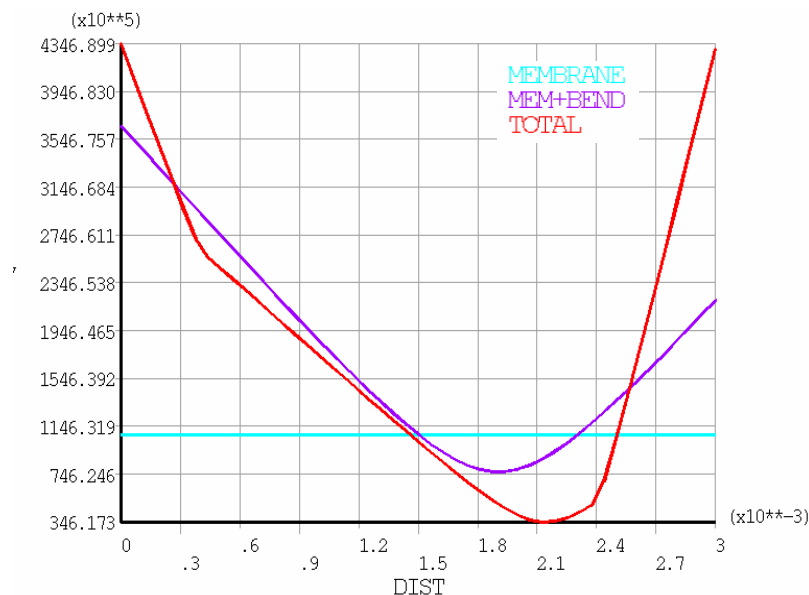


Abb. 5.6: Für den Schnitt aus Abb. 5.5 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Primarspannungen, Referenzmodell mit zehn mal so vielen Rippen in den Randstücken

$$\max(P_m + P_b + Q) = 369\text{MPa} > 290\text{MPa} \quad (5.3)$$

$$\max(P_m + P_b + Q + F) = 435\text{MPa} > 300\text{MPa} \quad (5.4)$$

Der Grenzwert für die kombinierte Belastung aus Druck und Temperatur wird überschritten. Demnach kann auch von einem Versagen der Randstücke mit deutlich mehr Verstärkungsrippen ausgegangen werden. Nun wird die Version des Brennelementaußenkastens mit massiven Randstücken betrachtet.

### 5.1.2 Massive Randstücke

Zunächst erfolgt die Betrachtung nach Belastungsstufe 0, in der die maximale primäre Beanspruchung auf den Kasten wirkt.

#### Belastungsstufe 0

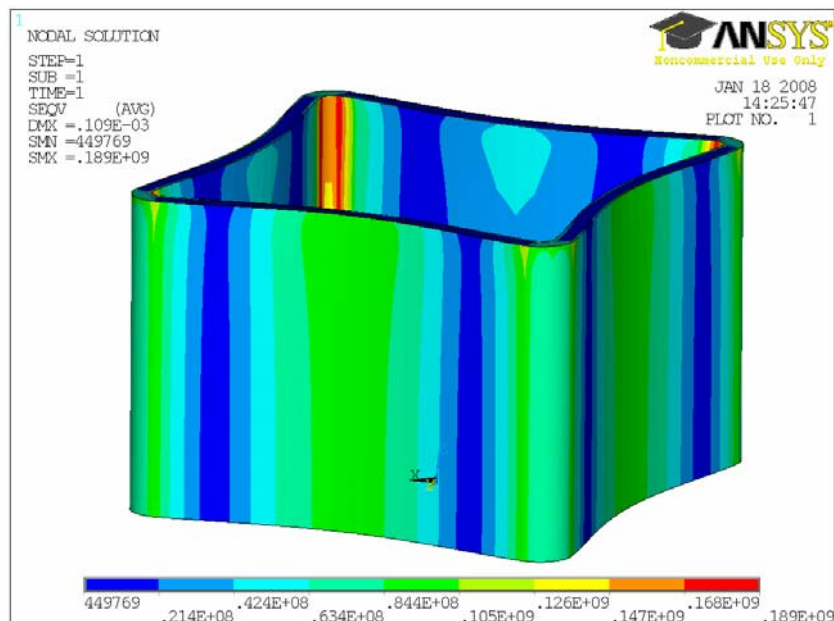


Abb. 5.7: Verteilung der Primärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, Referenzmodell mit massiven Randstücken

In Abb. 5.7 ist das obere Ende des Brennelementaußenkastens zu sehen. Die Spannungsverteilung nach von Mises zeigt einen gleichmäßigen Verlauf in den Randstücken. Auf der Innenseite der Randstücke sind die Spannungen höher als auf der Außenseite. Die Verformung des Außenkastens ist ca. 25 mal größer als in Wirklichkeit dargestellt. Die Linearisierung und Auswertung der Spannungen erfolgen entlang eines Schnittes durch die Randstücke, vgl. Abb. 5.8. Die höchsten Biege- und Membranspannungen treten am Scheitelpunkt des Viertelkreisquerschnittes auf. Durch Diskontinuitäten in der Geometrie tritt am Übergang der Sandwichplatte und des Randstückes ein ungewöhnlich hoher Wert für die Vergleichsspannung nach von Mises auf. Um eine Aussage über die Festigkeit des Bauteils machen zu können, müssen die Spannungen entlang der Schnittlinie linearisiert werden. Die Linearisierung erfolgt entlang der gestrichelten Linie in Abb. 5.8 und kann Abb. 5.9 entnommen werden. Auf der Abszisse sind die Weglänge in Meter und auf der Ordinate die Spannungen in Pascal aufgetragen. Die primären Membranspannungen und auch die kombinierte Belastung aus Membran- und Biegebeanspruchung liegen deutlich un-

terhalb des entsprechenden Grenzwertes. Vernünftigerweise kann also davon ausgegangen werden, dass der Brennelementaußenkasten nicht versagen wird.

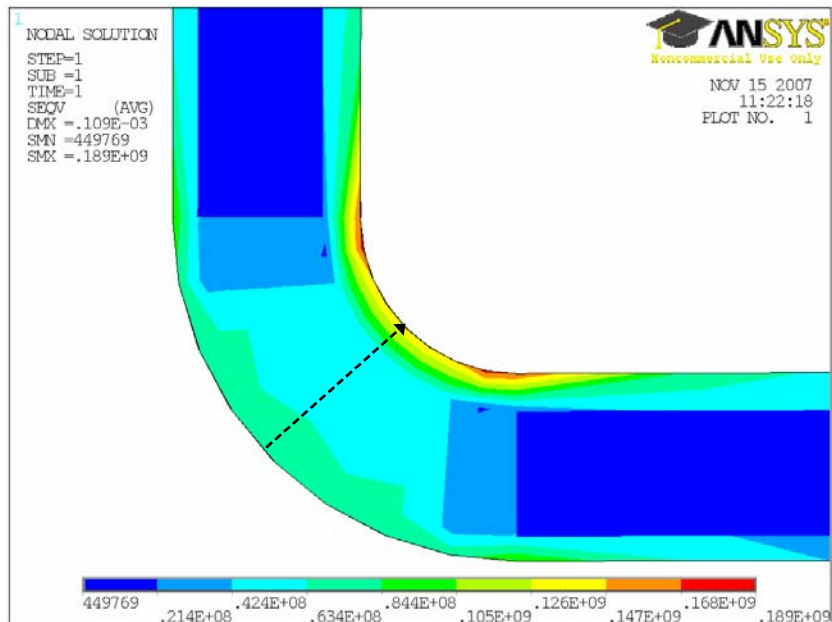


Abb. 5.8: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, primäre Last, Referenzmodell mit massiven Randstücken

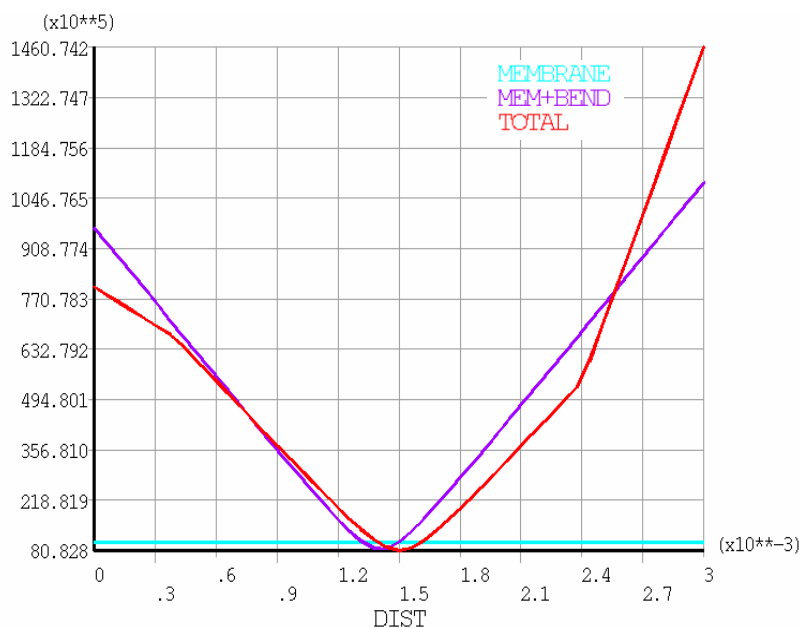


Abb. 5.9: Für den Schnitt aus Abb. 5.8 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Primärspannungen, Referenzmodell mit massiven Randstücken

$$P_m = 14MPa < 97MPa \quad (5.5)$$

$$P_m + P_b = 109MPa < 145MPa \quad (5.6)$$

## Belastungsstufe A

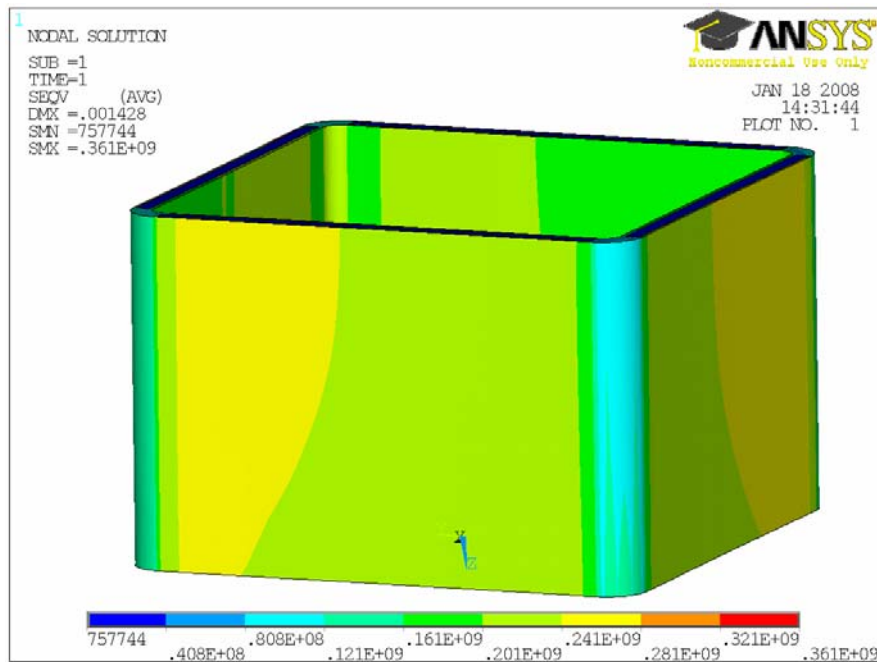


Abb. 5.10: Verteilung der Sekundärspannungen nach von Mises am oberen Ende eines Brennelements aus Überhitzer II, Referenzmodell mit massiven Randstücken

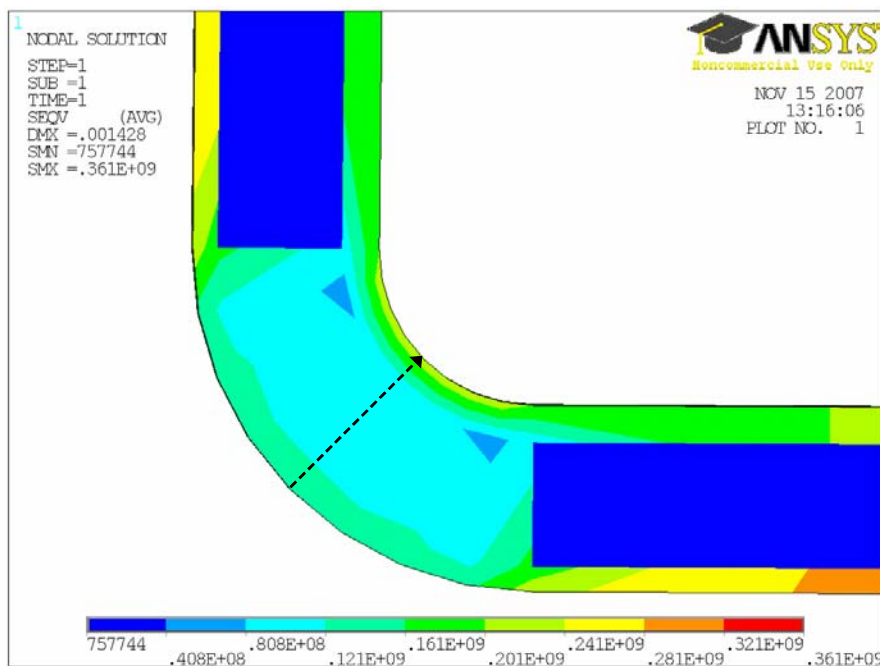


Abb. 5.11: Schnitt durch ein Randstück oberhalb einer Rippe mit eingezeichneter Schnittlinie für die durchgeführte Linearisierung, primäre und sekundäre Last, Referenzmodell mit massiven Randstücken

Die Spannungsverteilung nach von Mises am oberen Endes des Brennelementaußenkastens aus Überhitzer II ist in Abb. 5.10 dargestellt. Die Spannungsverteilung ist relativ homogen. An Ranstücken kann weder auf der Innen- noch auf der Außenseite



eine Spannungsüberhöhung erkannt werden. Abb. 5.11 zeigt den Schnitt durch das Randstück. Auch hier ist der homogene Spannungsverlauf innerhalb der Randstücke zu erkennen. Die Honigwabenschicht kann weiterhin kaum Spannungen aufnehmen. Die Linearisierung und Auswertung erfolgt entlang der gestrichelten Linie aus Abb. 5.11 und kann Abb. 5.12 entnommen werden. Die Biegespannung ist in der Innenseite des massiven Randstückes leicht höher als auf der Außenseite.

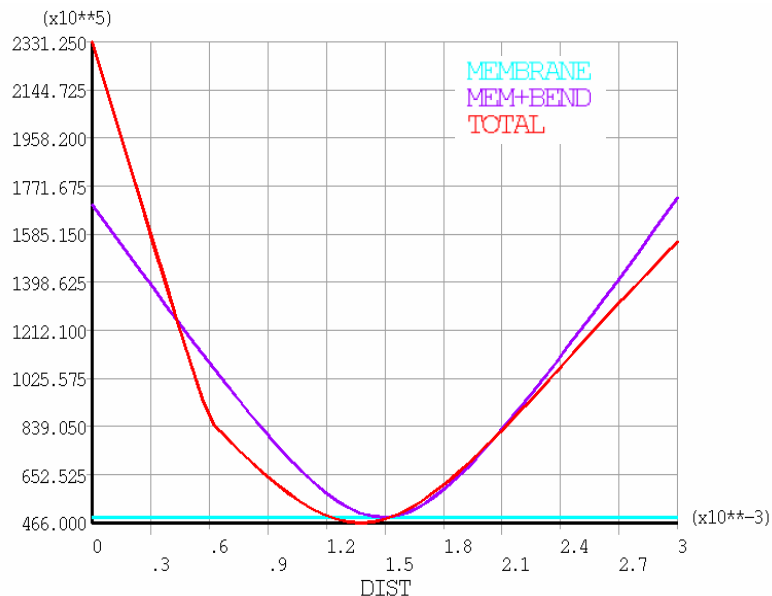


Abb. 5.12: Für den Schnitt aus Abb. 5.11 durchgeführte Linearisierung mit eingezeichneten Sekundärspannungen, Referenzmodell mit massiven Randstücken

Die Spannungen, die sich aus überlagerter Druck- und thermischer Belastung ergeben, liegen stets deutlich unterhalb der entsprechenden Grenzwerte. Dies gilt sowohl für eine spontane Belastung als auch für die Zeitfestigkeit. Vernünftiger kann nun davon ausgegangen werden, dass der Brennelementaußenkasten aufgrund der auftretenden Belastungen nicht versagen wird.

$$\max(P_m + P_b + Q) = 169 \text{ MPa} < 290 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

$$\max(P_m + P_b + Q + F) = 233 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

## 5.2 Beurteilung

Die Auswertung der Spannungsverteilung nach von Mises und die Bewertung nach KTA 3201.2 haben gezeigt, dass selbst Randstücke mit deutlich mehr Rippen den auftretenden Belastungen nicht standhalten. Die auftretenden Spannungen durch die kombinierte Belastung waren über dem entsprechenden Grenzwert. Die Verwendung massiver Randstücken hat hingegen gezeigt, dass das Brennelement den auftretenden Belastungen standhalten kann.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Verwendung von Leichtbau – Sandwichplatten für Brennelementkästen ist grundsätzlich neu. Zunächst wurde deshalb eine Literaturrecherche durchgeführt, um die verschiedenen Versagensmodi für Sandwichplatten aufzulisten. Die unterschiedlichen Methoden für die Bestimmung der Materialkennwerte einer Sandwichplatte wurden zusammengestellt und abgeschätzt. Aufgrund der größeren Seitenlänge des Brennelementaußenkastens verglichen mit der Seitenlänge der Moderatorbox im Verhältnis zur entsprechenden Wanddicke ist der Außenkasten das versagenskritische Bauteil.

Die Bewertung der Festigkeit des Brennelements bezüglich sandwichspezifischer Versagenskriterien zum einen und anhand der Richtlinien der KTA 3201.2 zum anderen haben gezeigt, dass das Brennelement mit der ursprünglichen Geometrie an den Randstücken versagen kann. Daher wurden zwei weitere Versionen des Brennelements, einmal mit zehn mal so vielen Verstärkungsrippen in den Randstücken und einmal mit massiven Randstücken untersucht. Nur das Brennelement mit massiven Randstücken hielt den aufgeprägten Beanspruchungen stand. Massive Randstücke sind zwar nachteilig für den parasitären Neutronenverlust und die Wärmeleitung an das Spaltwasser, dafür ist das Brennelement insgesamt steifer. Eine Abschätzung der Verformung des Außenkastens über die Höhe von 4,787 m hat gezeigt, dass Abstandshalter zwischen den Brennelementen notwendig sind. Die Durchbiegung liegt zwar unter 10 mm, jedoch muss ein ausreichender Moderatorwasserstrom in den Spalten zwischen den Kästen gewährleistet sein. Die Abstandshalter müssen noch konstruiert und ausgelegt werden.

Nicht geklärt, aber auch nicht Gegenstand dieser Arbeit, ist die Herstellung einer Sandwichplatte mit den entsprechenden Eigenschaften. Ein geeignetes Verfahren zur Verbindung der beiden Deckschichten mit dem Kern muss erst entwickelt werden. Zudem müssen die theoretisch bestimmten Werkstoffkennwerte der Sandwichplatte noch durch Versuche validiert werden. Des Weiteren ist der Einfluss von überkritischem Wasser auf das Isolationsmaterial, das sich in den Hohlräumen der Waben befindet, nicht geklärt. Aufgrund der Porosität des Isolationsmaterials könnten sich Partikel lösen und herausgespült werden. Diese müssten durch einen speziellen Filter am Brennelementeintritt wieder eingesammelt werden. Durch das Auswaschen und in Folge unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten könnten Hohlräume in den Waben der Sandwichplatte des Brennelements entstehen. Dadurch wäre Konvektion möglich und die Isolationswirkung würde sich verschlechtern, was einen negativen Einfluss auf die Kühlmittelaustrittstemperatur hätte. Ferner ist überkritisches Wasser hoch korrosiv. Es gibt noch nicht genügend Untersuchungen, die den Einfluss von überkritischem Wasser und Neutronenbestrahlung auf den verwendeten Werkstoff, Stahl SS347, betrachten.

Im momentanen Status des HPLWR Projektes, in dem die Machbarkeitsanalyse hinsichtlich in der Zukunft verfügbarer Techniken und Werkstoffe im Vordergrund stehen, ist die theoretische Festigkeitsanalyse des HPLWR Brennelements jedoch aus-

reichend. In dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass eine Auslegung des Brennelements in Leichtbauweise nicht nur theoretisch möglich, sondern auch machbar ist. Die Vorteile einer solchen Konstruktion liegen auf der Hand: bei gleichem Materialeinsatz ist die Sandwichkonstruktion einer massiven Bauweise bezüglich der Festigkeit überlegen. Mit zusätzlichem Isolationsmaterial in den Hohlräumen der Waben kann der Wärmeübergang verbessert werden. Der geringe Stahlanteil in den Sandwichplatten verringert den parasitären Neutronenverlust im Kern des HPLWR Reaktors.

Insgesamt konnte mit der hier durchgeführten Festigkeitsanalyse des Brennelements in Leichtbauweise ein weiterer Schritt in Richtung einer zukünftigen Realisierung eines Leichtwasserreaktors mit überkritischem Wasser getan werden.

## 7 Nomenklaturverzeichnis

| Lateinische Symbole   | Bezeichnung   | Einheit              |
|---|---|----------------------|
| a   | Seitenlänge   | [m]                  |
| A   | Fläche  | [m <sup>2</sup> ]    |
| B   | Wabenbreite oder Breite allgemein                                     | [m]                  |
| B   | Breite der Sandwichplatte   | [m]                  |
| C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub> , C <sub>3</sub> , C <sub>4</sub> | Integrationskonstanten  | [-]                  |
| D   | Plattenabstand der Deckschichten oder Dicke                           | [m]                  |
| d <sub>h</sub>  | Hydraulischer Durchmesser   | [m]                  |
| D   | charakteristische Länge oder Federsteifigkeit                         | [m oder N/m]         |
| e   | Höhe Wabendreieck   | [m]                  |
| E   | Elastizitätsmodul   | [Pa]                 |
| E <sub>T</sub>  | Tangentenmodul  | [Pa]                 |
| F   | Kraft oder Spannungsspitzen oder Kraftvektor                          | [N]                  |
| g   | Erdbeschleunigung   | [m/s <sup>2</sup> ]  |
| G   | Schubmodul  | [Pa]                 |
| h   | Höhe  | [m]                  |
| H   | Höhe  | [m]                  |
| I   | Flächenträgheitsmoment  | [m <sup>4</sup> ]    |
| k   | Gesamtsteifigkeitsmatrix oder Wärmeübergangskoeffizient oder Krümmung | [W/Km <sup>2</sup> ] |
| k <sub>p</sub>  | Beulfaktor, nach Hertel   | [-]                  |
| l   | Seitenlänge   | [m]                  |
| L   | Länge der Sandwichplatte  | [m]                  |
| ΔL  | Maximale Durchbiegung   | [m]                  |
| m   | Masse   | [kg]                 |
| $\dot{m}$   | Massenstrom   | [kg/s]               |
| M   | Moment  | [Nm]                 |
| Nu  | Nusseltzahl   | [-]                  |
| o   | Variable  | [-]                  |
| p   | Streckenlast  | [Nm]                 |
| P <sub>b</sub>  | Biegespannung   | [MPa]                |
| P <sub>m</sub>  | Primäre Membranspannung   | [MPa]                |
| Pr  | Prandtlzahl   | [-]                  |
| q   | Variable  | [-]                  |
| Q   | Sekundäre Spannungen  | [MPa]                |
| $\dot{Q}$   | Wärmestrom  | [W]                  |
| r   | Innerer Radius  | [m]                  |
| R   | Äußerer Radius  | [m]                  |
| R <sub>e</sub>  | Streckgrenze  | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| R <sub>m</sub>  | Zugfestigkeit   | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| R <sub>p0,2</sub>   | Dehngrenze  | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| Re  | Reynoldszahl  | [-]                  |
| s   | Wanddicke oder Zellgröße  | [m]                  |
| s <sub>G</sub>  | Gesamtdicke der Sandwichstruktur                                      | [m]                  |

|           |   |                    |
|-----------|---|--------------------|
| $S_m$     | Sicherheitswert, nach KTA 3201.2                                  | [MPa]              |
| $S_a$     | Halbe Vergleichsspannungsschwingbreite                            | [MPa]              |
| $t$       | Dicke   | [m]                |
| $T$       | Temperatur  | [°C]               |
| $u$       | Verschiebungsvektor oder Geschwindigkeit                          | [m/s]              |
| $v$       | Geschwindigkeit   | [m/s]              |
| $w$       | Maximale Durchbiegung   | [m]                |
| $W$       | Widerstandsmoment   | [Nm <sup>2</sup> ] |
| $z$       | Geodätischer Höhenunterschied                                     | [m]                |
| $\bar{z}$ | Abstand lokaler Flächenschwerpunkt zu globalen Flächenschwerpunkt | [m]                |

| Griechische Symbole | Beschreibung                                 | Einheit                    |
|---------------------|--|----------------------------|
| $\alpha$            | Lokaler Wärmeübergangskoeffizient            | [W/Km <sup>2</sup> ]       |
| $\chi$              | Erhöhungsfaktor der Steifigkeit, nach Hertel | [-]                        |
| $\varepsilon$       | Abwicklungsfaktor, nach Hertel               | [-]                        |
| $\varphi$           | Sicherheitsbeiwert                           | [-]                        |
| $\gamma$            | Spezifisches Gewicht                         | [kg/m <sup>3</sup> ]       |
| $\gamma_0$          | Raumgewicht                                  | [kg/m <sup>3</sup> ]       |
| $\eta$              | Wirkungsgrad                                 | [-]                        |
| $\theta$            | Winkel Hexagon                               | [°]                        |
| $\rho$              | Dichte                                       | [kg/m <sup>3</sup> ]       |
| $\sigma$            | Spannung                                     | [Pa]                       |
| $\zeta$             | Porosität                                    | [-]                        |
| $\tau$              | Schubspannung                                | [Pa]                       |
| $\tau_s$            | Scherfestigkeit                              | [Pa]                       |
| $\lambda$           | Wärmeleitfähigkeit                           | [W/mK]                     |
| $\mu$               | Dynamische Viskosität                        | [Pa*s]                     |
| $\mu_f$             | =0,91 für Stahl, nach Bitzer                 | [-]                        |
| $\nu$               | Poissonzahl oder kinematische Viskosität     | [- oder m <sup>2</sup> /s] |
| $\xi$               | Stahlanteil                                  | [-]                        |

| Indizes | Beschreibung                           |
|---------|--|
| 1, 2 ,3 | Einzelnen Schichten der Sandwichplatte |
| b       | Biege-                                 |
| B       | Beulen                                 |
| BE      | Brennelement                           |
| Bü      | Brennelementbündel                     |
| c       | Kern oder Kühlwasser                   |
| D       | Deckschichtgrübchen                    |
| f       | Deckschicht                            |
| Fli     | Fließen oder Bruch der Deckschicht     |
| g       | Moderatorwasser                        |
| ges     | Gesamt                                 |

|                    |                                      |
|--------------------|--------------------------------------|
| G                  | Gewichts-                            |
| HPLWR              | High Performance Light Water Reactor |
| kn                 | lokales Knittern                     |
| Kern               | Kern der Sandwichplatte              |
| Knit               | Knittern                             |
| L                  | Lokal                                |
| Luft               | Luft                                 |
| LWR                | Leichtwasserreaktor                  |
| max                | Maximal                              |
| S                  | Flächenschwerpunkt oder Schub        |
| SE                 | Schubeinfalzen                       |
| SS347              | Stahl SS 347                         |
| T                  | Temperatur                           |
| RS99               | Isolationsmaterial RS99              |
| RT                 | Raumtemperatur                       |
| V                  | Vergleichsspannung                   |
| v. Mises           | Vergleichsspannung nach von Mises    |
| W                  | Waben                                |
| x                  | Koordinatenrichtung, x-Achse         |
| y                  | Koordinatenrichtung, y-Achse         |
| z                  | Koordinatenrichtung, z-Achse         |
| Ü_H <sub>2</sub> O | Überkritisches Wasser                |
| $\sigma$           | Spannung                             |

## 8 Literatur

- [BAPA06] Bapanapalli, S.; Martinez, O.; Gogu, C.; Sankar, B.; Haftka, R.; Blosser, M.; Analysis and Design of Corrugated-Core Sandwichpanels for Thermal Protection Systems of Space Vehicles; 47th Structural Dynamics, and Materials Conference; New Port, Rhode Island, USA; AIAA 2006-1942; 1.-4. Mai 2006
- [BITT04] Bitterman, D.; Starflinger, J.; Schulenberg, T.; Turbine Technologies for High Performance Light Water Reactors; Proc. of ICAPP, International Congress on Advances in Nuclear Power Plants; 4195 Pittsburgh, Pa., USA; 13.-17. Jun. 2004; S. 518-26; Omnipress; Madison, Wis.
- [BITZ97] Bitzer, T.; Honeycomb Technology; Chapman & Hall; London; 1997
- [DUND70] Dundrová, V.; Kovarík, V.; Slapák, P.; Biegungstheorie der Sandwich-Platten; Springer Verlag; 1970
- [FERG07] Ferguson Perforating Company; <http://www.fergusonperf.com/images/pdfs/12-15>; 29. Aug. 2007
- [FISC07] Fischer, K.; Schneider, T.; Redon, T.; Schulenberg, T.; Starflinger, J.; Mechanical Design of Core Components for a High Performance Light Water Reactor with a Three Pass Core, no. 175772, Proc. of GLOBAL 07; Boise, USA; 9.-13. Sep. 2007; S. 944-50; Madison, Wis., Omnipress
- [GENE07] The Generation IV International Forum, <http://www.gen-4.org>, 26. Nov. 2007
- [GIBS97] Gibson, L.; Ashby, M.; Cellular Solids; Second Edition; Cambridge University Press; 1997
- [GROS02] Gross, D.; Hauger, W.; Schnell, W.; Technische Mechanik 2; Springer Verlag; 7. Auflage; 2002
- [GROT05] Grote, K.-H. (Hrsg.); Feldhusen, J. (Hrsg.); Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 21. Auflage; Springer Verlag; 2005
- [GUEL07] Guelton, E.; Fischer, K.; Festigkeitsanalyse für den Reaktordruckbehälter des High Performance Light Water Reactor (HPLWR); Wissenschaftliche Berichte FZKA 7270; 2007
- [HABE07] Fa Habegger ceramics+refractories; Frankfurterstr.6 D 63546 Hammersbach; private Mitteilung; 22. Aug. 2007

- [HERT60] Hertel, H.; Leichtbau, Bauelemente, Bemessungen und Konstruktion von Flugzeugen und anderen Leichtbauwerken; Springer Verlag; 1960
- [HEXC07] Hexcel Company; [http://www.hexcel.com/NR/rdonlyres/80127A98-7DF2-4D06-A7B3-7EFF685966D2/0/7586\\_HexWeb\\_Sand\\_Design.pdf](http://www.hexcel.com/NR/rdonlyres/80127A98-7DF2-4D06-A7B3-7EFF685966D2/0/7586_HexWeb_Sand_Design.pdf); 23. Okt. 2007
- [HIMM05] Himmel, S., Hofmeister, J., Starflinger, J., Schulenberg, T.; Mechanical Analysis of the Fuel Assembly Box of a HPLWR Fuel Assembly; Proceedings of ICAPP 06; Reno, Nev., USA; 4.-8. Jun 2006; La Grange Park, Ill. American Nuclear Soc.; ISBN 0-089448-698-5; S. 302-09; Paper 6229
- [HOFM06] Hofmeister, J.; Auslegung eines Brennelementes für einen Leichtwasserreaktor mit überkritischen Dampfzuständen; Forschungszentrum Karlsruhe; Wissenschaftliche Berichte FZKA 7248, Juli 2006
- [KLEI07] Klein, B.; Leichtbaukonstruktion, Berechnungsgrundlagen und Gestaltung; Vieweg Verlag; 2007; 7. Auflage
- [KTA00] KTA 3201.2; Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren, Teil 2: Auslegung, Konstruktion und Berechnung; 2000
- [MÜLL07] Müller, G.; Groth, C.; FEM für Praktiker; expert Verlag; 3. Auflage; 1997
- [NOTO58] Noton, B.; Praktische Ergebnisse über den Aufbau und die Anwendung von Honeycomb-Sandwich-Bauweisen; Ulvsunda, Schweden; VDI Berichte, Band 28; 1958
- [SCHA63] Schapitz, E.; Festigkeitslehre für den Leichtbau; VDI Verlag; Düsseldorf; 1963; 2. Auflage
- [SCHU06] Schulenberg, T.; Starflinger, J.; Heinecke, J.; Three Pass Core Design Proposal for a High Performance Light Water Reactor; 2nd COE-INES-2 International Conference in Innovative Nuclear Energy Systems; Yokohama, Japan; 26.-30. Nov. 2006; Progress in Nuclear Engineering, (50) 2008 S. 526-31;
- [SCHU07] Schulenberg, T.; Heinecke, J.; Aniel, S.; Himmel, S.; Köhly, C.; Kunik, C.; Monti, L.; Ortega Gomez, T.; Redon, T.; Schlagenhauer, M.; Schneider, T.; Maraczy, Cs.; Bernnat, W.; Conti, A.; Keinert, J.; Mattes, M.; Thermal Core Design for the HPLWR Year 1; Deliverable D2-01-Y1/ HPLWR - S/T - WP2 - 04; 2007
- [STAR07] Starflinger, J.; Schulenberg, T.; Marsault, P.; Bittermann, D.; Maraczy, C.; Laurien, E.; Lycklama, J.A.; Anglart, H.; Aksan, N.; Ruzickova, M.; Heikinheimo, L.; European Research Activities within the Project: "High Performance Light Water Reactor Phase 2" (HPLWR Phase 2); Proc. ICAPP 07,

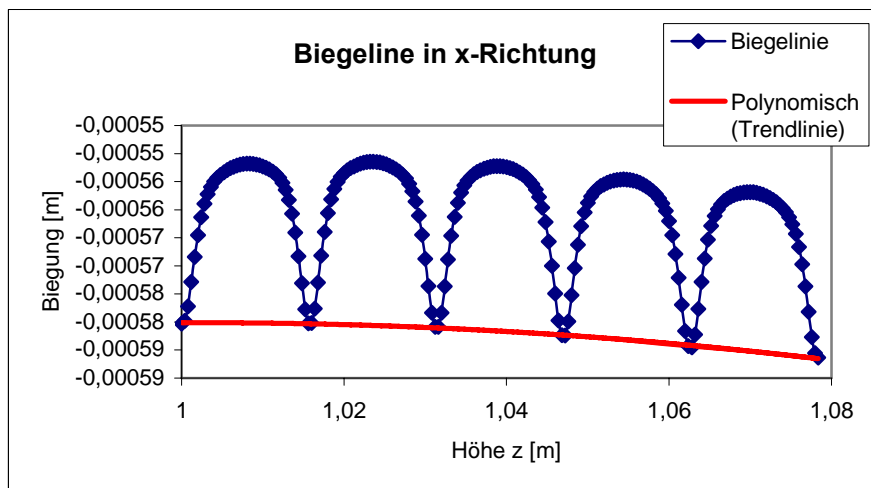
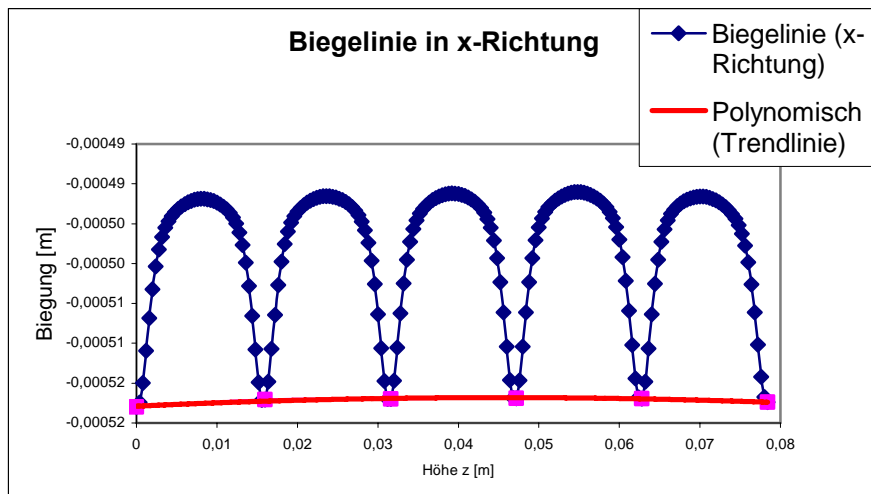


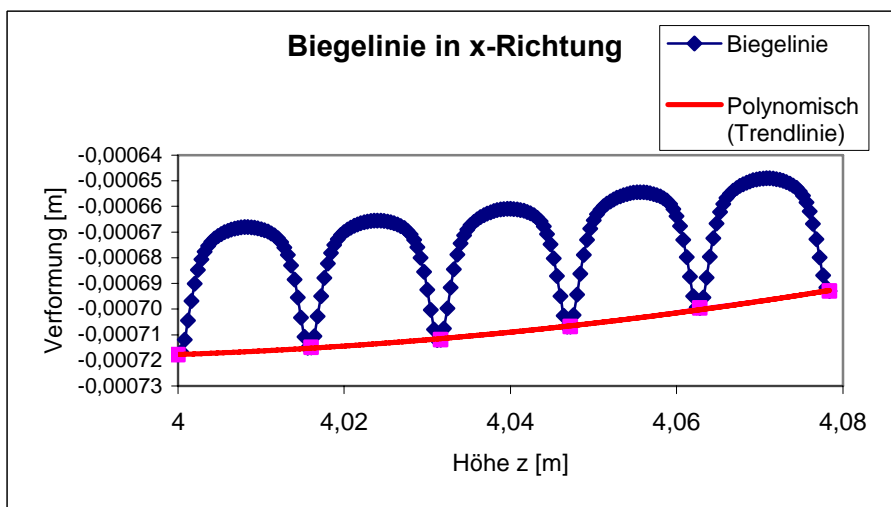
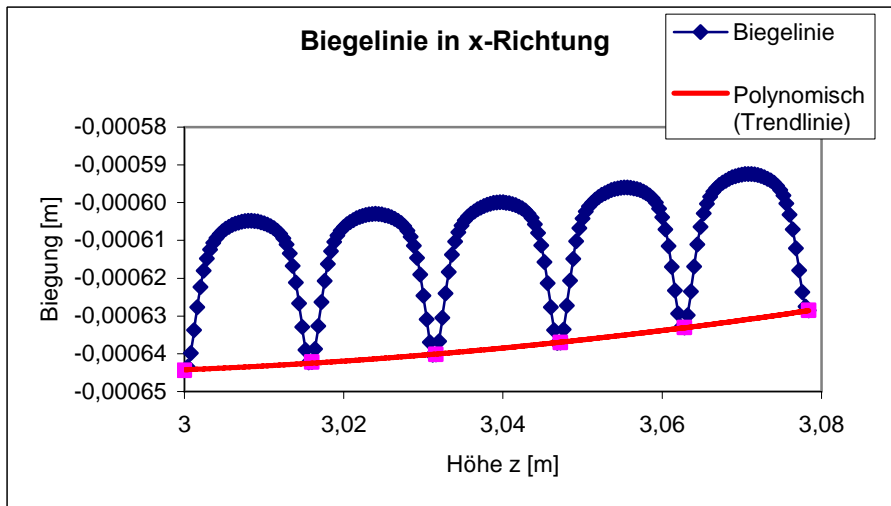
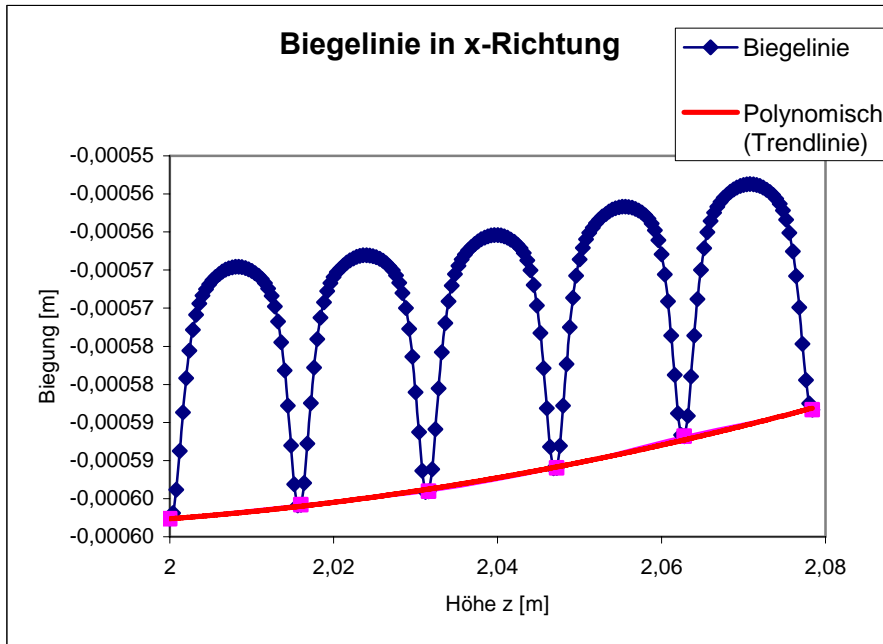
---

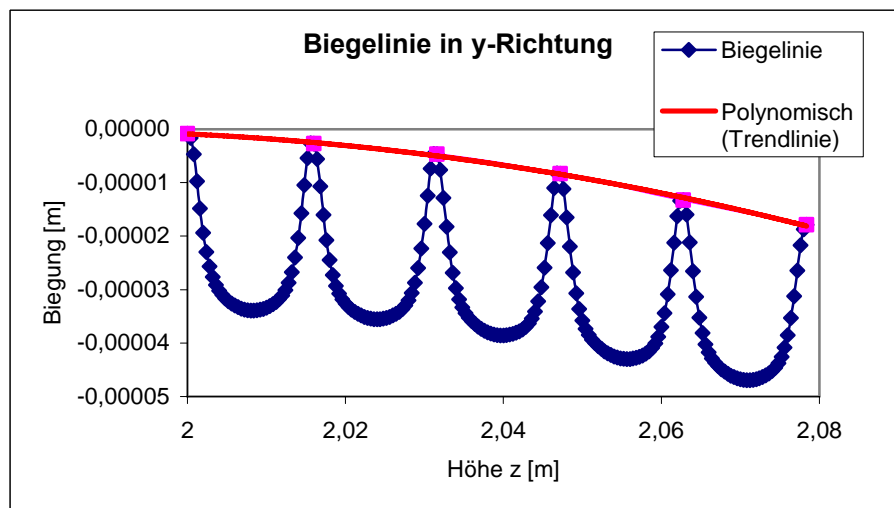
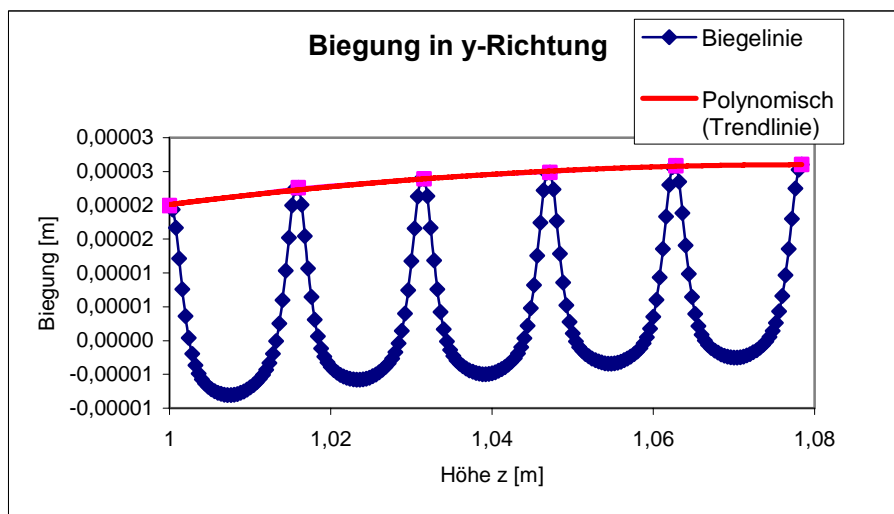
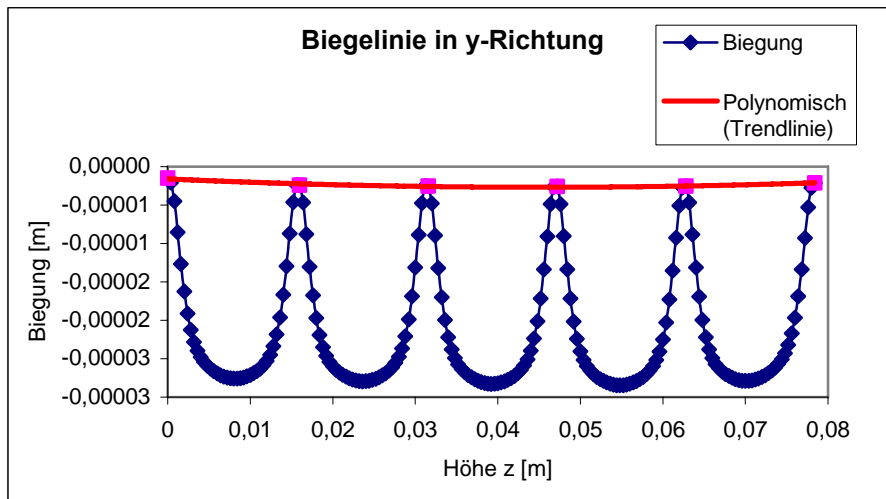
International Congress on Advances in Nuclear Power Plants; Nice, France; 13.-18. Mai 2007 Paper 7146

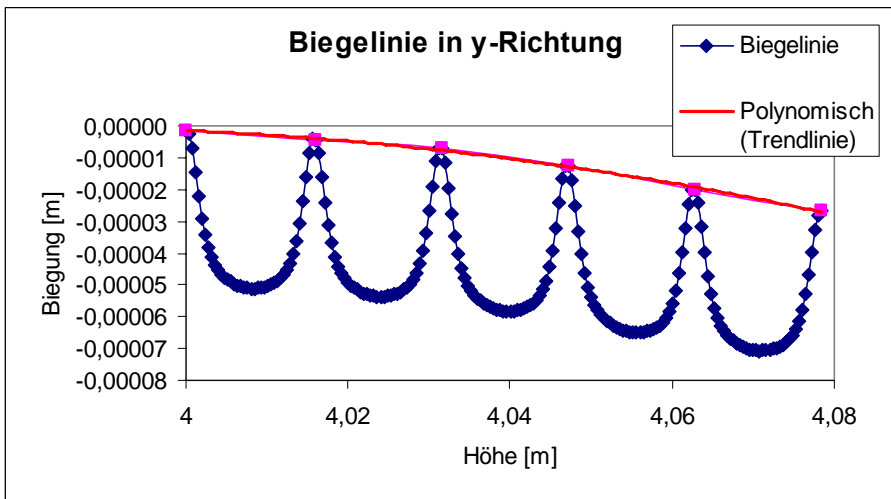
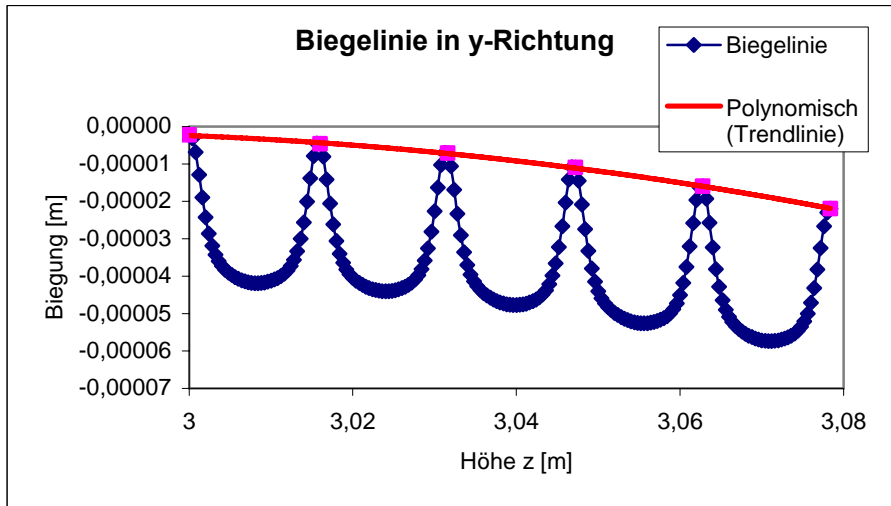
- [STAR91] Starlinger, A.; Development of Efficient Finite Shell Elements for the Analysis of Sandwich Structures under Large Deformations and Global as well as Local Instabilities; VDI Verlag; 1991
- [TORS07] Torsakul, S.; Modellierung und Simulation eines Verbundes von Sandwichplatten zur Entwicklung einer mechanischen Verbindungstechnik; Dissertation; Fakultät für Maschinenwesen; Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen; 2007
- [VDI97] VDI-Wärmeatlas; VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (HRSG.); Springer Verlag; 8. Auflage; 1997
- [WAAT05] Waata, C.; Schulenberg, T.; Cheng, X.; Laurien, E.; Coupling of MNCP with sub-channel Code for Analysis of a HPLWR Fuel Assembly; Lemmonier, H. (Hrsg.), Proc. of the 11<sup>th</sup> International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (Nureth-11); Avignon, France; 2.-6. Okt. 2005 Paper 021
- [ZENK97] Zenkert, D.; The Handbook of Sandwich Construction; EMAS Publishing; 1997

## Anhang A Verformung – Diagramme









## Anhang B Werkstoff SS347

SS 347

| Temperatur [°C]                                    | 20   | 200  | 400 | 500  | 600 | 650  |
|--|------|------|-----|------|-----|------|
| Dichte [g/cm <sup>3</sup> ]                        | 8    |      |     |      |     |      |
| Poissonzahl  | 0,27 |      |     |      |     |      |
| Spezifische Wärme [J/kgK]                          | 500  |      |     |      |     |      |
| Schubmodul [GPa]                                   | 77   | 71   | 65  | 62   | 59  | 57   |
| Wärmeleitfähigkeit [W/mK]                          | 16,3 |      |     |      | 22  | 21,4 |
| Elastizitätsmodul [GPa]                            | 195  | 180  | 165 | 158  | 151 | 146  |
| Streckgrenze [MPa]                                 | 255  | 250  | 205 | 145  | 170 | 165  |
| Zugfestigkeit [MPa]                                | 640  | 505  | 475 | 435  | 380 | 360  |
| Wärmeausdehnungskoeffizient [10 <sup>-6</sup> m/K] | 17,3 | 17,8 |     | 18,4 |     | 20,5 |