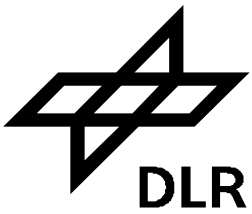


Masterarbeit

Studiengang Energietechnik

Optimierung der Rückführstrategie eines offenen volumetrischen solarthermischen Receivers in Cavity-Bauform mit Hilfe numerischer Simulation

Till Faber

Aufgabensteller/Prüfer	Prof. Dr. Bernhard Müller
Arbeit vorgelegt am	14.11.2016
Durchgeführt bei	DLR Jülich, Institut für Solarforschung
Betreuer	Dr.-Ing. Hannes Stadler

Anschrift des Verfassers	Nachtigallenweg 10 55627 Merxheim till.faber88@googlemail.com, Tel. 06754/16 61

Kurzfassung

Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit ist ein offener volumetrischer Receiver in Cavity Bauform. Ziel der Arbeit ist es, eine Rückführstrategie zu entwickeln, um eine Verbesserung des Receiverwirkungsgrades zu erreichen.

Hierfür wurde zunächst im Rahmen einer abschätzenden Voruntersuchung unter Zuhilfenahme der CFD-Software OpenFOAM simuliert, inwieweit sich der Neigungswinkel der Cavity sowie unterschiedliche Cavitykonzepte bestehend aus unterschiedlichen Cavitydesigns in Kombination mit verschiedenen Rückführsansätzen positiv auf die Rückführrate auswirken. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass eine Rückführung senkrecht zum Absorber mit einem möglichst hohen Impuls unter den untersuchten Rückführansätzen zu der höchsten Rückführrate führt.

Nach Abschluss der Voruntersuchung wurde eine detailliertere Untersuchung der drei vielversprechendsten Cavitykonzepte durch Implementierung des in OpenFOAM enthaltenen Strahlungsmodelles „viewFactors“ durchgeführt, um zu bestimmen, wieweit sich die Strahlung und die damit verbundenen Strömungseffekte auf die Rückführrate auswirken und um die Rückführrate mit den dazugehörigen Cavitydesigns unter der Berücksichtigung der Konvektions und Strahlungsverluste des Cavitykonzeptes bewerten zu können.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass unter Berücksichtigung des Energieaustausches durch Strahlung keine signifikante Veränderung bezüglich des Stömungsverhaltens und der damit verbunden Rückführrate zu erwarten ist. Es zeigt sich jedoch, dass das Design der Cavity einen erheblichen Einfluss auf die Strahlungs- und Konvektionsverluste hat, die zu berücksichtigen sind.

Inhaltsverzeichnis

KURZFASSUNG I

INHALTSVERZEICHNIS II

ABBILDUNGSVERZEICHNIS IV

TABELLENVERZEICHNIS V

NOMENKLATUR VI

1 EINLEITUNG 1

2 STAND DER TECHNIK 3

2.1 Solarturmkraftwerke 3

2.2 Offene volumetrische Receiver/Absorber 4

2.3 Cavity Bauweise 6

2.4 Motivation und Zielsetzung 7

3 NUMERISCHE SIMULATION 9

3.1 Erhaltungsgleichungen 9

3.2 Diskretisierung 10

3.3 Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen 11

3.4 SST k-ω-Modell 12

4 SCREENING 14

4.1 Cavitydesign 14

4.2 Rückführungsansätze 16

4.3 Allgemeine Randbedingungen Screening 22

4.4 Ergebnisse Screening 24

5 MODELLERWEITERUNG STRAHLUNGSMODELL 27

5.1 Theoretische Grundlagen Strahlung 27
5.1.1 Graue Strahler 28
5.1.2 Einstrahlzahlen 29
5.1.3 Netto-Strahlungsfluss 30

5.2 Agglomerieren 31

5.3 Heliostatenfeld 32

5.4 Absorberoberflächentemperatur und thermisch aktive Wände 34

5.5 Allgemeine Randbedingungen Strahlungssimulation 36

5.6 Gitterunabhängigkeit 37

5.7 Charaktereistische Kenngrößen 38

6 SIMULATIONSERGEBNISSE UND AUSWERTUNG MIT STRAHLUNGSMODELL 39

6.1 Gegenüberstellung der Ergebnisse 45

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK 47

8 LITERATURVERZEICHNIS 49

9 ANHANG 51

9.1 Randbedingungen Simulation mit Strahlungsmodell 51

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Prognose des Zuwachses an solar erzeugtem Strom von 2015 - 2050 [1] 1
Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines solarthermischen Turmkraftwerkes [3] 3
Abbildung 2.2: Vergleich zwischen Rohrabsorber (links) und volumetrischem Absorber (rechts) [4] 4
Abbildung 2.3: Absorberstruktur eines offenen volumetrischen Receivers [4] 5
Abbildung 2.4: Vergleich externer Receiver (links) und Cavity Receiver (rechts) [5] 6
Abbildung 2.5: Abhängigkeit des Receiverwirkungsgrades von ARR [6] 7
Abbildung 4.1: Cavitydesigns im Querschnitt von links nach rechts „Flach“, „Kugelsegment“, „Halbkugel“, „Kegel“ 15
Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Cavitydesigns „Halbkugel“ und „Flach 15
Abbildung 4.3: Turmgeometrie des Cavitydesigns Kegel 16
Abbildung 4.4: Teilbereich Cavitydesign „Flach“ 16
Abbildung 4.5: Schematik Rückführansatz a) 17
Abbildung 4.6: Schematik Rückführansatz b) 17
Abbildung 4.7: Schematik Rückführansatz c) 17
Abbildung 4.8: Schematik Rückführansatz d) 17
Abbildung 4.9: Schematik Rückführansatz e) 17
Abbildung 4.10: Schematik Rückführansatz f) 17
Abbildung 4.11: Drehung des globalen Koordinatensystems 19
Abbildung 4.12: Transformation in Polarkoordinaten des gedrehten Koordinatensystems 20
Abbildung 4.13: Beschreibung des Richtungsvektors auf der Einlassfläche 20
Abbildung 4.14: Geschwindigkeitsvektoren am Inlet mit Drehimpuls (links) und senkrecht zum Absorber (rechts) 21
Abbildung 4.15: Rückführrate der im Screening untersuchten Cavitykonzepte bei einem Cavityneigungswinkel von 0, 30 und 60 Grad 25
Abbildung 5.1 Berechnung der Einstrahlzahlen zwischen zwei infinitesimalen Flächen dA1 ∗ und dA2 ∗ [10]. 29
Abbildung 5.2: Vergleich der Ergebnisse T für die Strömungssimulation (links) und der Einstrahlzahlen für die Strahlungssimulation (rechts) 31
Abbildung 5.3: a) normierte Strahlungsverteilung eines Heliostaten der PSA[12], b) Schematische Darstellung des Verlaufs der Normalverteilung in Abhängigkeit von der Y-Koordinate 32
Abbildung 5.4: Vergleich der Flussdichteverteilung Qr0 des Absorbers „Halbkugel“ (links) mit Absorber „Flach“ (rechts) 33
Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der Temperatur T (rechts) und T_rad (links) für das Cavitydesign „Flach“ 34
Abbildung 5.6: Darstellung der Randbedingung für die Designs „Flach“(links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts) 36
Abbildung 6.1: Summe der Einstrahlzahlen „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“(rechts) 39
Abbildung 6.2: Strahlungsflussdichte Qr0 (oben) und Wandtemperatur Trad (unten) der Cavitydesigns „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts) 40
Abbildung 6.3: Flächenhelligkeit J der Cavitydesigns „Flach“(links), „Kegel “(Mitte) und „Halbkugel“ (rechts) 41
Abbildung 6.4: Lokale Stahlungsverluste der Cavitydesigns „Flach“(links), „Kegel“(Mitte) und „Halb-kugel“(rechts) 42
Abbildung 6.5: Temperaturverlauf der Luft innerhalb der Cavitys für die Designs „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts) 43

Abbildung 6.6: Rückführrate auf der Absorberfläche „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts) 44

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Randbedingungen Screening 23
Tabelle 5.1: Druckverlustwerte der einzelnen Diskretisierungstypen 37
Tabelle 6.1: Absolute Strahlungsverluste der untersuchten Cavitykonzepte 43
Tabelle 6.2: Rückführrate Absorber 44
Tabelle 6.3: Konvektive Verluste 45
Tabelle 6.4: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse 45
Tabelle 9.1: Randbedingungen Strahlungsmodell Teil 1 51
Tabelle 9.2: Randbedingungen Strahlungsmodell Teil 2 52

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
a	Temperaturleitzahl	[m²/s]
A_{Abs}	Absorberstirnfläche	[m²]
A_D	Kugeloberfläche	[m²]
A_{fs}	spezifische Oberfläche	[m²]
A_{Quer}	Querschnittsfläche	[m²]
ARR	Air Return Ratio	[-]
c_{pw}	Wärmekapazität des Fluids in Wandnähe	[J/kg K]
D	Stoffdiffusionskoeffizient	[m²/s]
e	massenspezifische innere Energie	[J/kg]
e_{kin}	massenspezifische kinetische Energie	[J/kg]
e_{pot}	massenspezifische potentielle Energie	[J/kg]
E	massenspezifische Gesamtenergie	[J/kg]
E_0	Solarkonstante	[W/m²]
$\vec{g}$	Gravitationsvektor	[m/s²]
G	Einstrahlung	[W/m²]
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	[W]
I	Einheitsmatrix	[1]
J	Fächenhelligkeit	[W/m²]
J_{loss}	Strahlungsverluste	[W]
k	massenspezifische turbulente kinetische Energie	[J/kg]
k_{wall}	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m²K]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
Nu	Nußlet-Zahl	[-]
p	Druck	[Pa]
p_c	kritischer Druck	[Pa]
Pr	Prandtl-Zahl	[-]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
Sc	Schmidt Zahl	[-]
$\dot{S_Q}$	Quellterm für Energiegleichung	[W]
T	Temperatur	[K]
T_F	Fluidtemperatur	[K]
T_{rad}	Wandtemperatur für Strahlungsberechnung	[K]
T_W	Wandtemperatur für Strömungsberechnung	[K]

T_{out}	Imaginäre Wandaußentemperatur	[m/s]
$\vec{u}$	Geschwindigkeitsvektor	[m/s]
v	spezifisches Volumen	[m³/mol]

Griechische Formelzeichen

Symbol	**Bezeichnung**	**Einheit**
α	Absorbtionsgrad	[-]
α_{Eff}	effektiver thermischer Diffusionskoeffizient	[kg/ms]
ϵ	Emissionsgrad	[-]
δ_{ij}	Kronecker Delta	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/mK]
μ	dynamische Viskosität	[Pa s]
μ_t	Wirbelviskosität	[Pa s]
ν	kinematische Viskosität	[m²/s]
ω	turbulente Wirbelfrequenz	[1/s]
π	Kreiszahl	[-]
τ_r	Spannungstensor	[N]
ρ	Dichte	[kg/m³]
ϱ	Reflexionsgrad	[-]
σ	Stefan-Boltzman-Konstante	[W/m²K⁴]
φ	Einstrahlzahl	[-]
Φ	Beispielvariable	[-]
∇	Nabla-Operator	[-]
ξ	passiver Skalar	[-]

1 Einleitung

Der weltweite Energiebedarf ist im Laufe der Menschheitsgeschichte stetig gestiegen und wird laut zahlreicher Prognosen weiter zunehmen. Der US-amerikanische International Energy Outlook 2013 der U.S. Energy Information Administration geht von einem weltweiten jährlichen Anstieg des Energieverbrauches von 1,5 % bis 2040 aus. So ist von einem Anstieg der elektrischen Stromproduktion von etwa 20.200 TWh auf knapp 39.000 TWh auszugehen. Um einen Wohlstandsverlust zu vermeiden, ist es bedeutsam, neue Energiequellen zu erschließen. Darüber hinaus gilt es, die Treibhausgasemissionen zu minimieren, um der Klimaerwärmung entgegenzuwirken. Eine mögliche Option sind solarthermische Kraftwerke. Diese produzieren solarthermischen Strom (STE solar thermal electricity), ohne dabei Treibhausgase zu emittieren. In Abbildung 1.1 ist der potentielle Zuwachs an solar erzeugtem Strom bis 2050 dargestellt. Diese zeigt eine prognostizierte jährliche Generierung von rund 45.000 TWH für 2050, was 11 % der jährlichen Gesamtproduktion entspricht. [1]

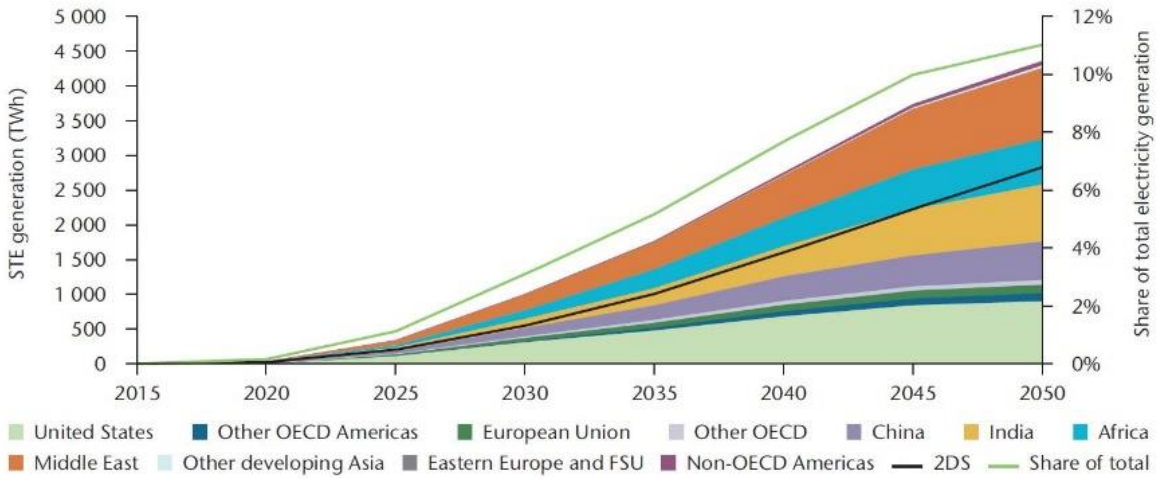


Abbildung 1.1: Prognose des Zuwachses an solar erzeugtem Strom von 2015 - 2050 [1]

Um dieses ambitionierte Ziel erreichen zu können, ist es unabdingbar, die Effizienz der solarthermischen Kraftwerke weiter zu steigern. Neben den linienfokussierenden Kraftwerken, wie Parabolrinnenkraftwerke, existieren punktfokussierende Solarturm-kraftwerke Die derzeit meist verbreiteten solarthermischen Turmkraftwerke werden mit Salz betrieben. Diese haben jedoch den Nachteil, dass sie nur bis Temperaturen bis ca. 565 °C betrieben werden können, da sich bei höheren Temperaturen das Salz zersetzt und zu sieden beginnt. Darüber hinaus besteht die Problematik des “Einfrierens“ sprich des Auskristallisierens des Salzes in den Rohren bei zu niedrigen Temperaturen. Am Deutschen

Zentrum für Luft- und Raumfahrt werden deshalb Alternativen untersucht, wie der Einsatz von offenen volumetrischen Receivern, die Luft als Wärmeträgermedium verwenden. Deren einfache Bauweise und deren geringe Betriebskosten stellen weitere Vorteile gegenüber den salzbetriebenen Rohrabsorbern dar. Prinzipiell können mit Luft betriebenen Kraftwerken Temperaturen von > 1000 °C erreicht werden. Um diesen Vorteil ausnutzen zu können, bedarf es noch weiterer Forschung hinsichtlich der Steigerung der Rückführrate, im Englischen „Air Return Ratio“ (ARR), da nicht zurückgeführte Luft maßgeblich für die konvektiven Verluste verantwortlich ist. Des Weiteren treten bei solch hohen Temperaturen erhebliche Strahlungsverluste auf, welche ebenfalls zu einer Verschlechterung des Receiverwirkungsgrades führen. Ein Ansatz, der bezüglich der Reduktion der konvektiven- sowie Strahlungsverluste die Möglichkeit bietet, diese zu reduzieren, ist die sogenannte Cavitybauweise. Erste Untersuchungen von Cavitys bei offenen Dish-Systemen haben gezeigt, dass durch den Einsatz von Cavitys die Verluste minimiert werden können. [22]

2 Stand der Technik

2.1 Solarturmkraftwerke

Die Technologie der solaren Turmkraftwerke bietet die Möglichkeit, die Strahlungsenergie der Sonne für die elektrische Stromerzeugung nutzbar zu machen. Die Einstrahlungsstärke auf der Erde ist mit Solarkonstante E_0 gegeben und beträgt im Mittel $1367\frac{w}{m^2}$ [2]. Um diese geringe Energiedichte für die Stromerzeugung nutzbar machen zu können, ist es notwendig, diese zu konzentrieren. Dies geschieht mit Hilfe von Heliostaten. Diese konzentrieren den direkt von der Sonne kommenden Solaranteil, im Englischen „Direct Normal Irradiance“ (DNI) auf den Receiver, welcher sich im oberen Teil des Solarturms befindet. Der Absorber nimmt Teile der eintreffenden Strahlung auf und erhitzt sich. Beim Durchströmen des Wärmeträgermediums durch den Absorber gibt dieser einen Teil der thermischen Energie an das Medium ab. Nachfolgend wird die Energie des Wärmeträgermediums einem nachgeschalteten Clausius-Rankine-Kreisprozess zugeführt. Die Rückführung der noch warmen Luft (150 °C) erfolgt durch die offene Umgebung, sodass nur ein Teil der rückgeführten Luft wieder eingesaugt wird und der restliche Anteil aus kälterer Umgebungsluft besteht. Den Stand der Technik bildet der Solarturm in Jülich mit einer Rückführrate von knapp 70 Prozent [11]. Abbildung 2.1 zeigt die schematische Darstellung eines solarthermischen Kraftwerkes mit eingebundenem Wärmespeicher. Die Notwendigkeit des Wärmespeichers ergibt sich aus der sich verändernden Sonneneinstrahlung im Tagesverlauf, darüber hinaus kann ein solarthermisches Kraftwerk in der Nacht keine Wärme generieren. Um einen gleich bleibenden Wärmestrom für den Kraftwerksprozess gewährleisten zu können und um flexibel auf Bedarfsschwankungen eingehen zu können, werden thermische Energiespeicher eingesetzt.

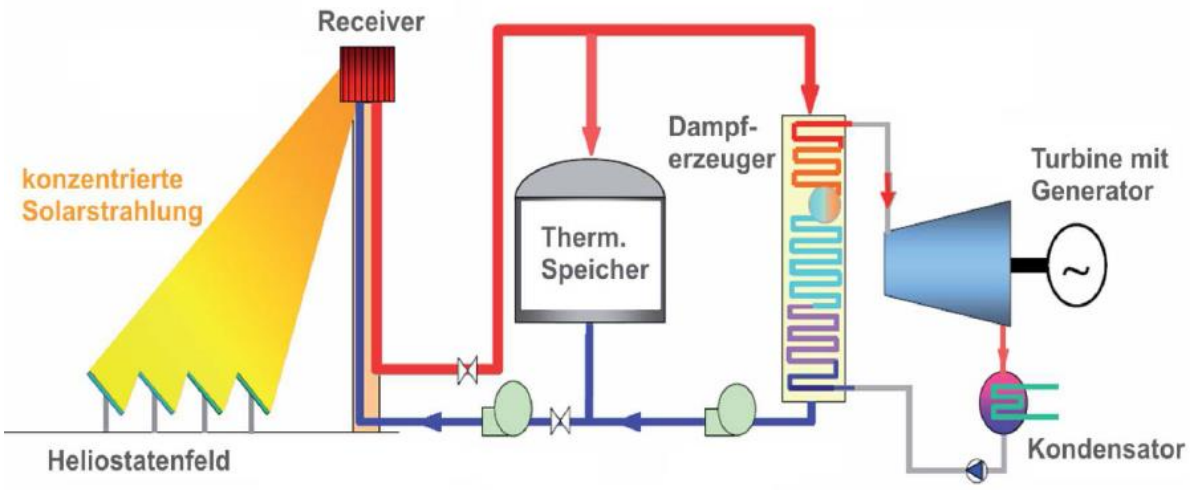


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines solarthermischen Turmkraftwerkes [3]

2.2 Offene volumetrische Receiver/Absorber

Das Herzstück eines jeden solarthermischen Turmkraftwerkes bildet der Receiver. Dieser muss die eintreffende Strahlungsenergie aus dem Heliostatenfeld bestmöglich absorbieren und diese gleichzeitig bei möglichst hohen Temperaturen an das Wärmeträgermedium abgeben. Für Turmkraftwerke sind zwei grundsätzlich verschiedene Receivertypen zu unterscheiden. Zum einen existieren geschlossene Receiver, die den Stand der Technik bilden, in denen ein Wärmeträgerfluid wie z. B. Salz in einem geschlossenen Kreislauf zirkuliert (Abbildung 2.2 links), zum anderen werden offene volumetrische Receiver eingesetzt, die Umgebungsluft durch eine bestrahlte, poröse Absorberfläche einsaugen (Abbildung 2.2 rechts).

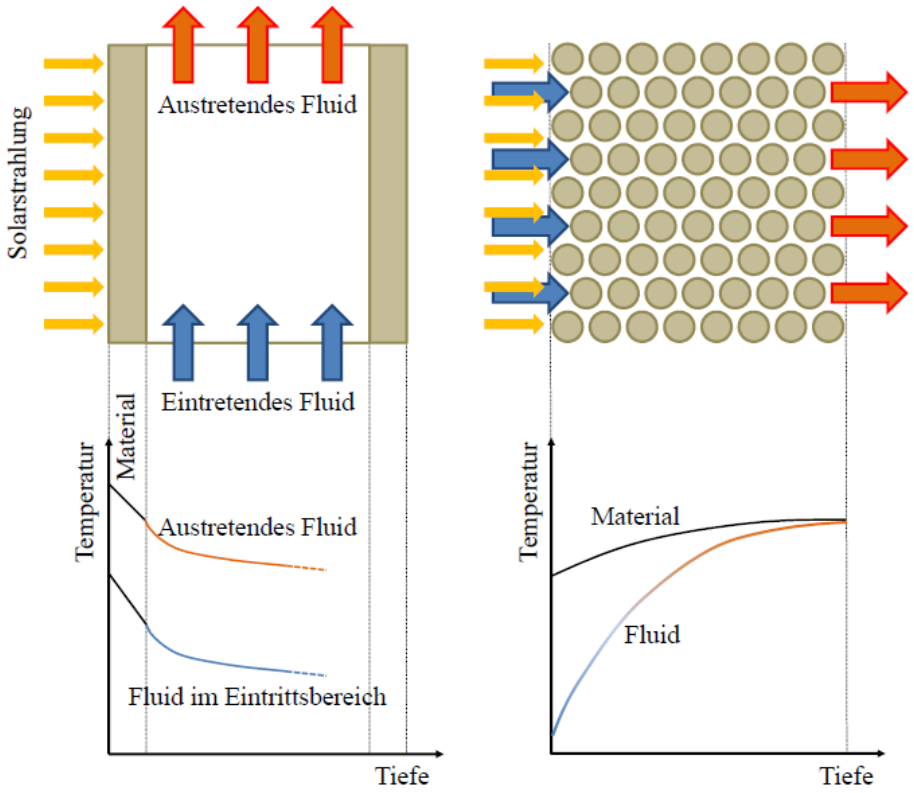


Abbildung 2.2: Vergleich zwischen Rohrabsorber (links) und volumetrischem Absorber (rechts) [4]

Der Entwicklung volumetrischer Absorber liegen folgende Gedanken zugrunde [4]:

- Bereitstellung einer hohen volumenspezifischen Wärmeübertragungsfläche
- Absorbtion der Strahlung im Inneren des Absorbersystems mit dem Ziel der Reduktion von Reflektionsverlusten

- Absenkung der Oberflächentemperaturen durch Herbeiführung der Kühlung der Absorbereintrittsfläche durch Einsaugen kalter Luft

Eine Absorberstruktur, die genau diese Eigenschaften mit sich bringt, ist die beim DLR untersuchte HitRec-Struktur (High Temperature Receiver). Diese besteht aus zahlreichen parallel zueinander verlaufenden Kanälen. Jeder dieser Kanäle besitzt eine Abmessung von 2 x 2 mm. Getrennt werden die einzelnen Kanäle durch einen 1 mm breiten Steg. Hergestellt werden die Absorber aus hochtemperaturfestem Siliziumkarbid (siehe Abbildung 2.3).

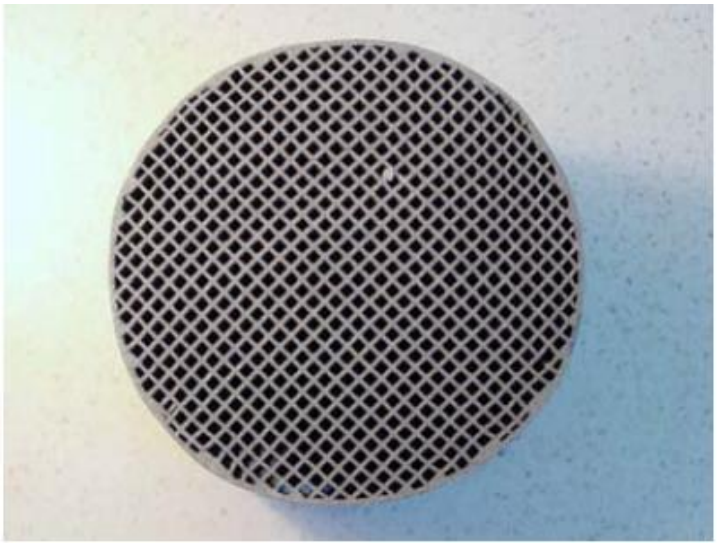


Abbildung 2.3: Absorberstruktur eines offenen volumetrischen Receivers [4]

Die zurzeit einzigen Kraftwerke, die mit einem offenen volumetrischen Receiver betrieben werden, befinden sich in Jülich (Deutschland) und Daegu (Südkorea).

2.3 Cavity Bauweise

Grundsätzlich muss zwischen external (äußeren) Receivern und cavity (Hohlraum) Receivern unterschieden werden. Den Stand der Technik bilden externe Receiver. In Abbildung 2.4 ist ein äußerer Receiver dargestellt. Hier findet die Absorbtion der konzentrierten Strahlung auf dem außenliegenden Absorber statt. Die Vorteile eines solchen Aufbaus liegen in ihrer einfachen Bauweise sowie der unkomplizierten Handhabung. Die verhältnismäßig große außenliegende Fläche hat den Nachteil, dass die Strahlungs- sowie die konvektiven Verluste sehr hoch sind.

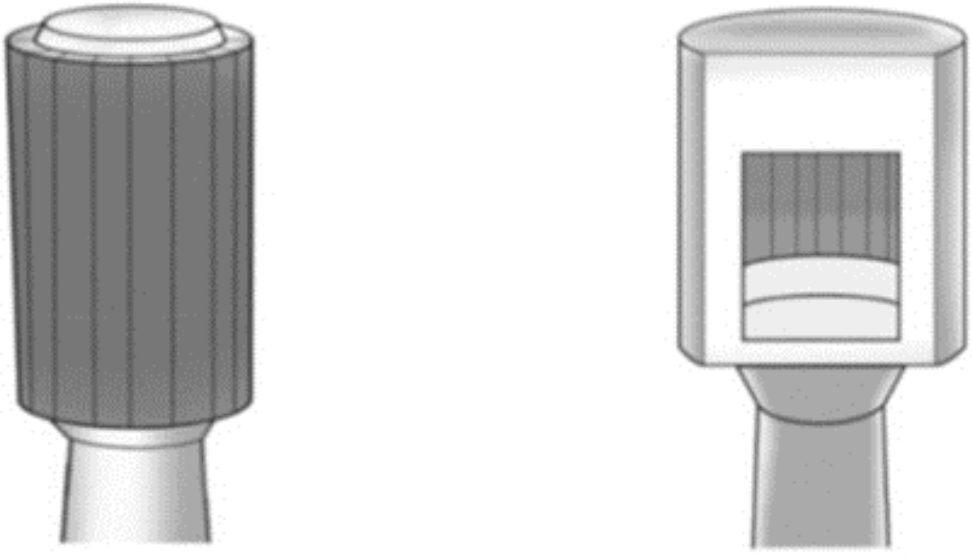


Abbildung 2.4: Vergleich externer Receiver (links) und Cavity Receiver (rechts) [5]

Mit Hilfe einer Cavity lassen sich diese Verluste reduzieren, da ein großer Teil der von dem Absorber und den Innenwänden der Cavity reflektierten und emittierten Strahlung wieder auf andere Flächen innerhalb der Cavity abgestrahlt wird. Bei einem Cavity-Receiver liegt der Absorber im Inneren, die Cavity umschließt den Absorber. Abbildung 2.4 rechts zeigt exemplarisch einen solchen Aufbau. Die konzentrierte Solarstrahlung gelangt bei dieser Bauweise durch die Cavityöffnung, der sogenannten Apertur, in das Innere der Cavity. Von der durch den Absorber reflektierten Strahlung verlässt ein Teil der Strahlung die Cavity durch die Apertur. Der andere Teil wird von den Innenwänden absorbiert, wieder reflektiert oder geht durch Wärmeleitung verloren. Von der absorbierten Strahlung an den Innenwänden geht ein Teil als Nutzwärme in das Wärmeträgerfluid über. Der verbleibende Teil der absorbierten Energie geht konvektiv in Form von konvektiven Verlusten an die Umgebung verloren. [19]

2.4 Motivation und Zielsetzung

Wie in der Einleitung bereits erwähnt, ist die Rückführrate maßgeblich an den Energieverlusten und einem damit verbundenen reduzierten Receiverwirkungsgrad beteiligt. D. Maldonado zeigt in seiner Dissertation den Zusammenhang von steigender Rückführrate und Receiverwirkungsgrad auf. In Abbildung 2.5 ist die Abhängigkeit des Receiverwirkungsgrades von der Warmlufttemperatur (Temperatur vor Einblasung in die Cavity) und drei unterschiedlichen Rückführraten gezeigt. Die Wirkungsgrade sind mit dem Referenzwirkungsgrad, der bei einer Warmlufttemperatur von 120 °C und einer Rückführrate von 60 Prozent ermittelt wurde, normiert. Es ist zu erkennen, dass mit Anstieg der Rückführrate der Receiverwirkungsgrad zunimmt. So ergibt sich bei einer Steigerung der Rückführrate von 60 auf 80 Prozent eine Erhöhung des Receiverwirkungsgrades um 6 Prozent und bei einer Rückführrate von 100 Prozent eine Steigerung des Receiverwirkungsgrades von weiteren zwei Prozentpunkten. [6]

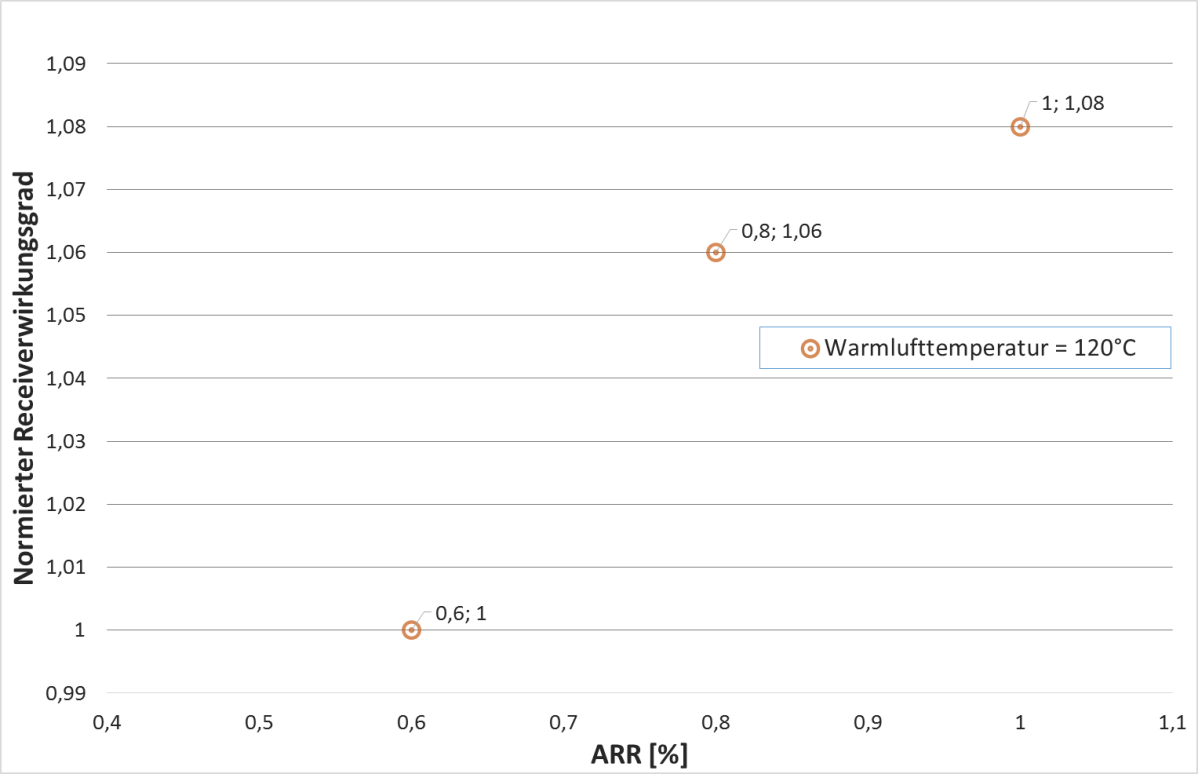


Abbildung 2.5: Abhängigkeit des Receiverwirkungsgrades von ARR [6]

Aufgrund dieses Potentials leitet sich das Ziel dieser Arbeit ab. Die Optimierung der Rückführstrategie durch die Auswahl eines Cavitykonzeptes, basierend auf der Kombination des bestmöglichen Rückführansatzes mit dem damit am besten korrespondierenden Cavitydesign.

Da die möglichen Kombinationen von Bauform, Neigung der Cavity und die Art der Luftrückführung eine Fülle von Möglichkeiten bieten, die rein experimentell nicht zu untersuchen wären, kann dies nur mit Hilfe der numerischen Simulation bewältigt werden. Hierzu wird auf der Basis einer Recherche eine Vorauswahl von potentiellen Cavitydesigns und Rückführansätzen getroffen.

Mit Hilfe des OpenSource Codes OpenFOAM erfolgt anschließend zur Grobbewertung eine CFD-Simulation unter Vernachlässigung des Energieaustausches durch Strahlung. Nach der Grobbewertung und einer Selektion der besten Cavitykonzepte wird ein Strahlungsmodell implementiert, um den Receiverwirkungsgrad bestimmen zu können und weiterführend dokumentieren zu können, inwieweit der Energieaustausch durch Strahlung und die damit verbundenen durch Erwärmung der Cavitywände entstehenden konvektiven Strömungen die Rückführrate beeinflussen. An Stelle des Absorbermaterials wird eine vom DLR entwickelte Temperaturrandbedingung verwendet, die das thermische Verhalten der Absorberfläche wiedergibt, sodass die Abstrahlung der Absorberfläche berechnet werden kann. Die zur numerischen Berechnung erforderlichen Netze werden mit dem in OpenFOAM implementierten Programm SnappyHexMesh (Grobbewertung) sowie dem in der ANSYS Workbench implementierten Vernetzer erzeugt (Detailoptimierung Strahlungsmodell). Abschließend ist das entwickelte Modell und sind die sich aus der Simulation ergebenden Ergebnisse zu bewerten und einzuschätzen.

3 Numerische Simulation

Bevor im Detail auf die zu untersuchenden Cavitykonzepte und Rückführstrategien eingegangen wird, soll in diesem Kapitel ein kurzer Überblick über die Gleichungen und die numerischen Verfahren, die dieser Arbeit zugrunde liegen, gegeben werden.

Für die Simulationen findet der Solver sfBuoyantSimpleFoam Verwendung. Dieser Solver, ein vom DLR modifizierter Solver, ist geeignet für stationäre, turbulente und kompressible Strömungen. Nachfolgend werden die vereinfachten Erhaltungsgleichungen bestehend aus Massenerhaltungs-, Impulserhaltungs- sowie der Energieerhaltungsgleichung gezeigt, die von dem Solver zu lösen sind.

3.1 Erhaltungsgleichungen

Eine kompakte Darstellung der im folgenden Abschnitt aufgeführten Erhaltungsgleichungen bietet die Divergenzform. Zum besseren Verständnis sollen hierfür zunächst einmal einige Operatoren erläutert werden. Auf die Herleitung der Gleichungen wird an dieser Stelle verzichtet und auf einschlägige Literatur [14], [15], [17] und [21] verwiesen.

Für den Geschwindigkeitsvektor $\vec{\mathbf{u}}$, den Gravitationsvektor $\vec{\mathbf{g}}$, die Divergenz $\vec{\nabla}$, die Einheitsmatrix **I** und den Spannungstensor $\vec{\boldsymbol{\tau}}$ gilt:

$$\vec{u} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad , \quad \vec{g} = \begin{pmatrix} g_x \\ g_y \\ g_z \end{pmatrix} \quad , \quad \vec{\nabla} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \end{pmatrix} \quad , \quad (\vec{\nabla})^T = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\delta}{\delta z} \end{pmatrix},$$

$$I = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad , \quad \vec{\tau} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix}$$

Damit ergibt sich die Kontinuitätsgleichung in Divergenzform zu

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \tag{3.1}$$

die drei Impulserhaltungsgleichungen lauten mit dem Vektorprodukt x

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{u} \, x \, \vec{u}) = \vec{\nabla} \cdot (-p \cdot I + \vec{\tau}) + \rho \cdot \vec{g} \tag{3.2}$$

und die Energieerhaltungsgleichung ergibt sich zu

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot E) + \vec{\nabla} \cdot \left(\vec{u} \cdot (\rho \cdot E + p) - \lambda \cdot \left(\vec{\nabla}\right)^T - \vec{\tau} \cdot \vec{u}\right) = \rho \cdot \vec{g} \cdot \vec{u} + \rho \cdot \dot{S}_Q \tag{3.3}$$

E bezeichnet die massenspezifische Gesamtenergie, die sich aus der inneren Energie *e*, der kinetischen Energie e_{kin} und der potentiellen Energie e_{pot} zusammensetzt.

$$E = e + e_{kin} + e_{pot} \quad , \quad e_{kin} = \frac{|\vec{u}|^2}{2} \quad \text{und} \quad e_{pot} = H \cdot g \tag{3.4}$$

$\dot{S}_Q$ ist ein volumenbezogener Quellterm, mit dessen Hilfe z. B. Strahlungseinflüsse berücksichtigt werden. Da das in dieser Arbeit verwendete Strahlungsmodell der Einstrahlzahlen das durchstrahlte Medium nicht berücksichtigt, wird dieser automatisch auf 0 gesetzt.

Sind die Scherspannungen des betrachteten Fluides proportional zur Schergeschwindigkeit, gelten zudem die Gesetzmäßigkeiten für Newtonsche Fluide. Danach ergibt sich der Spannungstensor $\vec{\tau}$ in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität μ nach der Stokes´schen Beziehung zu [17]:

$$\vec{\tau} = \mu \cdot \left[\left(\vec{u}\,\vec{\nabla} + \left(\vec{u}\,\vec{\nabla}\right)^T\right) - \frac{2}{3}\,\vec{\nabla}\, I \cdot \vec{u}\right] \tag{3.5}$$

3.2 Diskretisierung

Durch die Diskretisierung werden die nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen durch ein System algebraischer Gleichungen für die Variablen an einem Satz von diskreten Stellen in Raum und Zeit approximiert.

Die FV-Methode verwendet die Integralform der Erhaltungsgleichungen als Ausgangspunkt. Das Lösungsgebiet wird in eine finite Anzahl von Kontrollvolumina (KVs) unterteilt, und die Erhaltungsgleichungen werden auf jedes KV angewendet. Im Schwerpunkt eines jeden KV liegt der Rechenknoten, in dem die Variablenwerte berechnet werden. Interpolation wird eingesetzt, um die Variablenwerte auf der KV-Oberfläche mittels der Knotenwerte (KV-Zentrum) auszudrücken. Oberflächen- und Volumenintegrale werden unter Verwendung passender Quadraturformeln approximiert. Als Ergebnis ergibt sich für jedes KV eine

algebraische Gleichung, in der die Variablenwerte aus dem eigenen Rechenknoten sowie aus eigenen Nachbar-KVs vorkommen.

3.3 Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen

Die meisten Geschwindigkeitsfelder technisch relevanter Strömungen unterliegen ständigen Turbulenzen. Die in Abschnitt 4.1 aufgeführten Erhaltungsgleichungen bilden das Phänomen der Turbulenz grundsätzlich ab. Weil diese Turbulenzen von hoher Frequenz und geringer räumlicher Ausdehnung sind, muss einer sehr feine zeitliche sowie räumliche Diskretisierung erfolgen, was im Verfahren der direkten numerischen Simulation umgesetzt wird. Für die meisten technischen Strömungen werden die Rechenzeiten bei diesem Verfahren unvertretbar groß. Deshalb verwenden heutige CFD-Programme Turbulenzmodelle, welche die Physik noch hinreichend genau wiedergeben, aber dennoch zu akzeptablen Rechenzeiten führen. Alle gängigen Modelle basieren auf den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS, Reynolds-Avearaged Navier Stokes).

Um die RANS Gleichungen zu erhalten, werden Strömungsgrößen wie ρ, u, v, w durch die Summe ihrer niederfrequenten Mittelwerte $\bar{\rho}, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ und ihrer hochfrequenten Schwankungsgrößen $\acute{\rho}, \acute{u}, \acute{v}, \acute{w}$ ersetzt [17]. Um die niederfrequenten Mittelwerte zu erhalten, erweisen sich zwei Mittelungsverfahren als zweckmäßig. Die Reynolds- und die Favre-Mittelung. Anhand der Beispielvariable Φ soll das Vorgehen bei der Mittelung veranschaulicht werden.

Reynolds-Mittelung

$$\overline{\Phi} = \frac{1}{T}\int_0^T (\Phi)\,dt \;,\quad \Phi = \overline{\Phi} + \acute{\Phi} \;,\quad \overline{\acute{\Phi}} = 0 \tag{3.6}$$

Favre-Mittelung

$$\overline{\Phi} = \frac{\overline{\rho\,\Phi}}{\overline{\Phi}} \;,\quad \Phi = \overline{\Phi} + \acute{\Phi} \;,\quad \overline{\acute{\Phi}} \neq 0 \;,\quad \overline{\rho\,\acute{\Phi}} = 0 \tag{3.7}$$

Werden die Navier-Stokes-Gleichungen zeitlich gemittelt, entstehen zusätzlich neue Terme, die auch als Reynoldsspannungen (3.8) bezeichnet werden. Diese beinhalten die Physik der Schwankungsgrößen.

$$\text{Reynoldsspannungstensor}\quad \tau_r = \begin{pmatrix} -\overline{\rho\,\acute{u}^2} & -\overline{\rho\,\acute{u}\,\acute{v}} & -\overline{\rho\,\acute{u}\,\acute{w}} \\ -\overline{\rho\,\acute{v}\,\acute{u}} & -\overline{\rho\,\acute{v}^2} & -\overline{\rho\,\acute{v}\,\acute{w}} \\ -\overline{\rho\,\acute{w}\,\acute{u}} & -\overline{\rho\,\acute{w}\,\acute{v}} & -\overline{\rho\,\acute{w}^2} \end{pmatrix} \tag{3.8}$$

Für die Reynoldsspannungen können keine Terme hergeleitet werden, die keine neuen Unbekannten enthalten. Es ist also kein geschlossenes Gleichungssystem ableitbar, was auch als Schließungsproblem bezeichnet wird. Deshalb müssen diese Größen mit Turbulenzmodellen modelliert werden.

3.4 SST k-ω-Modell

Das SST k-ω-Modell wurde erstmals von Menter [15] vorgeschlagen und kombiniert das k-ω-Modell von Wilcox mit dem k-ε-Modell von Launder und Spalding. Das SST k-ω-Modell vereinigt die Vorzüge des k-ε-Modells bei der Modellierung wandferner Strömungen mit den Vorzügen des k-ω-Modells bei der Beschreibung der Strömung in Wandnähe.

Das SST k- ω -Modell ist ein Wirbelviskositätsmodell und verwendet den Ansatz von Boussinesq. Mit Hilfe des Boussinesq-Ansatzes besteht die Möglichkeit, die Reynoldspannungen als Funktion der mittleren Geschwindigkeit und der Wirbelviskosität μ_t zu berechnen.

Der Boussinesq-Ansatz lautet:

$$\tau_r = \mu_t\left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\cdot\delta_{ij}\left(\rho\cdot k + \mu_t\left(\frac{\partial \overline{u}_k}{\partial x_k}\right)\right) \tag{3.9}$$

mit

μ_t = Wirbelviskosität
δ_{ij} = Kronecker-Delta

und k der mittleren massenspezifischen kinetischen Energie der Schwankungsbewegung

$$k = \frac{1}{2}\left(\overline{\acute{u}^2} + \overline{\acute{v}^2} + \overline{\acute{w}^2}\right) \tag{3.10}$$

Die Wirbelviskosität ist eine orts- und zeitabhängige Größe, die sich mit den geometrischen Abmessungen und der mittleren Geschwindigkeit ändert. Um diese berechnen zu können, werden charakteristische Größen der Turbulenz wie die mittlere massenspezifische kinetische Energie k, die Dissipation ε und die Dissipationsrate ω benötigt, welche nachfolgend genauer beschrieben werden.

Nach den Modellvorstellungen für Turbulenz befindet sich der Großteil der kinetischen Energie in Wirbeln. Die Transportgleichung für k beschreibt einen Transport großer Wirbel. Die Dissipation ε beschreibt die Dissipation der turbulenten kinetischen Energie. Die Umsetzung von kinetischer Energie in Wärme findet nach der Modellvorstellung von Turbulenz hauptsächlich in kleinen Wirbeln statt. Analog wird daher mit einer Transportgleichung für ε der Transport kleinerer Verwirbelungen modelliert. ω wird als die spezifische Dissipationsrate bezeichnet und kann als Verhältnis von ε zu k verstanden werden. Mit diesen Größen kann die Wirbelviskosität wie folgt berechnet werden [17].

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} F_{SST\,k-\omega} \tag{3.11}$$

Auf die Berechnung der Funktion $F_{SST\,k-\omega}$ wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Für ihre Berechnung werden Konstanten, Stoffkennwerte und Geschwindigkeitsgradienten miteinbezogen. Näheres findet sich in der Literatur [15].

4 Screening

Da, wie bereits in Kapitel 2.4 erwähnt, unzählige Variationsmöglichkeiten bezüglich Rückführansatz, Design und Neigung der Cavity möglich sind, werden zunächst in einem Screening unterschiedlichste Konfigurationen untersucht. Bezüglich der Designs der Cavitys wird sich an den untersuchten Designs von Jilte, Kedare, und Nayak [22] orientiert. In ihrer Veröffentlichung werden unterschiedlichste Cavitydesigns für Dish-Systeme in Bezug auf Konvektions- und Strahlungsverluste untersucht. Um die Simulationszeiten in einem übersichtlichen Rahmen zu halten, wird sowohl auf ein Strahlungsmodell, als auch auf eine Gitterunabhängigkeitsstudie verzichtet. Die Voruntersuchungen dienen lediglich einer Orientierung, um Aufschluss darüber zu erhalten, welche Einflüsse gegebenenfalls einzelne Änderungen auf die Rückführrate ergeben.

4.1 Cavitydesign

Die in dieser Arbeit untersuchten Receiver haben eine thermische Leistung von 100 MW. Da zurzeit kein Turmkraftwerk mit diesem Receivertyp mit einer solchen Leistung existiert, mussten bezüglich der Größe der Apertur und der Aborberfläche sowie des Öffnungswinkels Annahmen getroffen werden. Diese beruhen auf internen Untersuchungen des DLR KAVREC-Projektes [20].

Folgende Annahmen werden zugrunde gelegt:

Thermische Leistung	100 MW
Absorberfläche	284 m²
Aperturfläche	125 m²
Aperturdurchmesser	12,62 m
Öffnungswinkel Cavity	90°
Neigungswinkel Cavity	0°, 30°, 60°
Absorbermassenstrom	195 kg/s
Warmlufttemperatur	150 °C

Des Weiteren sind alle betrachteten Cavitydesigns rotationssymmetrisch, da erwartet wird, dass sich hierdurch ein gleichmäßigeres Strömungsprofil innerhalb der jeweiligen Cavity einstellt.

In Abbildung 4.1 sind die untersuchten Cavitydesigns im Querschnitt zu erkennen. Rot hervorgehoben ist die Absorberfläche. Blau dargestellt sind die Einlassflächen für die warme zurückgeführte Luft. Des weitern ist in Abbildung 4.1 zu erkennen, dass die blau dargestellten Einlassflächen der Cavitywände bei allen untersuchten Designs unterschiedliche Längen aufweisen.

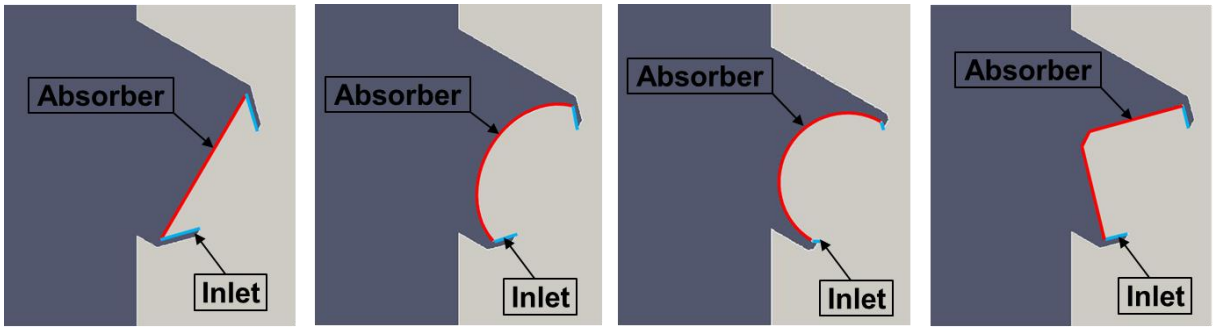


Abbildung 4.1: Cavitydesigns im Querschnitt von links nach rechts „Flach“, „Kugelsegment“, „Halbkugel“, „Kegel“

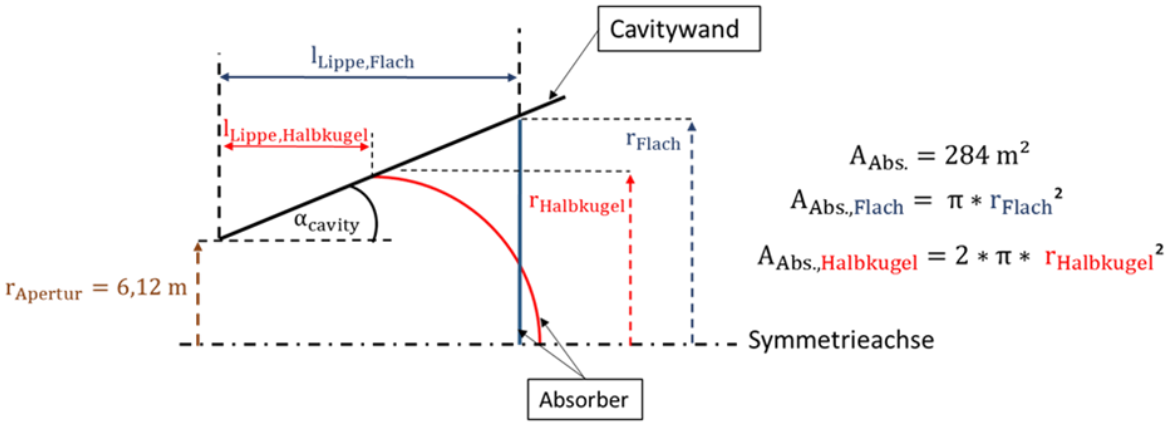


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der Cavitydesigns „Halbkugel“ und „Flach“

Um dieses Phänomen noch etwas anschaulicher zu beschreiben, ist zum Zwecke der Anschaulichkeit für die Cavitywände der Begriff „Lippe“ verwendet. Schematisch dargestellt sind die beiden Cavitydesigns „Flach“ durch die Farbe Blau und „Halbkugel“ durch die Farbe Rot. Es zeigt sich, dass die Lippe des Cavitydesigns „Halbkugel“ deutlich kürzer ist, als die Lippe des Cavitydesigns „Flach“. Wie diese unterschiedlichen Längen zustande kommen, wird durch die Gleichungen rechts neben dem Schaubild gezeigt. Es sind die Gleichungen, die für die Oberflächenberechnung benötigt werden, aufgeführt, aus welcher sich bei vorgegebener Absoberfläche (284 m²) der Absorberradius berechnet. Da die zuvor beschriebenen Randbedingungen Aperturradius ($r_{Apertur}$) und Öffnungswinkel der Cavity

(α_{cavity}) für alle Cavitydesigns identisch sind ergeben sich so die unterschiedlich Längen für die Cavitywände ($l_{Lippe,"Halbkugel"}$ und $l_{Lippe,"Flach"}$).

Um die unterschiedlichen Cavitydesigns wird eine freigewählte Turmgeometrie geschaffen, da die Geometrie des Turms keinen Einfluss auf das zu untersuchende Strömungsverhalten im Cavitybereich hat. Abbildung 4.3 zeigt am Beispiel des Cavitydesigns „Kegel“ eine mögliche Turmgeometrie.

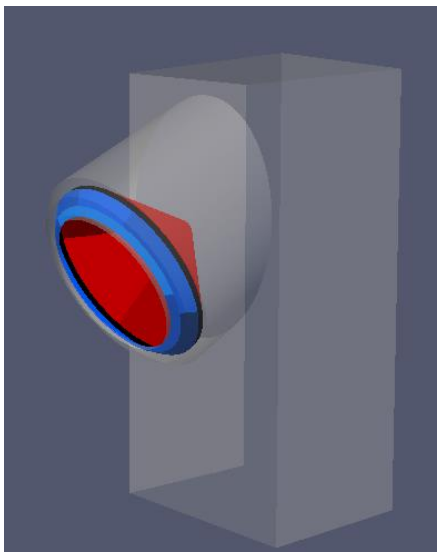


Abbildung 4.3: Turmgeometrie des Cavitydesigns Kegel

4.2 Rückführungsansätze

Eine weitere Variationsmöglichkeit zur Optimierung der Rückführstrategie bietet neben dem Cavitydesign auch die Art und Weise, wie die warme Luft zurückgeführt, beziehungsweise in die Cavity eingeblasen wird. Abbildung 4.5 bis Abbildung 4.10 zeigen am Beispiel des Cavitydesigns „Flach“ schematisch die sechs Rückführansätze, die in der vorliegenden Arbeit untersucht werden. Die Abbildungen zeigen in jedem der sechs Fälle den Teilbereich, siehe Abbildung 4.4, der Cavity im Schnitt mit der YZ-Ebene (links) und die Draufsicht von vorne auf die Apertur (rechts). Die schwarzen Vektoren stellen die Geschwindigkeitsvektoren dar, welche auf der blau dargestellten Einlassfläche stehen. Die Farbe Rot bezeichnet den Absorber.

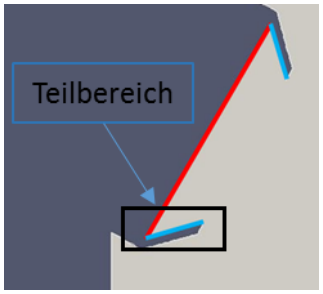
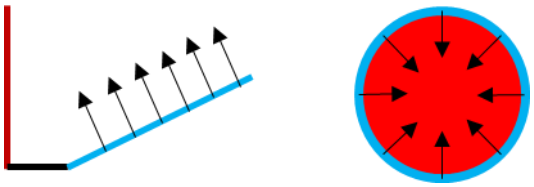
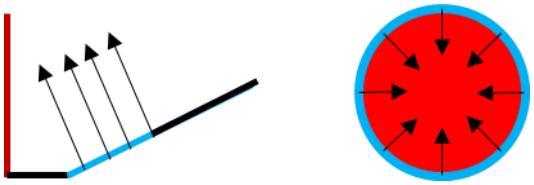


Abbildung 4.4: Teilbereich Cavitydesign „Flach“



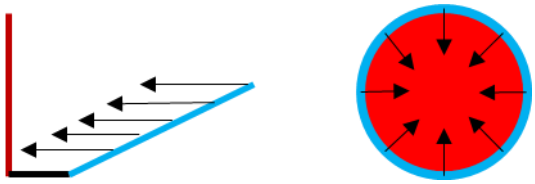
a) Rückführung senkrecht zur Einlassfläche

Abbildung 4.5: Schematik Rückführansatz a)



b) Rückführung mit erhöhtem Impuls senkrecht zur Einlassfläche

Abbildung 4.6: Schematik Rückführansatz b)

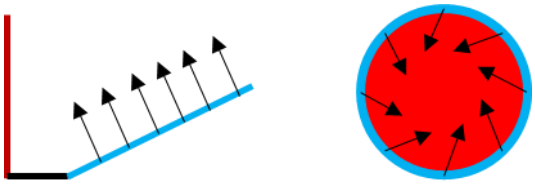


c) Rückführung senkrecht zur Absorberfläche

Abbildung 4.7: Schematik Rückführansatz c)

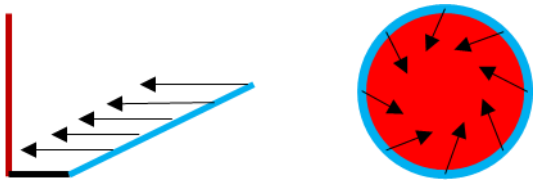
d) Rückführung mit erhöhtem Impuls senkrecht zur Absorberfläche

Abbildung 4.8: Schematik Rückführansatz d)



e) Rückführung senkrecht zur Einlassfläche und zusätzlichem Drehimpuls

Abbildung 4.9: Schematik Rückführansatz e)



f) Rückführung senkrecht zur Absorberfläche und zusätzlichem Drehimpuls

Abbildung 4.10: Schematik Rückführansatz f)

Rückführansatz a): In diesem Ansatz wird die warme Rückführluft senkrecht zur Einlassfläche in die Cavity eingeblasen.

Rückführansatz b): In Ansatz b) wird nur ein Teil der zur Verfügung stehenden Einlassfläche genutzt, um Luft in die Cavity zurückzuführen. Da die gleiche Luftmasse wie in Fall a) zurückgeführt wird, muss der Impuls steigen, um dies zu erreichen.

Rückführansatz c): Dieser Ansatz sieht nicht wie die beiden zuvor beschriebenen Ansätze eine Einblasung in die Cavity senkrecht zur Einlassfläche vor, sondern eine Rückführung senkrecht zum Absorber über die gesamte zur Verfügung stehende Einlassfläche.

Rückführansatz d): In Ansatz d) wird, wie auch in Ansatz c), die warme Rückführluft senkrecht zum Absorber eingeblasen. Der Unterschied besteht darin, dass wie auch in Ansatz b) nur ein Teil der zur Verfügung stehenden Einlassfläche genutzt wird.

Rückführansatz e): Ansatz e) unterscheidet sich gegenüber den zuvor beschriebenen Ansätzen dadurch, dass die warme Luft mit einer zusätzlichen Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung der Cavity eingeblasen wird.

Rückführansatz f): In Ansatz f) wird die warme Luft senkrecht zum Absorber in die Cavity eingeblasen. Wie auch in Ansatz e) mit „Drall“, also einer Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung der Cavity

Da es in OpenFoam mithilfe der standardmäßig implementierten Randbedingungen nicht möglich ist, eine beliebige Orientierung der Geschwindigkeitsvektoren vorzugeben, muss diese mit Hilfe folgender Matrix vorgeben werden.

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} -\cos\gamma\cos\varphi_2 d\varphi_2 - \cos\gamma\sin\varphi_2 \\ -\cos\varphi\sin\gamma + \sin\varphi(\cos\gamma\sin\varphi_2 d\varphi_2 - \cos\gamma\cos\varphi_2) \\ \sin\varphi\sin\gamma + \cos\varphi(\cos\gamma\sin\varphi_2\, d\varphi_2 - \cos\gamma\cos\varphi_2) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{pmatrix} \tag{4.1}$$

Um die oben angegebene Matrix zu erhalten, sind einige Zwischenschritte nötig, auf die im Folgenden etwas näher eingegangen wird.

Ausgangspunkt bildet das globale Koordinatensystem. Dieses hat seinen Ursprung im Zentrum der Absorberfläche. Im ersten Schritt wird das Koordinatensystem um den Neigungswinkel φ der Cavity um die X-Achse gedreht (siehe Abbildung 4.11).

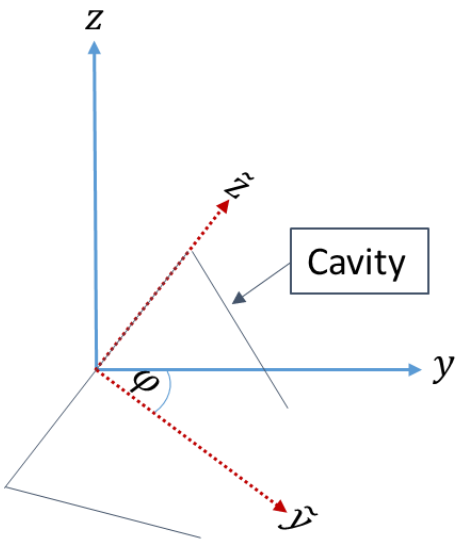


Abbildung 4.11: Drehung des globalen Koordinatensystems

$$\begin{pmatrix} d\tilde{x} \\ d\tilde{y} \\ d\tilde{z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & \sin\varphi \\ 0 & -\sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{pmatrix} \tag{4.2}$$

Da alle betrachteten Cavitydesigns rotationssymmetrisch sind und sich somit alle Punkte der Einlassfläche der Cavity auf einer Kreisbahn befinden, ist es sinnvoll, eine Transformation von kartesischen in polare Koordinaten durchzuführen.

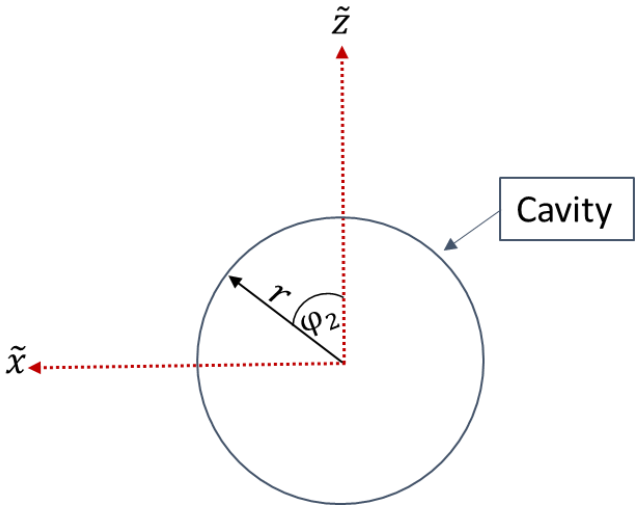


Abbildung 4.12: Transformation in Polarkoordinaten des gedrehten Koordinatensystems

$$\begin{pmatrix} d\tilde{x} \\ d\tilde{y} \\ d\tilde{z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_2 & 0 & r\sin\varphi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varphi_2 & 0 & r\cos\varphi_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} dr \\ dh \\ d\varphi_2 \end{pmatrix} \tag{4.3}$$

Der in Abbildung 4.13 Vektor $\vec{n}$ beschreibt den Richtungsvektor, welcher auf der Einlassfläche steht und der wie folgt in Polarkoordinaten angegeben werden kann:

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} -\cos\gamma \\ -\sin\gamma \\ d\varphi_2 \end{pmatrix}$$

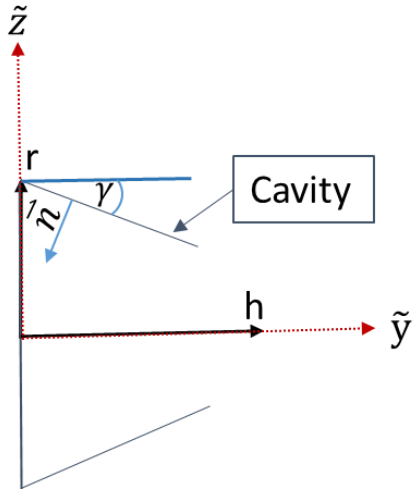


Abbildung 4.13: Beschreibung des Richtungsvektors auf der Einlassfläche

Mit den beiden Winkelparametern γ und $d\varphi_2$ kann die Orientierung des Geschwindigkeitsvektors beliebig vorgegeben werden. Die Vorgabe des Richtungsvektors muss in OpenFOAM im globalen Koordinatensystem erfolgen. Durch einsetzen des Vektors $\vec{n}$ in Gleichung (4.3) ergibt sich der Vektor $\vec{n}$ in dem in Schritt eins gedrehten kartesischen Koordinatensystem. Um die Drehung des Koordinatensystems rückgängig zu machen, muss die Transformationsmatrix aus Gleichung (4.2) transponiert und anschließend mit dem Vektor $\vec{n}$ multipliziert werden. Die sich so ergebende Matrix (siehe Gleichung 4.1) kann nun unter Zuhilfenahme des in OpenFOAM zur Verfügung stehenden Programms funkySet-BoundaryDict implementiert werden und die Orientierung der Geschwindigkeits-vektoren am Einlass vorgeben werden.

In Abbildung 4.14 wird exemplarisch das Ergebnis nach der Anwendung für die Rückführansätze e) (links) und c) (rechts) für das Cavitydesign „Flach“ gezeigt.

Abbildung 4.14: Geschwindigkeitsvektoren am Inlet mit Drehimpuls (links) und senkrecht zum Absorber (rechts)

4.3 Allgemeine Randbedingungen Screening

Die verwendeten Randbedingungen, die neben der für die Simulation am Einlass verwendeten Geschwindigkeitsrandbedingung verwendet wurden, sind in der Tabelle 4.1 aufgeführt. Sie wurden weitestgehend von vorhandenen Rechnungen übernommen [7]. Für die Druckrandbedingung der Inlet/Outlet Flächen Top, Sides und Bottom wurde die vom DLR intern entwickelte Randbedingung sfBuoyantTotalPressure für prgh verwendet. Diese Randbedingung ist eine modifizierte Variante der totalPressure Randbedingung, die die Dichteänderung durch hydrostatische Kräfte bei der Berechnung des statischen Druckes berücksichtigt. Bei den Voruntersuchungen sind alle Wände mit einer Null-Gradienten Randbedingung versehen, da zunächst nur das Strömungsverhalten aufgrund geometrischer Randbedingungen untersucht werden soll. Des Weiteren ist die Massenstromdichte über den Absorber konstant.

Tabelle 4.1: Randbedingungen Screening

		α_t	k	μ_t	ω	p	p_{rgh}	T	u
Inlet	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	fixedValue	fixedValue
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform $1e^7$	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 423	nonuniform List <vector>
Receiver	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	zeroGradient	flowRate InletVelocity
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$		massflowRate constant -195.866
Bottom	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet	pressure InletOutletVelocity
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300	uniform (000)
Top	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet	pressure InletOutletVelocity
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300	uniform (0 0 0)
Sides	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet	pressure InletOutletVelocity
	Value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300	uniform (0 0 0)
Inlet_ dead	*type*	compressible:: alphatWallFunction	compressible:: kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible:: omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	zeroGradien	fixedValue
	value					uniform $1e^5$			uniform (0 0 0)
Wall	*type*	compressible:: alphatWallFunction	compressible:: kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible:: omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	fixedValue	fixedValue
	value					uniform $1e^5$		uniform 300	uniform (0 0 0)
Wall_ Adiabat	*type*	compressible:: alphatWallFunction	compressible:: kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible:: omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	zeroGradien	fixedValue
	value					uniform $1e^5$			uniform (0 0 0)

4.4 Ergebnisse Screening

Bevor auf die Ergebnisse des Screenings im Detail Bezug genommen wird, soll zuvor auf die Berechnung der Rückführrate eingegangen werden. Die Rückführrate lässt sich numerisch unter der Verwendung eines sogenannten passiven Skalars bestimmen. Der passive Skalar ermöglicht die Simulation des Transports einer skalaren Menge innerhalb eines Fluidflusses. Kernannahme dieser Analyse ist, dass der Skalar innerhalb des Fluides transportiert wird, ohne die Strömung aktiv zu beeinflussen. Um die Verteilung des Skalars innerhalb des Strömungsfeldes bestimmen zu können, muss folgende Transportgleichung numerisch gelöst werden:

$$\frac{d\rho\xi}{dt} + \nabla(\rho U\xi) + \nabla\left(\frac{\mu_{Eff}}{Sc}\right)\nabla\xi = 0 \tag{4.4}$$

Die Transportgleichung berücksichtigt einen konvektiven ($\rho U\xi$) und diffusiven $\frac{\mu_{Eff}}{Sc}$ Transport des Skalares. Der diffusive Transport wird mit Hilfe der Schmidt-Zahl beschrieben. Sie ist definiert als das Verhältnis von diffusivem Impulstransport zu diffusivem Stofftransport als Quotient aus der kinematischen Viskosität ν und dem Diffusionskoeffizienten D.[8]

$$Sc = \frac{\nu}{D} \tag{4.5}$$

Für Gase liegt die Schmidt-Zahl ungefähr bei einem Wert von 1. Damit der Solver die Verteilung des Skalars ξ berechnen kann, muss der Wert des passiven Skalars am Einlass auf eins gesetzt werden. Das Strömungsfeld wird mit Null initialisiert. Alle restlichen Randbedingungen haben eine Nullgradientenbedingung. Nach Berechnung der Verteilung kann die Rückführrate durch eine massenstromgewichtete Mittelung der Werte des Skalars auf der Absorberfläche ermittelt werden. [7]

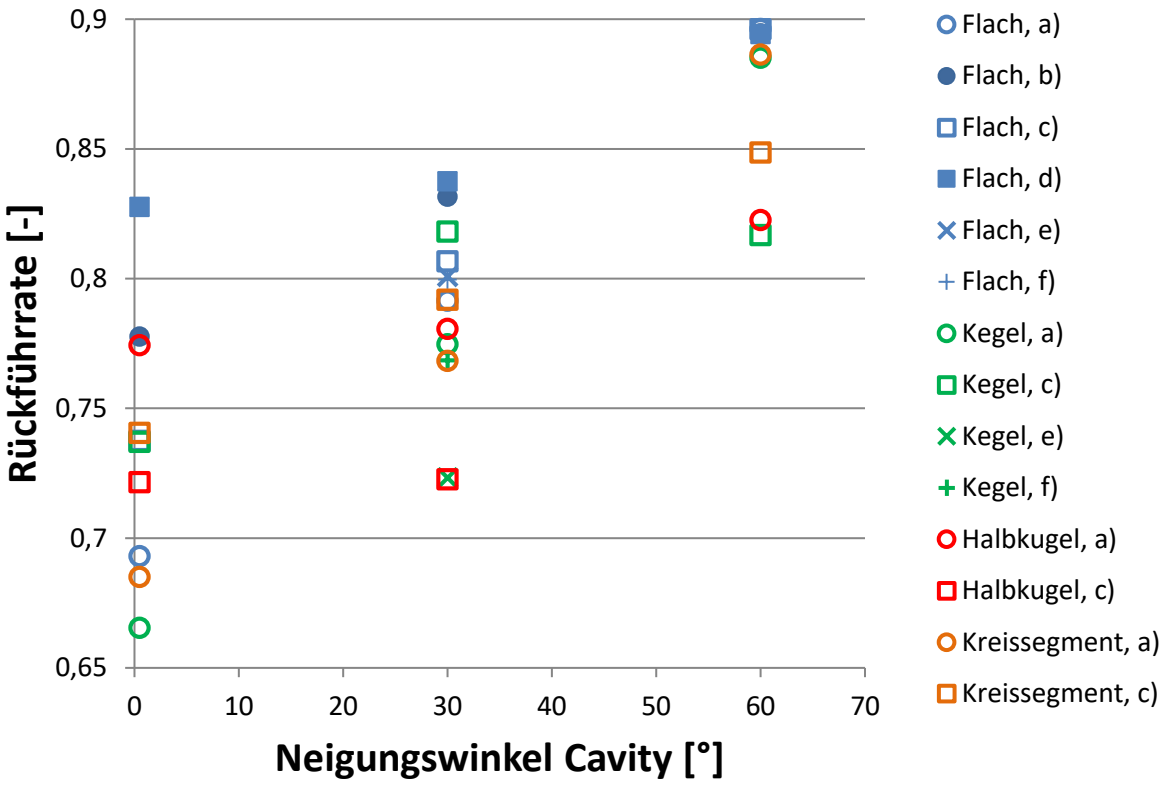


Abbildung 4.15: Rückführrate der im Screening untersuchten Cavitykonzepte bei einem Cavityneigungswinkel von 0, 30 und 60 Grad

In Abbildung 4.15 sind die Rückführraten der untersuchten Konzepte über dem Neigungswinkel der Cavitys aufgetragen. Die blauen Symbole kennzeichnen die Cavitykonzepte „Flach“, während die Farbe Grün die Cavitykonzepte „Kegel“ markiert. Rot und orange symbolisieren die Cavitykonzepte „Halbkugel“ und „Kreissegment“. Die Wahl der Symbole berücksichtigt durch die ausgemalte Fläche den erhöhten Impuls des jeweiligen dargestellten Konzeptes. Alle nicht ausgefüllten Symbolflächen markieren einen Rückführansatz ohne erhöhtem Impuls. Mit den Buchstaben a) bis f) wird die Kombination des jeweiligen Cavitydesigns mit dem entsprechenden Rückführansatz dargestellt. So bedeutet im Schaubild die Signatur „x“ das Cavitykonzept Kegel e) aus der Kombination des Cavitydesigns „Kegel“ mit dem Rückführansatz e).

Es ist zu erkennen, dass es mit zunehmender Neigung der Cavity, im Schnitt, zu einer Erhöhung und Verdichtung der Ergebnisse für die Rückführrate kommt. Dies liegt daran, dass es im oberen Bereich der Cavity zu einer Stagnationszone kommt, die mit zunehmender Neigung wächst. Außerdem ist zu erkennen, dass das Cavitykonzept aus der Verbindung des Designs „Flach“ mit dem Rückführansatz d) in allen drei Neigungsfällen am besten

abschneidet. Bei einer Neigung von 0 Grad ergibt sich eine Rückführrate von 0,823. Bei einer Neigung von 30 Grad wird eine Rückführrate von 0,837 erreicht. Der maximale Wert aller untersuchten Konzepte des Screenings liegt bei einem Neigungswinkel von 60 Grad bei 0,895.

Die einzigen Konzepte, die in Kombination mit dem Rückführansatz e) und f) untersucht wurden, sind die Designs „Flach“ und „Kegel“ bei einer Cavityneigung von 30 Grad. Alle vier untersuchten Konzepte liegen mit ihren Ergebnissen für die Rückführrate im unteren Mittelfeld der erzielten Werte für einen Neigungswinkel von 30 Grad. So ergibt sich ein Wert für die Rückführrate von 0,723 für das Cavitykonzept „Kegel“ e), was 13,6 Prozent unter dem erreichten Höchstwert des Cavitykonzeptes „Flach“ d) liegt. Konzept „Kegel“ f) trennen mit 0,768 8,2 Prozent vom Konzept „Flach“ d). Konzept „Flach“ e) und Konzept „Flach“ f) liegen mit einer Rückführrate von jeweils 0,8 4,5 Prozent unterhalb des Konzeptes „Flach“ d).

Ein Vergleich der Ergebnisse des Rückführansatzes a) (Rückführung senkrecht zum Einlass) mit Ansatz c) (Rückführung senkrecht zum Absorber) bei einem Neigungswinkel von 0 Grad zeigt, dass alle Rückführraten des Rückführansatzes c) höher liegen als Rückführansatz a). So erreichten das Konzept „Kegel“ a) eine Rückführrate von 0,67 und das Konzept „Kreissegment“ a) eine Rückführrate von 0,68. Für die Ergebnisse des Konzeptes „Kegel“ c) und des „Konzeptes“ Kreissegment c) ergibt sich bei gleichem Design, jedoch unterschiedlichem Rückführansatz, eine höhere Rückführrate um 10,8 Prozent für das Design „Kegel“ und eine 8,2 prozentige Steigerung für das Design „Kreissegment“

Wie eingangs in diesem Kapitel erwähnt, dienen die in Abbildung 4.15 aufgeführten Ergebnisse lediglich der Orientierung für die nachfolgenden Simulationen. Es kann jedoch festgehalten werden, dass sich eine Erhöhung des Impulses sowie eine Rückführung senkrecht zum Absorber nach Abschluss der Voruntersuchungen als der zielführendste Ansatz darstellt, die warme Luft zurückzuführen. Bezüglich der Cavitydesigns kann festgehalten werden, dass aufgrund der Ergebnisse, die das Screening liefert, das Design „Flach“ die beste Option für eine möglichst hohe Rückführrate darstellt.

5 Modellerweiterung Strahlungsmodell

Nachdem die Voruntersuchungen abgeschlossen sind, soll jetzt im nächsten Schritt das vorliegende Modell für eine detailliertere Betrachtung um ein Strahlungsmodell erweitert werden. Durch Einbindung kann so der Einfluss des Strahlungsaustausches der einzelnen Flächen innerhalb der Cavity auf die Rückführrate überprüft werden. Da eine Simulation unter Verwendung eines solchen Modells sehr rechenintensiv ist, ist es notwendig, die Anzahl der simulierten Fälle, zu begrenzen. Nachfolgend werden lediglich drei der im Screening untersuchten Cavitykonzepte weiter untersucht. Da sich eine Rückführung senkrecht zum Absorber mit einem erhöhten Impuls als die vielversprechendste Variante herauskristallisiert hat, wird dieser Rückführansatz als Randbedingung für die Einströmung in den nachfolgenden Simulationen verwendet. Aufgrund des nicht vorhersehbaren Einflusses der Geometrie der einzelnen Designs werden im Folgenden die Designs „Flach“, „Halbkugel“ und „Kegel“ mit einem Neigungswinkel von 30° für die detaillierte Simulation verwendet. Das Cavitydesign „Kreissegment“ wird an dieser Stelle nicht weiter untersucht, da es von den geometrischen Eigenschaften her zwischen dem Modell „Flach“ und „Halbkugel“ liegt und somit keine zusätzlichen Erkenntnisse zu erwarten sind, die sich nicht auch aus diesen schließen lassen könnten. Bevor auf das genaue Setup eingegangen wird, soll zuvor auf die theoretischen Grundlagen sowie die verwendeten Randbedingungen, die dem Strahlungsmodell zugrunde liegen, eingegangen werden.

5.1 Theoretische Grundlagen Strahlung

Zur Berechnung des Strahlungsenergieaustausches zwischen den Wänden in der Cavity wird die modellhafte Beschreibung der Einstrahlzahlen verwendet. Diesem Modell liegt die Annahme zugrunde, dass sich die Oberflächen wie diffuse graue Strahler (sog. Graue Lambert Strahler) verhalten und das durchstrahlte Medium den Strahlungsenergieaustausch nicht beeinflusst, also Strahlung weder emittiert, absorbiert oder streut. Im folgenden Kapitel werden nur die Eigenschaften des Grauen Lambert Strahlers näher beschrieben sowie die Herleitung der Einstrahlzahlen erläutert. Für weiterführende Erläuterungen sei an dieser Stelle auf vertiefende Literatur verwiesen [9], [10].

5.1.1 Graue Strahler

Jeder Körper mit einer Temperatur größer 0 K emittiert Strahlung. Diese ist richtungsabhängig, abhängig von den Materialeigenschaften sowie der Temperatur. Eine idealisierte Vorstellung des realen Strahlers ist der sogenannte „Schwarze Strahler“. Die Idealisierung besteht zum einen darin, dass die spektrale Verteilung der emittierten Strahlung richtungsunabhängig (diffus) ist und zum anderen, dass solch ein Körper alle auftreffende Strahlung jeglicher Wellenlänge vollständig absorbiert ($\alpha = 1$). Das Kirchhoff‘sche Strahlungsgesetz beschreibt den Zusammenhang zwischen Absorption und Emission eines Körpers im thermischen Gleichgewicht. Es besagt, dass Strahlungsabsorption und -emission bei gegebener Wellenlänge einander entsprechen. Daraus folgt, dass der Emissionsgrad ϵ eines schwarzen Körpers ebenfalls 1 sein muss. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass kein Körper mehr Strahlung emittieren oder absorbieren kann als ein idealisierter „Schwarzer Körper“. Die maximal mögliche Wärmestromdichte, die bei einer bestimmten Temperatur T abgeben werden kann, wird durch das Stefan-Boltzmann-Gesetz beschrieben:

$$\dot{q}_s = \sigma \cdot T^4 \tag{5.1}$$

σ ist die Stefan-Boltzmann-Konstante mit einem Wert von $5{,}67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K}$ [9]. Um quantitativ dem Strahlungsverhalten eines realen Körpers etwas näher zu kommen als der „Schwarze Strahler“, berücksichtigt die Modellvorstellung des „Grauen Strahlers“, dass ein Teil der eintreffenden Strahlung auch wieder reflektiert wird, sprich $\epsilon < 1$. Wird vorausgesetzt, dass es sich um ein nicht transparentes Material handelt, lässt sich der Reflexionsgrad ϱ berechnen aus

$$\varrho = 1 - \epsilon = 1 - \alpha \tag{5.2}$$

5.1.2 Einstrahlzahlen

Für die Berechnung des Strahlungsenergieaustausches zwischen zwei oder mehreren Oberflächen unterschiedlicher Temperatur müssen die Einstrahlzahlen φ_{ij} bekannt sein. Unter der vereinfachenden Annahme, die in dem vorherigen Kapitel 5.1.1 beschrieben worden ist, dass die betrachteten Oberflächen diffuse Strahler mit jeweils einheitlichen optischen Eigenschaften sind, ist die Berechnung der Einstrahlzahlen eine rein geometrische Aufgabe, die vor einer Strahlungsberechnung durchgeführt werden muss.

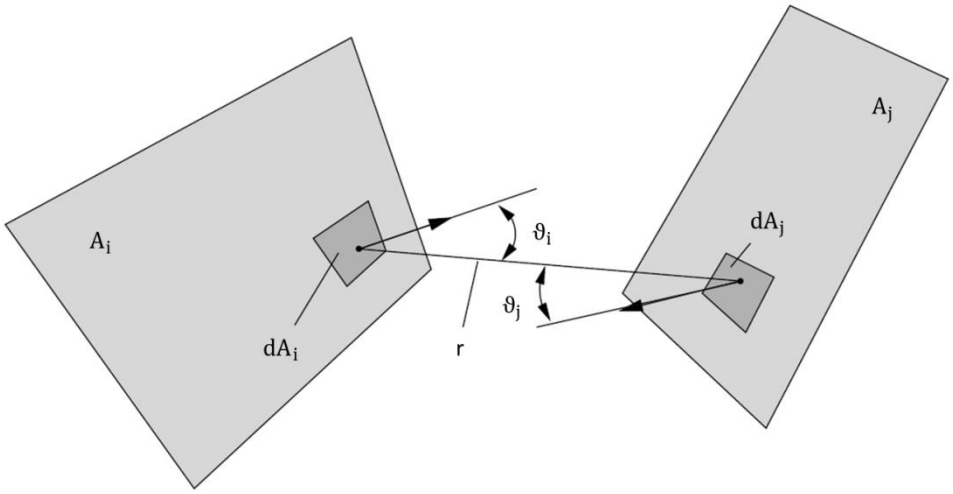


Abbildung 5.1 Berechnung der Einstrahlzahlen zwischen zwei infinitesimalen Flächen dA_1^* und dA_2^* [10]

Abbildung 5.1 zeigt exemplarisch die Berechnung der lokalen Einstrahlzahl zwischen zwei infinitesimalen Flächen dA_i und dA_j mit dem Abstand r. Die lokale Einstrahlzahl $d\varphi_{ij}$ ist das Verhältnis aus der Fläche dA_j ankommenden Strahlung, die von dem Flächenelement dA_i ausgegangen ist, zu der gesamten von dA_i ausgegangenen Strahlung.

$$d\varphi_{ij} = \frac{d\dot{S}_{i\to j}}{d\dot{S}_i} = \frac{\cos\vartheta_i \cos\vartheta_j}{\pi r^2} dA_j \tag{5.3}$$

Die Einstrahlzahl φ_{ij} ergibt sich dann als integraler Wert der lokalen Einstrahlzahl $d\varphi_{ij}$ für endliche Flächen $A_i$und A_j als

$$\varphi_{ij} = \frac{1}{\pi A_i} \int\int \frac{\cos\vartheta_i \cos\vartheta_j}{r^2} dA_j dA_i \tag{5.4}$$

Werden die Einstrahlzahlen summiert, die von einer beliebigen Fläche in einem geschlossenen Raum ausgehen, ergibt die Summe eins. Grund hierfür ist das Prinzip der Energieerhaltung. In einem geschlossenen Raum kann keine Energie verloren gehen, was zur Folge hat, dass die abgestrahlte Energie an einem anderen Ort wieder ankommen muss.

5.1.3 Netto-Strahlungsfluss

Haben zwei Körper unterschiedlich hohe Temperaturen, kommt es immer zu einem Energiefluss durch Strahlung vom Körper mit der höheren Temperatur hin zum Körper mit der niedrigeren Temperatur. Auch in dem gegeben Fall, dass beide Körper die gleiche Temperatur besitzen, wird es weiterhin Strahlung zwischen den beiden Körpern geben. Es kommt jedoch nicht mehr zu einem effektiven Energieaustausch. Dieses bilanzielle Konzept beschreibt die Definition des Netto-Strahlungsflusses.

Der Netto-Strahlungsfluss berechnet sich für jede Körperoberfläche aus der eintreffenden und der abgegebenen Strahlungsenergie. Hierbei spielen die Einstrahlzahlen bei der Berechnung eine wesentliche Rolle. Während die auf die Oberfläche auftreffende Strahlungsflussdichte G und die abgegebene Strahlungsflussdichte J nur positiv sein können, kann ihre Differenz, der flächenbezogene Netto-Strahlungsfluss Q_r, auch negativ sein. Nach der in Gleichung (5.5) angegebenen Definition des Nettostrahlungsflusses entsprechen ein negativer Wert von Q_r einer Energieabgabe durch Strahlung und ein positiver Wert einer Energieaufnahme der Oberfläche durch Strahlung.

$$Q_r = \quad G - J \tag{5.5}$$

Die abgegebene Strahlungsflussdichte oder auch Flächenhelligkeit J ergibt sich aus der Schwarzkörperstrahlung multipliziert mit dem Emissionsgrad sowie dem Anteil der eintreffenden Strahlung, der reflektiert wird. Unter Annahme eines Transmissionsgrades von Null lässt sich wie in der nachfolgenden Gleichung (5.6) der Reflexionsgrad durch den Emissionsgrad ersetzen.

$$J = \epsilon\sigma T^4 + \varrho G = \epsilon\sigma T^4 + (1 - \epsilon)G \tag{5.6}$$

Die Strahlungsflussdichte G setzt sich zusätzlich zu den auftreffenden Anteilen der Abstrahlung der anderen Oberflächen J aus einem Strahlungsterm Q_{r0} zusammen. Diese Strahlungsquelle Q_{r0} wird in der vorliegenden Arbeit dazu verwendet, die aus dem Heliostatenfeld eintreffende Strahlung auf den Absorber als Randbedingung aufzuprägen, ohne das reale Heliostatenfeld in der Simulation abbilden zu müssen. [7]

$$G = J\varphi + Q_{r0} \tag{5.7}$$

5.2 Agglomerieren

Das in OpenFOAM implementierte und verwendete Modell der Einstrahlzahlen verwendet für die Strahlungssimulation das gleiche Rechengitter wie für die Strömungssimulation. Dieses ist sehr fein aufgelöst, um möglichst genaue Ergebnisse in Bezug auf die Strömung zu erhalten. Würden alle Zellflächen, die die Geometrie beschreiben, dazu verwendet, die Einstrahlzahlen zu berechnen, würde das zu lösende Gleichungssystem so groß, dass ein Lösen des Gleichungssystems mit vorhandenen Rechenkapazitäten unverhältnismäßig viel Zeit beanspruchen würde. Um dieses Problem zu umgehen, werden in OpenFOAM für die Strahlungssimulation benachbarte Zellflächen zu einer gemeinsamen Fläche, den sogenannten Agglomeraten, zusammengefasst. Dieser Prozess des Zusammenfassens wird deshalb auch in OpenFOAM als Agglomerieren bezeichnet. Während der Strahlungssimulation werden alle flächen-spezifischen Strahlungsgrößen wie G, J, Q_r und die Einstrahlzahlen nur für die einzelnen Agglomerate berechnet und anschließend den zu der Agglomeration zugehörigen Zellflächen zugewiesen.

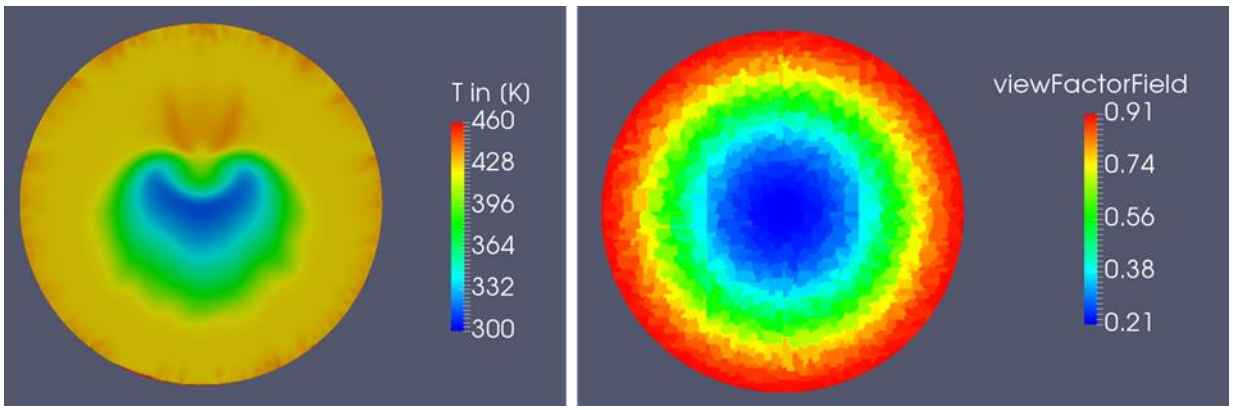


Abbildung 5.2: Vergleich der Ergebnisse T für die Strömungssimulation (links) und der Einstrahlzahlen für die Strahlungssimulation (rechts)

In Abbildung 5.2 ist der Unterschied, der durch das Agglomerieren entsteht, zu erkennen. Das Gitter für die Strömungssimulation (links) ist so fein aufgelöst, dass dessen Einfluss auf das Ergebnis der Fluidtemperatur am Absorber keinen Einfluss hat. Dem gegenüber sind (rechts) deutlich die einzelnen Agglomerate in den Ergebnissen für die Einstrahlzahlberechnung für die Strahlungssimulation zu erkennen.

5.3 Heliostatenfeld

Wie im vorangegangenen Kapitel erwähnt, kann die aus dem Heliostatenfeld eintreffende Strahlung auf den Receiver mit Hilfe des Quellterms Q_{r0} abgebildet werden. Um eine exakte Strahlungsverteilung ermitteln zu können, verwendet das DLR eine intern entwickelte Raytracer Software STRAL, die es ermöglicht, ein Heliostatenfeld mit dazugehörigem Receiver zu simulieren. Da in dieser Arbeit mehrere potentielle Geometrien untersucht werden, ist eine Simulation zu zeitaufwendig. In Abbildung 5.2 ist links die normierte Strahlungsverteilung eines Heliostaten der „Plataforma de Solar“ (PSA) in Almeria abgebildet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Strahlungsverteilung erheblich einer bivariaten Normalverteilung ähnelt. Aus diesem Grund wird auch in dieser Arbeit eine bivariate Normalverteilung als Strahlungsverteilung auf dem Absorber angenommen und mit Hilfe des in OpenFOAM implementierten Tool funkySetFields vorgegeben.

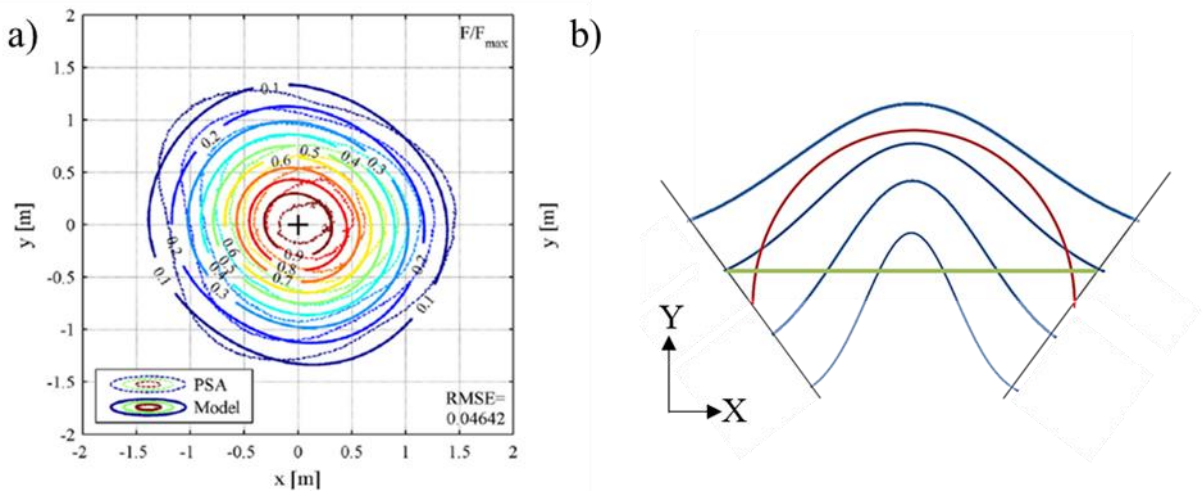


Abbildung 5.3: a) normierte Strahlungsverteilung eines Heliostaten der PSA[12], b) Schematische Darstellung des Verlaufs der Normalverteilung in Abhängigkeit von der Y-Koordinate

Da sich aufgrund der unterschiedlichen Geometrien bei gleichem Öffnungswinkel der Cavity unterschiedliche Radien und Tiefen (Abstand von der Apertur) des Absorbers ergeben, ist es notwendig, dass die bivariate Normalverteilung diesbezüglich angepasst wird. Grafik b) in

Abbildung 5.3 zeigt schematisch den Unterschied anhand der Designs „Flach“ und „Halbkugel“. Ausgehend von der Apertur, erhöht sich die Standardabweichung der Normalverteilung in Abhängigkeit des Öffnungswinkels mit zunehmender Tiefe (Y-Koordinate). Die daraus resultierende Abflachung der Normalverteilung spiegelt überwiegend die Realität wieder, da die Heliostaten ihr Bild so fokussieren, dass es durch die Apertur passt. Nach dem Passieren der Apertur weitet sich das Bild der Heliostaten wieder. Ein Absorber, der demzufolge weit entfernt von der Apertur liegt, hat eine gleichmäßigere Strahlungsverteilung als ein Absorber, der in unmittelbarer Nähe der Apertur liegt.

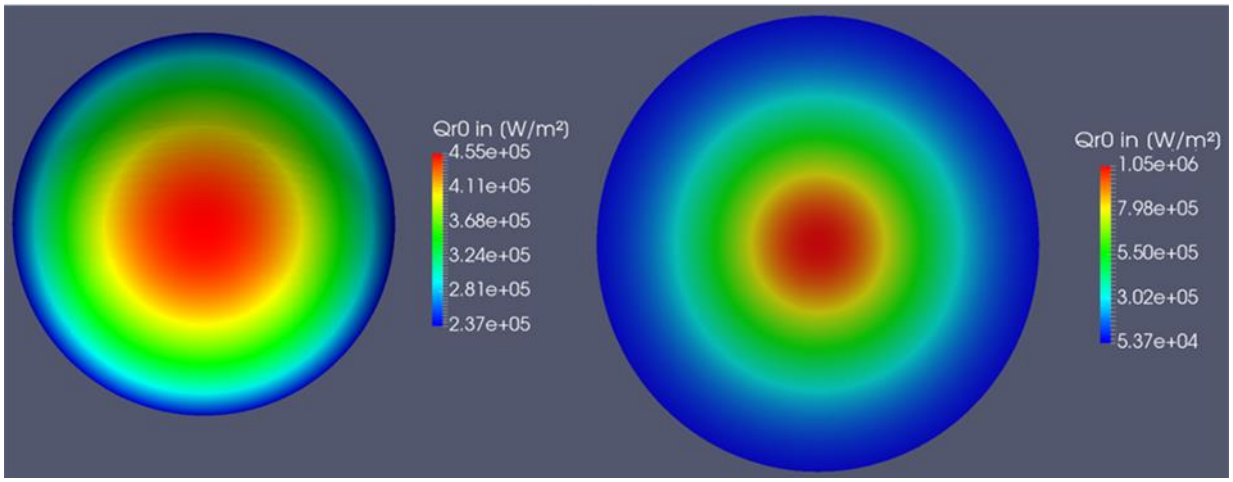


Abbildung 5.4: Vergleich der Flussdichteverteilung Q_{r0} des Absorbers „Halbkugel“ (links) mit Absorber „Flach“ (rechts)

Der sich durch die Anpassung ergebende Unterschied, ist in Abbildung 5.4 zu erkennen. In dieser sind die Flussdichteverteilungen des Absorbers „Halbkugel“ (links) und des Absorbers „Flach“ (rechts) zu sehen. Da sich für alle Absorber, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, auf Grund ihrer unterschiedlichen geometrischen Eigenschaften unterschiedliche Radien ergeben, liegt der Absorber „Halbkugel“ mit seinem kleineren Radius im Bereich der Cavitywände näher an der Apertur als der Absorber „Flach“, was eine höhere Flussdichte zur Folge hat, $2{,}37e^{+05}$ W/m² im Gegensatz zu $5{,}37e^{+04}$ W/m². Im weiteren Verlauf des Absorbers „Halbkugel“ weg von den Cavitywänden, hin zum Zentrum des Absorbers, nimmt die Distanz zwischen Absorberfläche und Apertur aufgrund seiner geometrischen Eigenschaften immer weiter zu, was ein Vergleichmäßigen der Flussdichte zur Folge hat. Die Werte der Flussdichteverteilung des Cavitydesigns „Halbkugel“ liegen im Cavitywandbereich 48 Prozent unter dem Peak im Mittelpunkt des Absorbers. Im Vergleich hierzu liegt das Design „Flach“ im Wandbereich 95 Prozent unter dem Peak im Mittelpunkt.

5.4 Absorberoberflächentemperatur und thermisch aktive Wände

Um die Abstrahlverluste der Absorberstirnfläche bestimmen zu können, ist es notwendig, die Oberflächentemperatur zu kennen. Diese wird mit Hilfe eines Kennfeldes, welches unter Verwendung eines eindimensionalen Berechnungsmodelles von Hoffschmidt [13] berechnet wurde, bestimmt. Um die Oberflächentemperatur aus dem Kennfeld ermitteln zu können, werden folgende Eingangsparameter benötigt: die auf den Absorber auftreffende Strahlung, den in den Absorber eintretenden Luftmassenstrom und dessen Temperatur. Da diese Daten in der Simulation verfügbar sind, wird so durch Interpolation aus dem Kennfeld die Wandtemperatur des Absorbers ermittelt. Da der Absorber mit seiner porösen Oberfläche aus Siliciumkarbid zum Teil als Wand (Strahlungssimulation) und mit seinen Öffnungen als Auslass (Strömungssimulation) zu betrachten ist, werden in der Simulation im implementierten Strahlungsmodel neben der Temperatur T die Strahlungstemperatur T_{rad} eingeführt. Abbildung 5.5 zeigt anhand des Cavitydesigns „Flach“ die Umsetzung der beiden verwendeten Temperaturen. Während in der Abbildung links der Absorber für das Strahlungsmodell als Wand betrachtet wird und mit Hilfe der aus dem Kennfeld ermittelten Temperatur T_rad für die Oberfläche die Strahlungssimulation durchgeführt wird, lässt sich in der rechten Abbildung erkennen, dass der Absorber für die Strömungssimulation als Outlet fungiert und die Fluidtemperatur T verwendet wird. Die Wandtemperatur in der Strömungssimulation ergibt sich durch die in dieser Arbeit verwendeten Randbedingung der sogenannten thermisch aktiven Wände,

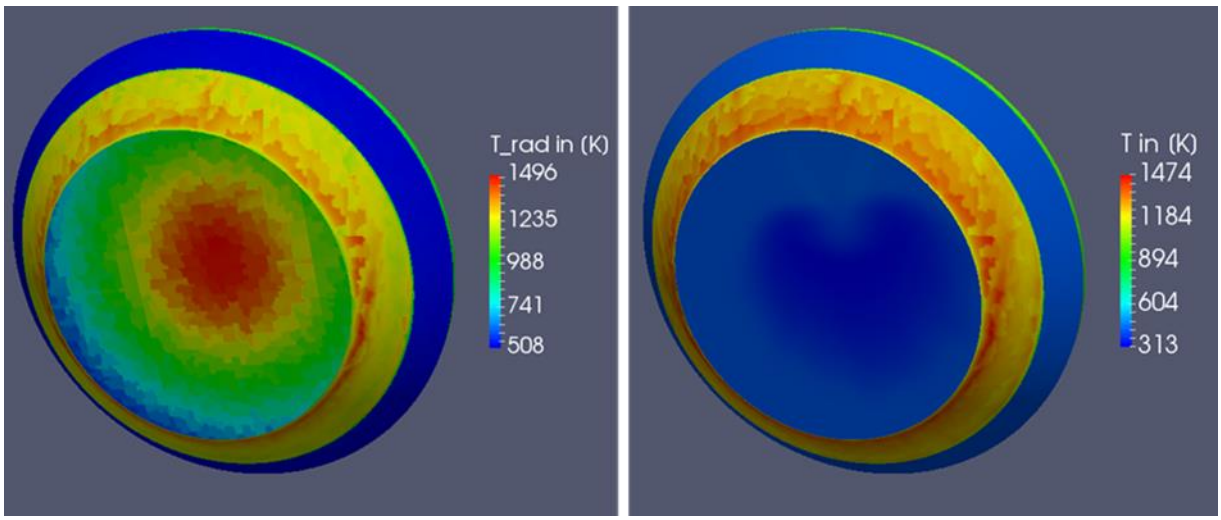


Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der Temperatur T (rechts) und T_rad (links) für das Cavitydesign „Flach“

Die als thermisch aktiv bezeichneten Wände sind Oberflächen, die während der Simulation bei der Berechnung des Strahlungsaustausches berücksichtigt werden. Dies betrifft innerhalb

der Cavity alle Flächen bis auf den Absorber und den Einlass. Die Randbedingung sfWallRadiationTemperature bestimmt über eine Energiebilanz, die die eintreffende Strahlung, die Wärmeleitung durch die Wand sowie einen konvektiven Wärmeübergang beinhaltet, die Wandtemperatur T_W. Diese Randbedingung wurde von Frie [7] entwickelt und implementiert. An dieser Stelle wird nur auf die wichtigsten Gleichungen eingegangen.

Die Energiebilanz, die für die Wand aufgestellt wird, lautet:

$$Q_r + Q_{wall} + Q_{conv} = 0 \tag{5.8}$$

$$Q_r + k_{wall}\,(T_{out} - T_W) + \frac{\alpha_{Eff} c_{pw}}{y}\,(T_F - T_W) = 0 \tag{5.9}$$

Wie im Kapitel 5.1.3 beschrieben, bezeichnet Q_r den Netto-Strahlungsfluss. Mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten k_{wall}, der Wandtemperatur T_W sowie einer Wandaußentemperatur T_{out} wird der Wärmedurchgang durch die Außenwand der Cavity berücksichtigt. Da die Wand in der Simulation nicht existent ist, müssen beide Parameter der Randbedingung vor Beginn der Simulation mitgeteilt werden. Der konvektive Wärmeübergang wird unter Zuhilfenahme des thermischen Diffusionskoeffizienten α_{Eff}, der Wärmekapazität in Wandnähe c_{pw} sowie dem Abstand zur Zellmitte y, an deren Stelle die Fluidtemperatur T_F definiert ist, beschrieben. Da alle Parameter in der Simulation in jedem Zeitschritt bekannt sind, lässt sich aus der Gleichung (4.9) die Wandtemperatur T_W direkt berechnen. [7]

5.5 Allgemeine Randbedingungen Strahlungssimulation

Wie zu Beginn dieses Kapitels beschrieben, werden nur die Cavitydesigns „Flach“, „Kegel“ sowie „Halbkugel“ in Kombination mit dem Rückführansatz d) weiter untersucht. Um ein detailliertes Bild über die Verwendung der zuvor beschriebenen Randbedingungen zu erhalten, sind die Flächen entsprechend dieser Randbedingungen farblich in Abbildung 5.6 dargestellt. Die grünen Flächen stehen für die thermisch aktiven Wände. Es wird also die in Kapitel 5.4 beschriebene Energiebilanz für die Wand aufgestellt, um die Wandtemperatur zu berechnen. Für die Absorberfläche, rot dargestellt, sowie die Einlassfläche, blau dargestellt, wird die von Hoffschmidt entwickelte Randbedingung zur Ermittlung der Oberflächen-temperatur verwendet, welche für die Strahlungssimulation benötigt wird. Da auch am Einlass davon auszugehen ist, dass ein poröses hitzebeständiges Material verwendet wird, ist diese Annahme plausibel. Für alle anderen Flächen der Turmgeometrie, in Abbildung 5.6 grau dargestellt, wird eine Null-Gradienten Randbedingung für die Temperatur verwendet. Eine detaillierte Auflistung aller verwendeten Randbedingungen für die einzelnen Flächen ist im Anhang zu finden.

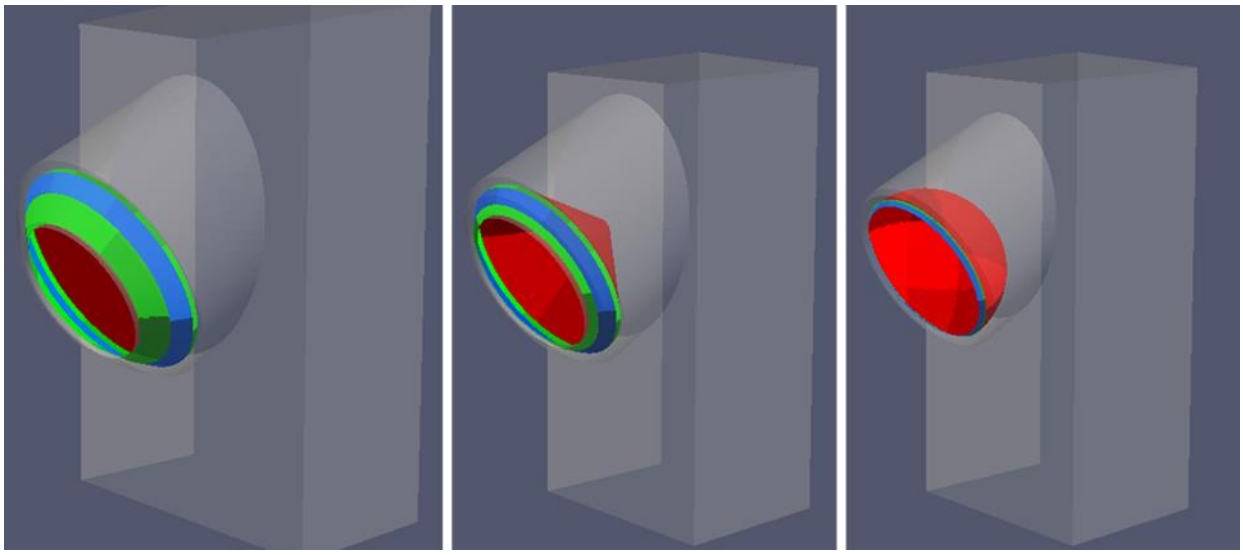


Abbildung 5.6: Darstellung der Randbedingung für die Designs „Flach“(links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts)

5.6 Gitterunabhängigkeit

Die Gitterunabhängigkeit einer numerischen Simulation liegt dann vor, wenn sich der Wert einer Zielgröße (Druck, Geschwindigkeit) mit feiner werdender Diskretisierung nicht ändert. Am Modell des Cavitykonzeptes „Flach“ wurde exemplarisch für alle drei untersuchten Konzepte eine Gitterunabhängigkeitsuntersuchung vorgenommen. Im Zuge der Diskretisierung wurden drei unterschiedliche Abwandlungen mit zunehmender Zellenanzahl erstellt und untersucht:

- N 1, bestehend aus 3 000 000 Zellen
- N 2, bestehend aus 5 000 000 Zellen
- N 3, bestehend aus 7 000 000 Zellen

Anhand der unterschiedlichen Abwandlungen soll abgeschätzt werden, welches der drei Netze am besten für die Simulation geeignet ist. Als zu vergleichende Größe wurde der Receiver-wirkungsgrad herangezogen, da dieser die Strahlungs- sowie die konvektiven Verluste beinhaltet. Um die konvektiven Verluste richtig berechnen zu können, muss die Grenzschicht fein genug aufgelöst sein. Für die Strahlungsverluste werden die Einstrahlzahlen der einzelnen Agglomerate benötigt. Auch hier muss das Oberflächennetz fein genug sein, um belastbare Ergebnisse erzielen zu können

Die Betrachtung von Tabelle 5.1 zeigt deutlich, dass sich die Simulationsergebnisse zwischen den beiden Vernetzungsmethoden N 1 und N 2 erheblich unterscheiden. Der Unterschied beträgt 1,28 Prozent. Eine solch hohe Abweichung ist nicht tolerierbar. Die Abweichung zwischen Diskretisierungstyp N 2 und N 3 hingegen ist mit nur 0,13 Prozent sehr gering.

Diskretisierungstyp	Receiverwirkungsgrad [-]	Abweichung gegenüber N 2 [%]
N 1	0,769	1,28
N 2	0,779	0,00
N 3	0,780	0,13

Tabelle 5.1: Druckverlustwerte der einzelnen Diskretisierungstypen

Aufgrund der geringen Ergebnisdifferenz zwischen den Vernetzungstypen N 2 und N 3 wird nachfolgend das Netz N 2 zugunsten eines reduzierten Rechenaufwandes verwendet.

5.7 Charaktereistische Kenngrößen

Um die unterschiedlichen Cavitykonzepte unter Berücksichtigung der Strahlungs- sowie der konvektiven Verluste bewerten zu können, müssen zunächst geeignete Kennzahlen definiert werden. Um einen Wirkungsgrad definieren zu können, der beschreibt, wieviel von der eingestrahlten Leistung tatsächlich nutzbar gemacht wird, müssen die konvektiven Verluste an die Umgebung sowie die Strahlungsleistung, die die Cavity durch die Apertur verlässt, abgezogen werden.

Die konvektiven Verluste, die für das System entstehen, setzen sich neben der durch die nicht zurückgeführten warmen Luft (direkter Verlust) zusätzlich aus dem konvektiven Teil zusammen der entsteht, wenn sich kalte Umgebungsluft an den heißen Cavitywänden aufheizt und anschließend nicht eingesaugt sondern wieder an die Umgebung abgeführt wird. Um diese Verluste bilanzieren zu können, wird eine Bilanz um die Umgebungsgrenzen gezogen und alle Enthalpieströme, die über diese Grenzen treten, als konvektiver Verlust aufsummiert. Dies entspricht der Vorstellung, dass der Receiver mit seinen Verlusten eine Wärmequelle für die Umgebung darstellt. Die konvektiven Verluste können somit, wenn man die Umgebung als Referenzwert für die Enthalpieströme definiert, wie folgt berechnet werden:

$$\mathrm{Q_{konv}} = \dot{\mathrm{H}}_{\mathrm{Luft}} - \dot{\mathrm{H}}_{\mathrm{Luft,300K}} \tag{6.1}$$

Unter Verwendung der Einstrahlzahlen lassen sich die Strahlungsverluste $\mathrm{J_{loss}}$ berechnen. Da die Einstrahlzahlen nur für die Flächen berechnet werden, die innerhalb der Cavity liegen, ergibt sich aufgrund der Apertur ein Wert, der kleiner als eins ist. Die Differenz ist der Anteil der Strahlung, der durch die Apertur die Cavity verlässt und somit einen Verlust darstellt. Der Verlust lässt sich mit Hilfe der Einstrahlzahlen wie folgt bestimmen [7]:

$$\mathrm{J_{loss}} = \sum_{\mathrm{k}} \mathrm{J_k A_k} \left(1 - \sum_{\mathrm{j}} \varphi_{\mathrm{kj}} \right) \tag{5.10}$$

Der Receiverwirkungsgrad η definiert sich dann als:

$$\eta = \frac{\mathrm{Q_{r0}} - \mathrm{J_{loss}} - \mathrm{Q_{konv}}}{\mathrm{Q_{r0}}} \tag{3.1}$$

6 Simulationsergebnisse und Auswertung mit Strahlungsmodell

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse der drei simulierten Cavitykonzepte betrachtet. Zunächst werden die Ergebnisse der Einstrahlzahlberechnung dargestellt, die vor der eigentlichen Simulation durchgeführt wird. Anschließend werden alle Ergebnisse bezüglich der Cavity und des Absorbers gezeigt. Hierzu gehören Oberflächentemperaturen, Flächenhelligkeit, Strahlungs- und Konvektionsverluste sowie die Rückführrate. Zuletzt wird unter Verwendung der Strahlungs- und Konvektionsverluste der Receiverwirkungsgrad bestimmt.

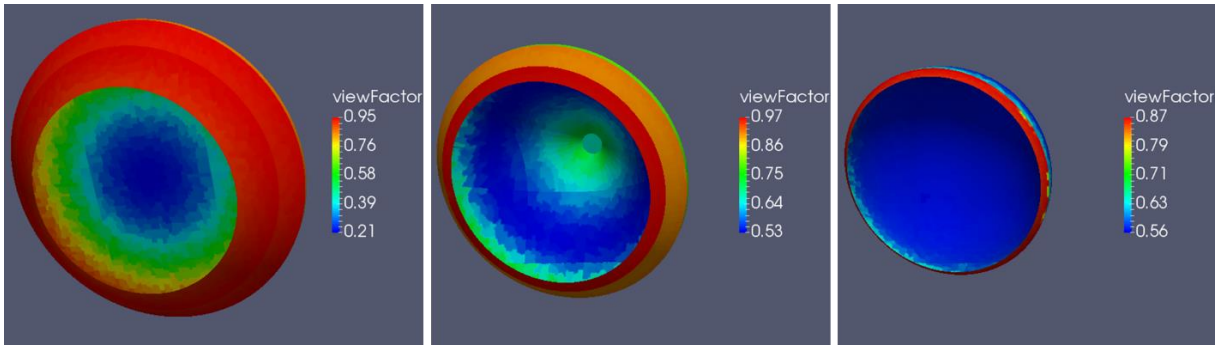


Abbildung 6.1: Summe der Einstrahlzahlen „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“(rechts)

In Abbildung 6.1 sind die Ergebnisse der Einstrahlzahlberechnung für die schwerpunktmäßig untersuchten Cavitydesigns dargestellt. Es ergibt sich bezüglich des Cavitydesigns „Flach“ (Abbildung 6.1 links) für die Cavitywände ein Wert zwischen 0,9 bis maximal 0,95. Im Randbereich des Absorbers lässt sich aufgrund der Abschirmung durch die Cavitywände ein maximaler Wert von 0,82 feststellen. Das Minimum der Einstrahlzahlen befindet sich im Mittelpunkt der Absorberfläche. Die Abschirmung der Absorberfläche durch die Cavitywände ist hier geringer als im Wandbereich des Absorbers. Diese Tatsache bedingt einen Wert von 0,21.

Das mittlere Bild zeigt die Ergebnisse für das Cavitydesign „Kegel“. Wie auch beim Cavitydesign „Flach “ liegen die maximalen Werte im Bereich der Cavitywände. Es ergeben sich hier Werte von 0,9 bis maximal 0,97. Auch hier liegt wie im Fall des Designs „Flach“ das Minimum auf der Absorberfläche. Aufgrund der kegelförmigen Geometrie wird der Absorber nicht nur durch die Cavitywände sondern zusätzlich durch sich selbst abgeschirmt. So ergeben sich im Randbereich der Cavitywände sowie im Zentrum des Absorbers Werte um 0,7. Im restlichen Bereich des Absorbers ergibt sich ein minimaler Wert von 0,53
.

Das rechte Bild in Abbildung 6.1 zeigt das Cavitydesign „Halbkugel“. Im Bereich des Absorbers ergibt sich ein Wert von 0,56. Dieser Wert zeigt die Plausibilität der Einstrahlzahlberechnung auf. Eine Halbkugel deckt exakt den halben Raumwinkel ab was einen Wert von 0,5 zur Folge hat. Aufgrund der geringfügig höheren Abschirmung durch die Cavitywände ergibt sich der etwas höhere Wert von 0,56. Der Randbereich zu den Cavitywänden zeigt einen noch geringfügig höheren Wert aufgrund der unmittelbaren Abschirmung durch die Cavitywände von 0,6. Von allen drei untersuchten Designs ergibt sich trotz der verhältnismäßig kurzen Cavitywände das höchste Minimum. Mit 0,87 zeigt sich für die Cavitywände das Maximum der Einstrahlzahlberechnung.

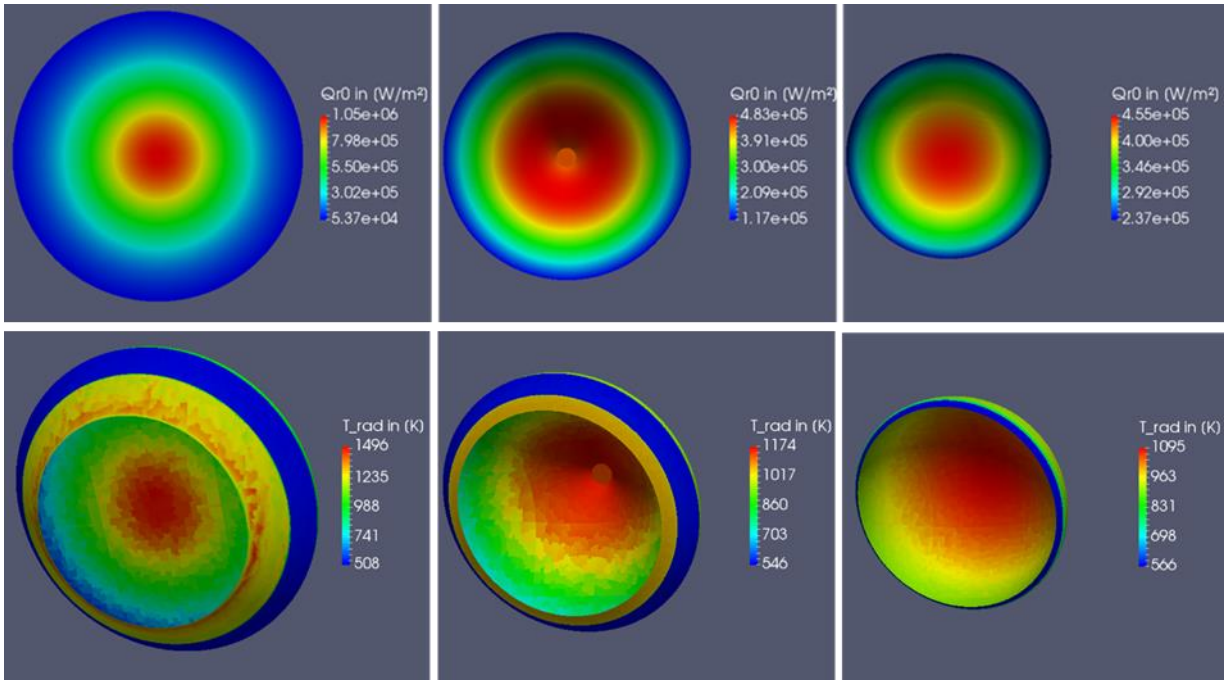


Abbildung 6.2: Strahlungsflussdichte Q_{r0} (oben) und Wandtemperatur T_{rad} (unten) der Cavitydesigns „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts)

In Abbildung 6.2 ist die Strahlungsflussdichte Q_{r0}, die sich aus der eintreffenden Leistung des Heliostatenfeldes ergibt und die WandtemperaturT_{rad}, die sich innerhalb der Cavity einstellt, für alle untersuchten Designs abgebildet. In allen drei Fällen, ist der direkte Zusammenhang zwischen Temperatur und Strahlungsflussdichte zu erkennen. Wie zu erwarten, stellt sich an den Stellen hoher Strahlungsflussdichte eine hohe Wandtemperatur ein.

So ergibt sich für das Cavitydesign „Flach“ (Abbildung 6.2 links) der größte Temperaturgradient über die Absorberfläche. Im Zentrum der Absorberfläche wird eine Temperatur von 1496 K erreicht. Im Randbereich des Absorbers lässt sich hingegen nur noch eine Temperatur

von 570 K feststellen. Aufgrund der hohen Strahlungstemperatur im Zentrum des Absorbers heizen sich die Cavitywände deutlich auf. Hier stellen sich Temperaturen bis 1360 K ein. Am Einlass heizt sich durch die absorbierte Strahlung die Stirnfläche des Einlasses auf 506 K auf.

Aufgrund der sich aus den geometrischen Eigenschaften ergebenden gleichmäßigeren Strahlungsflussdichte auf dem Absorber des Cavitydesigns „Kegel“ (Abbildung 6.2 Mitte) ist der Temperaturgradient über die Absorberfläche kleiner als im Fall „Flach“. So ergibt sich eine maximale Temperatur im Zentrum von 1174 K zu einer minimalen Temperatur auf der Absorberfläche von 690 K. Aufgrund der sich aus dem niedrigeren ergebenden Maximum der Strahlungsflussdichte ($1{,}05e^{+06}$ [W/m²] Cavitydesign „Flach“ zu $4{,}83e^{+05}$ [W/m²] Cavitydesign „Kegel“) und der daraus resultierenden niedrigeren Strahlungstemperatur innerhalb der Cavity im Gegensatz zu Cavitydesign „Flach“, ergibt sich daraus eine niedrigere Temperatur der Cavitywände von 1100 K. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass die Temperatur an der Einlassfläche gegenüber dem Cavitydesign „Flach“ höher ist. Es stellt sich hier eine Temperatur von 546 K ein.

Im rechten Teil der Abbildung 6.2 wird das Temperaturprofil des Cavitydesigns „Halbkugel “ gezeigt. Es ist zu erkennen, dass aufgrund der geometrischen Eigenschaften des Designs sich das „gleichmäßigste“ Temperatur- bzw. Strahlungsdichteprofil ergibt. Zwischen der Temperatur im Zentrum des Absorbers (1095 K) und der Temperatur im Randbereich des Absorbers (850 K) liegen 245 K. Im Vergleich hierzu beträgt dieses Delta bei dem Cavitydesign „Flach“ 926 K und dem Cavitydesign „Kegel“ 484 K. Die in Relation zu den anderen beiden Cavitydesigns kleinen Cavitywände heizen sich beim Cavitydesign „Halbkugel“ auf 870 K auf. Von den drei untersuchten Designs weist das Design „Halbkugel“ die höchste Temperatur des Einlasses mit 566 K auf

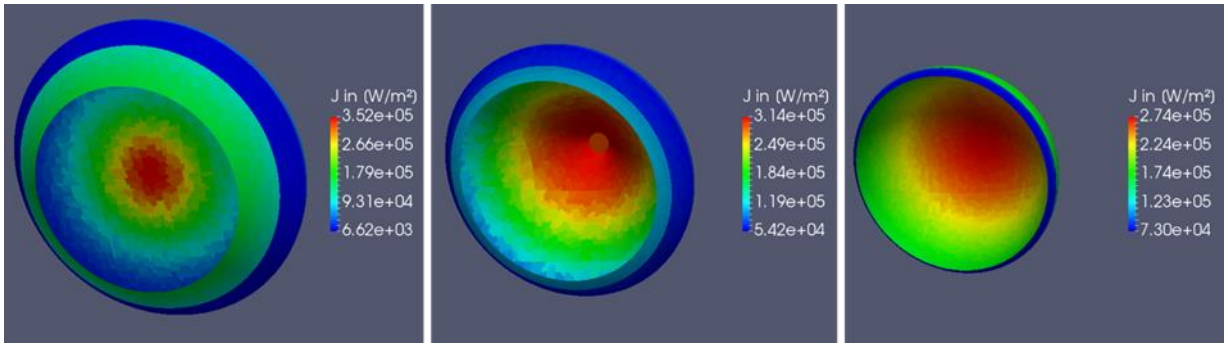


Abbildung 6.3: Flächenhelligkeit J der Cavitydesigns „Flach“(links), „Kegel “(Mitte) und „Halbkugel“ (rechts)

In Abbildung 6.3 ist das Flächenhelligkeitsprofil der einzelnen Cavitydesigns aufgezeigt. Es ist zu erkennen, dass sich die Maxima der einzelnen Designs nur geringfügig unterscheiden.

Grund hierfür ist die zugrunde liegende Gleichung. Diese berücksichtigt neben der Schwarzkörperstrahlung den reflektierten Teil der eintreffenden Strahlungsenergie, der von den anderen Flächen abgestrahlt wird. Da die Einstrahlzahlen der Absorber „Kegel " sowie „Flach" aufgrund ihrer geometrischen Eigenschaften alle höher sind (siehe Abbildung 6.1), fällt dieser Term größer aus, was die zu erkennende Annäherung der Flächenhelligkeit zur Folge hat. So ergibt sich für die Designs „Flach" und „Halbkugel" ein ähnliches Maximum. Die Flächenhelligkeit liegt mit $3{,}52e^{+05}$ W/m² nur 11 % niedriger mit $3{,}11e^{+05}$ W/m². Im Vergleich hierzu liegen die Temperaturen, die ihr Maximum an der gleichen Stelle haben, um 22 % auseinander. Die maximale Flächenhelligkeit des Designs „Halbkugel" ist mit $2{,}74e^{+05}$ W/m² am niedrigsten.

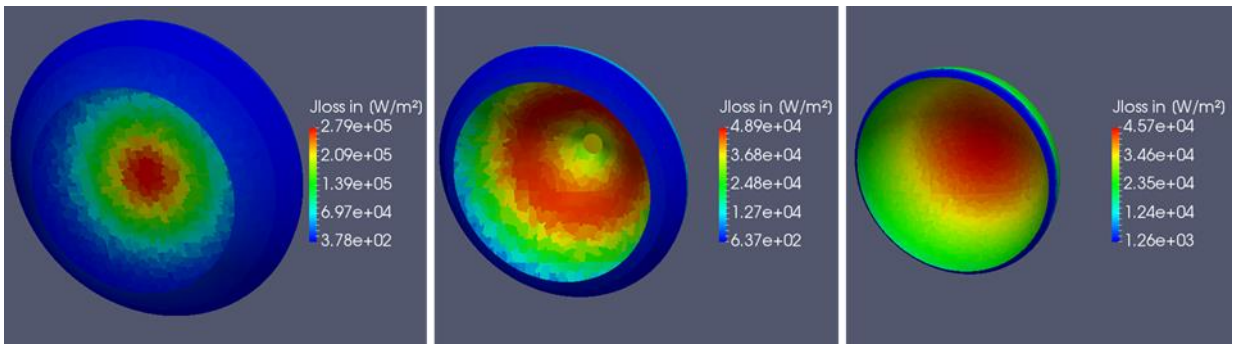


Abbildung 6.4: Lokale Stahlungsverluste der Cavitydesigns „Flach"(links), „Kegel"(Mitte) und „Halbkugel"(rechts)

In Abbildung 6.4 wird aufgezeigt, wo genau sich lokal die Strahlungsverluste ergeben. Das Cavitydesign „Flach" weist im Zentrum des Absorbers ein Maximum von $2{,}79e^{+05}$ W/m² auf, was 570 % über dem lokalen Maximum des Designs „Kegel" und 610 % über dem lokalen Maximum des Designs „Halbkugel" liegt. Es ist weiterhin zu erkennen, dass sich die gesamten Strahlungsverluste auf den Bereich der Apertur lokalisieren, was auf die niedrigen Einstrahlzahlen in diesem Bereich (0,21) zurückzuführen ist, die sich aus diesem Design ergeben.

Darüber hinaus ist zu sehen, dass die lokalen Strahlungsverluste des Designs „Kegel" im Randbereich des Absorbers mit $1{,}21e^{+04}$ W/m² um 51,4 Prozent unter den Strahlungsverlusten der Konzeptes „Halbkugel" mit $2{,}35e^{+04}$ W/m² liegen. Grund hierfür ist die durch die längeren Cavitywände des Designs „Kegel" größere Abschirmung der Absorberfläche im Randbereich. Trotz der niedrigeren Strahlungsverluste im Randbereich des Absobers ergibt sich für die absoluten Strahlungsverluste ein höherer Wert als für das Design „Halbkugel".

In Tabelle 6.1 sind die sich nach Gleichung (6.1) ergebenden, absoluten Strahlungsverluste der untersuchten Cavitydesigns aufgeführt. Mit 16,2 MW sind die Strahlungsverluste des Designs „Flach“ um 44,5 Prozent höher als die des Designs „Kegel“ und 45,6 Prozent höher als die Verluste des Designs „Halbkugel“.

	Flach	Kegel	Halbkugel
Strahlungsverluste [MW]	16,2	9	8,8

Tabelle 6.1: Absolute Strahlungsverluste der untersuchten Cavitykonzepte

Neben den Strahlungsverlusten, sind die konvektiven Verluste für die untersuchen Cavitydesigns zu ermitteln. In Abbildung 6.5 ist die Strömung, die sich vor und in der Cavity einstellt, dargestellt. Während heiße Luft aus der Cavity nach oben in die Umgebung herausströmt, zieht von unten kalte Umgebungsluft hinein. Dieses Strömungsbild ist qualitativ bei allen drei untersuchen Cavitydesigns zu erkennen.

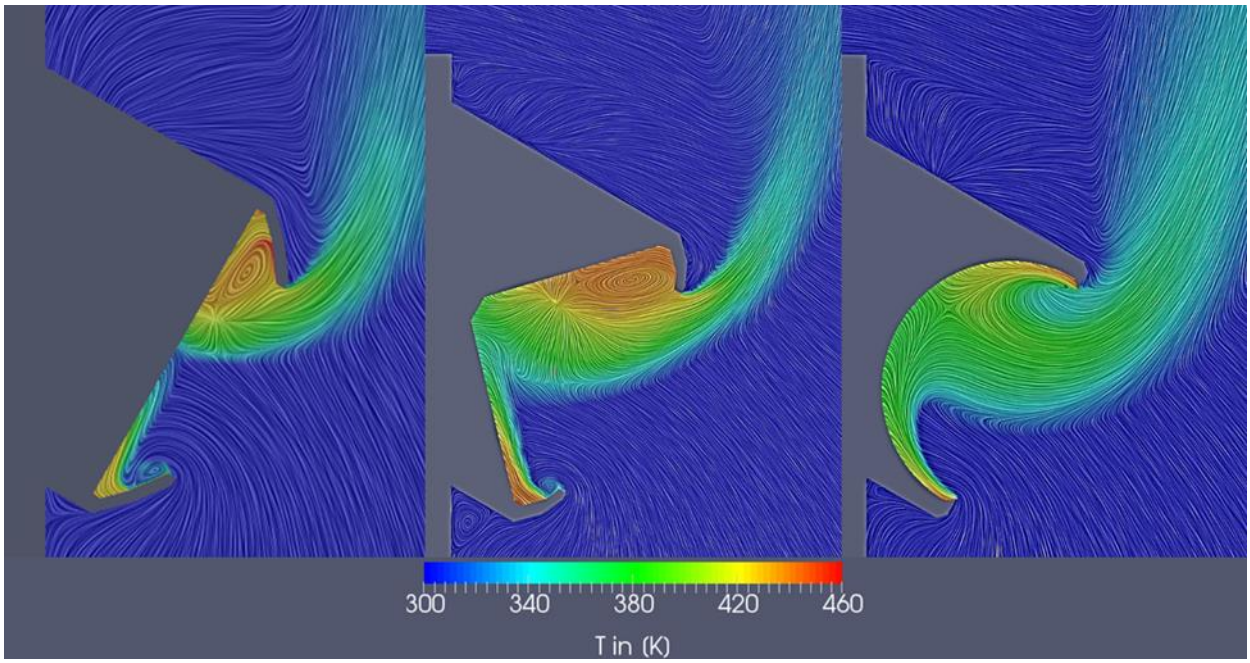


Abbildung 6.5: Temperaturverlauf der Luft innerhalb der Cavitys für die Designs „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts)

Es ist weiter zu erkennen, dass sich im oberen Bereich der Cavitydesigns „Flach“ und „Kegel“ eine Stagnationszone bildet, was auf die nach vorne stehenden Cavitywände zurückzuführen ist. Des Weiteren ist für alle drei untersuchten Designs zu erkennen, dass im

unteren Bereich der warme, zum Absorber hin eingeblasene Luftstrom, der Absorbergeometrie folgt und sich an diese anlegt. Im Zentrum des Absorbers ist für die Cavitydesigns „Flach“ und „Kegel“ zu erkennen, dass sich die Rückführluft mit der Umgebungsluft vermischt und eingesaugt wird.

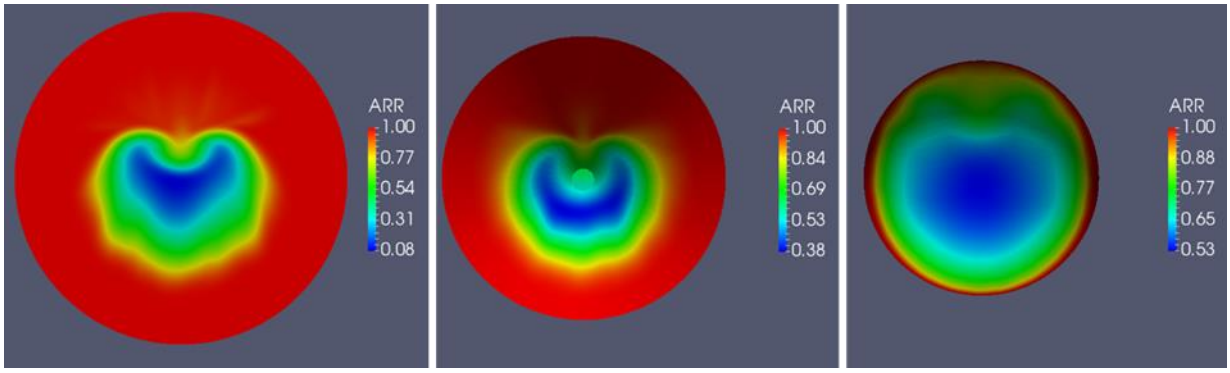


Abbildung 6.6: Rückführrate auf der Absorberfläche „Flach“ (links), „Kegel“ (Mitte) und „Halbkugel“ (rechts)

In Abbildung 6.6 ist die Rückführrate auf der Absorberfläche dargestellt. Es ist zu erkennen, dass im Randbereich zu den Cavitywänden in allen untersuchen Fällen 100 Prozent der rückgeführten Luft wieder vom Absorber eingesaugt wird. Weiterhin ist zu erkennen, dass es für die Cavitydesigns „Flach“ sowie „Halbkugel“ durch die Abschirmung der Cavitywände dem Absorber möglich ist, über eine größere Fläche 100 Prozent der zurückgeführten Luft einzusaugen als für das Cavitydesign „Halbkugel“. Hier stellt sich bereits schon nach geringem Abstand zur Cavitywand eine Durchmischung mit der Umgebungsluft ein.

	Flach	Kegel	Halbkugel
Rückführrate (ARR) [-]	0,866	0,866	0,771

Tabelle 6.2: Rückführrate Absorber

Tabelle 6.2 enthält die Werte der Rückführrate für die untersuchten Cavitydesigns. Für die Cavitydesigns „Flach“ und „Halbkugel“ ergibt sich eine Rückführrate von 0,866. Die Rückführrate des Designs „Halbkugel“ liegt mit 0,771 11 Prozent darunter.

In Tabelle 6.3 sind die Ergebnisse der Bilanzierung für die konvektiven Verluste aufgelistet. Es zeigt sich, dass mit 3,5 MW die Verluste für das Cavitydesign „Kegel“ am niedrigsten ausfallen. Die größten konvektiven Verluste weist das Cavitydesign „Halbkugel“ mit 5,5 MW

auf. Für das Cavitydesign „Flach“ ergibt sich ein Wert von 4,7 MW für die konvektiven Verluste.

	Flach	Kegel	Halbkugel
konvektive Verluste [MW]	4,7	3,5	5,6

Tabelle 6.3: Konvektive Verluste

6.1 Gegenüberstellung der Ergebnisse

Zur besseren Übersicht werden die Ergebnisse der untersuchten Cavitydesigns in einer Tabelle gegenübergestellt

	„Flach“	„Kegel“	„Halbkugel“
Rückführrate (ARR) mit Strahlungsmodell [-]	0,866	0,866	0,771
Rückführrate (ARR) ohne Strahlungsmodell [-]	0,861	0,865	0,769
konvektive Verluste [MW]	4,7	3,5	5,6
konvektiven Verluste bezogen auf „Halbkugel“	84 %	62,5 %	100 %
Strahlungsverluste [MW]	16,2	9	8,8
Strahlungsverluste bezogen auf „Flach“	100 %	55,5 %	54,3 %
Receiverwirkungsgrad [-]	0,78	0,87	0,85

Tabelle 6.4: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse

In Tabelle 6.4 ist zu erkennen, dass der Energieaustausch durch Strahlung und der durch die damit verbundenen durch Erwärmung der Cavitywände entstehenden konvektiven Strömungen keinen signifikanten Einfluss auf die Rückführrate haben. Die Simulationsergebnisse unterscheiden sich nur geringfügig von denen ohne Verwendung eines Strahlungsmodells. Für alle drei Konzepte ist ein signifikanter Anstieg der Rückführrate gegenüber dem Stand der Technik (0,7) zu erkennen. Sowohl das Konzept „Flach“ als auch das Konzept „Kegel“ liegen mit 0,866 deutlich darüber.

Ein Vergleich der in Tabelle 6.4 angegeben Konvektionsverluste zeigt den Einfluss der Cavitywände. So sind die konvektiven Verluste der Cavitykonzepte „Flach“ sowie „Kegel“ mit ihren längeren Cavitywänden um 16 Prozent für das Cavitykonzept „Flach“ und 37,5 Prozent niedriger als für das Cavitykonzept „Halbkugel“. Des Weiteren kann festgehalten werden, dass die räumliche Tiefe des Absorbers ebenfalls einen positiven Effekt in Bezug auf die Minimierung der konvektiven Verluste hat. So liegen die Verluste des Cavitykonzeptes „Kegel“ bei ähnlich langen Cavitywänden 16,6 Prozent unter dem des Cavitykonzeptes „Halbkugel.“

In Bezug auf die Ergebnisse der Strahlungsverluste aller drei untersuchten Cavitykonzepte wird bei den Strahlungsverlusten der Einfluss der räumlichen Tiefe auf die Höhe der Verluste am deutlichsten sichtbar. Mit einer maximalen räumlichen Tiefe des Cavitydesigns „Kegel“ von 7,32 Metern sowie des Cavitydesigns „Halbkugel“ ergeben sich 44,5 Prozent geringere Strahlungsverluste für das Cavitydesign „Kegel“ sowie 45,7 Prozent geringere Strahlungsverluste für das Cavitydesign „Halbkugel“ gegenüber dem Cavitydesign „Flach“, was eine maximale räumliche Tiefe von 3,39 Metern aufweist. Obwohl die Cavitywände des Cavitydesigns „Halbkugel“ kürzer sind als die des „Cavitydesigns „Kegel“ und die damit verbundene Abschirmung des Absorbers geringer ausfällt, sind die Strahlungsverluste des Designs „Halbkugel“ 200 kW niedriger als die des Designs „Kegel“.

In der letzten Zeile der Tabelle 6.4 sind die Ergebnisse für den Receiverwirkungsgrad der untersuchten Cavitykonzepte zu sehen. Das Konzept „Flach“ weist mit einem Wirkungsgrad von 0,78 den niedrigsten Wert auf. Grund hierfür sind die erheblichen Strahlungsverluste im Zentrum der Absorberfläche, welche 77,5 Prozent der Verluste ausmachen. Das Cavitykonzept „Halbkugel weist gegenüber dem Konzept „Flach“ mit 0,865 einen 9,4 Prozent höheren Receiverwirkungsgrad auf. Das Cavitykonzept „Kegel“ weist mit 0,875 den höchsten Wert aller untersuchten Konzepte auf.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Solare Kraftwerke werden Prognosen zufolge bis 2050 11% des weltweit benötigten Stromes bereitstellen. Die Energiegestehungskosten sind ein Hauptkriterium für die Wahl der zum Einsatz kommenden Kraftwerkstechnik. Offene volumetrische Receiver stellen im Bereich der Turmkraftwerke eine günstigere Alternative zu den weit verbreiteten Salzreceivern dar, da diese mit dem Medium Luft arbeiten. Seine Performance hängt jedoch stark von den konvektiven Verlusten ab, die durch den Rückführansatz für die aus dem Dampferzeuger austretende Warmluft entstehen. Ziel dieser Arbeit war es, durch einen geeigneten Rückführansatz in Kombination mit einem geeigneten Cavitykdesign ein Konzept zu entwickeln, um eine möglichst hohe Performance des Receivers zu erreichen

In einem Screening wurden auf der Grundlage von Recherchen vier unterschiedliche Cavitydesigns „Flach“, „Kegel“, „Halbkugel“ sowie „Kreissegment“ in Kombination mit 6 unterschiedlichen Rückführansätzen und drei unterschiedlichen Neigungswinkeln (0°, 30°, 60°) der Cavity unter Verwendung des OpenSource Codes OpenFOAM simuliert. Da die möglichen Kombinationen von Bauform, Neigung der Cavity und die Art der Luftrückführung eine Fülle von Möglichkeiten bieten und das Screening nur für eine erste Orientierung genutzt werden soll, wurde bei den Voruntersuchungen auf eine Gitterunabhängigkeitsstudie sowie die Implementierung eines Strahlungsmodells verzichtet.

Die Ergebnisse des Screenings zeigen, dass sich eine Erhöhung des Impulses sowie eine Rückführung senkrecht zum Absorber als der zielführendste Ansatz darstellt, die warme Luft zurückzuführen. Bezüglich der Cavitydesigns kann festgehalten werden, dass aufgrund der Ergebnisse, die das Screening liefert, das Design „Flach“ die beste Option für eine möglichst hohe Rückführrate darstellt.

Nach dem Screening wurde im nächsten Schritt für die Cavitydesigns „Flach“, „Halbkugel“ sowie „Kegel“ in Kombination mit dem Rückführansatz die warme Luft senkrecht zum Absorber und mit erhöhtem Impuls das in OpenFOAM enthaltene Strahlungsmodell „viewFactors“ implementiert, um den Receiverwirkungsgrad bestimmen zu können und weiterführend dokumentieren zu können, inwieweit der Energieaustausch durch Strahlung und die damit verbundenen durch Erwärmung der Cavitywände entstehenden konvektiven Strömungen die Rückführrate beeinflussen. An Stelle des Absorbermaterials wird eine vom DLR entwickelte Temperaturrandbedingung verwendet, die das thermische Verhalten der Absorberfläche wiedergibt, sodass die Abstrahlung der Absorberfläche berechnet werden kann. Des Weiteren wurde als vereinfachte Annahme eine modifizierte Bivariate

Normalverteilung als Vorgabe der Flussdichteverteilung für die eintreffende Leistung aus dem Heliostatenfeld implementiert.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass unter Berücksichtigung des Energieaustausches durch Strahlung keine signifikante Veränderung bezüglich des Stömungsverhaltens und der damit verbundenen Rückführrate zu erwarten ist. Es zeigt sich jedoch auch, dass das Design und im speziellen die Länge der Cavitywände („Lippen“) sowie die räumliche Tiefe des Absorbers einen erheblichen Einfluss auf die Strahlungs- und Konvektionsverluste haben. So liegen die Strahlungsverluste des Designs „Flach“, welches eine 53 Prozent geringere räumliche Tiefe aufweist, um 44,5 Prozent höher als die des Designs „Kegel und 46,7 Prozent über denen des Designs „Halbkugel“. Unter Berücksichtigung der konvektiven Verluste, der Strahlungsverluste sowie der Rückführrate kann festgehalten werden, dass sich das Cavitydesign „Kegel“ in Kombination mit einem Rückführansatz senkrecht zum Absorber ausgestattet, mit einem möglichst hohen Impuls, als das in dieser Arbeit untersuchte beste Rückführkonzept darstellt.

Da es in dieser Arbeit nicht möglich war, eine reale Strahlungsflussdichtenverteilung vorzugeben, die sich aus der eintreffenden Leistung des Heliostatenfeldes ergibt, könnte dies Untersuchungsgegenstand nachfolgender Arbeiten sein. Des Weiteren besteht Optimierungsbedarf in Bezug auf die Massenstromrandbedingung am Absorber. Dieser wurde in der vorliegenden Arbeit als konstant angenommen. In der Realität saugt der Absorber in Bereichen mit hoher Strahlungsflussdichte mehr ein als an Stellen mit geringerer Strahlungsflussdichte. Diesbezüglich müsste die Massenstromrandbedingung modifiziert werden.

8 Literaturverzeichnis

[1] International Energy Agency: World Energy Outlook 2013

[2] https://de.wikipedia.org/wiki/Solarkonstante, (Datum des Zugriffs: 20.04.2016)

[3] http://www.geocaching.com/seek/cache_details.aspx?guid=49eafe7f-818d-4c54-b0f1-2e30a0d00070 (Datum des Zugriffs: 17.01.2016)

[4] Nils Ahlbrink, Modellgestützte Bewertung und Optimierung der offenen Luftreceiver-technologie, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Doktorarbeit 2013

[5] Lifeng Li, Joe Coventry, Roman Bader, John Pye, and Wojciech Lipiński, Optics of solar central receiver systems: a review, Optics Express Vol. 24, Issue 14, pp. A985-A1007 (2016)

[6] Daniel Maldonado Quinto, Konvektive Verluste an offenen volumetrischen Solar-strahlungsempfängern, Doktorarbeit, RWTH Achen, 2016

[7] Fabian Frie, Bestimmung der thermischen Verluste von offenen volumetrischen Luftreceivern unter Berücksichtigung von Wärmestrahlung und Konvektion mit Hilfe numerischer Simulation, Masterarbeit, RWTH Achen, 2014

[8] Modellierung und Berechnung turbulenter Strömung und Anwendung in der Technik, G. Naue, W. W. Schmidt, R. Scholz, P. Wolf, TU Leuna-Merseburg Technische Mechanik 1 Heft 1, Manuskripteingang: 4. 4. 1980

[9] H.D. Baehr, K. Stephan Wärme- und Stoffübertragung, 6. Auflage 2008 Springer-Verlag Berlin Heidelberg

[10] Heinz Herwig, Wärmeübertragung A-Z, 1 Auflage 2000 Springer-Verlag Berlin Heidelberg

[11] Hannes Stadler, Daniel Maldonado, Arne Tiddens, Bernhard Hoffschmidt, Efficiency Improvement of Open Volumetric Receivers by Increase of the Air Return Ratio, Institute of Solar Research

[12] Alberto Sanchez-Gonzalez, Domingo Santana, Solar flux distribution on central receivers: A projection method from analytic function, Science Direct Renewable Energy 74 (2015)

[13] Bernhard Hoffschmidt. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt; Forschungbericht 97-35; Vergleichende Bewertung verschiedener Konzepte volumetrischer Strahlungs-empfänger. PhD thesis, RWTH Aachen, 1997.

[14] OpenFOAM - The Open Source Computational Fluid Dynamics (CFD) Toolbox, http://www.openfoam.com/, (Datum des Zugriffs: 13.11.2016)

[15] Menter, F. R.: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. In: AIAA Journal 32 (1994), Nr. 8, S. 1598-1605

[16] Joel H. Ferziger; Milovan Perić: Numerische Strömungsmechanik, Springer- Verlag Berlin Heidelberg

[17] Stefan Lecheler: Numerische Strömungsberechnung, Vieweg + Teubner, 1.Auflag 2009

[18] Menter, F. R.: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. In: AIAA Journal 32 (1994), Nr. 8, S. 1598-1605

[19] Entwicklung und numerische Untersuchung von Maßnahmen zur Reduktion konvektiver Verluste von Cavity-Receivern solarthermischer Turmkraftwerke, Johannes Grobbel, Materarbeit RWTH Aachen, 2014

[20] Peter Schwarzbözl, Daniel Maldonado Quinto, Nils Ahlbrink, Studie zur Abschätzung des Potentials offener Luftreceiver mit konkav gekrümmter Apertur (KAVREC), DLR-Solarforschung, 2011

[21] Tobias Holzmanm, Mathematics, Numerics, Derivations and OpenFOAM, 2016

[22] R. D. Jilte, S. B. Kedare, und J. K. Nayak. Natural convection and radiation heat loss from open cavities of different shapes and sizes used with dish concentrators, Mechanical Engineering Research, 3:25–43, 2013.

9 Anhang

9.1 Randbedingungen Simulation mit Strahlungsmodell

Tabelle 9.1: Randbedingungen Strahlungsmodell Teil 1

		α_t	k	μ_t	ω	p	p_{rgh}	T
Inlet	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	fixedValue
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform $1e^7$	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 423
Receiver	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	zeroGradient
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	
Bottom	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300
Top	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet
	value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300
Sides	*type*	calculated	fixedValue	calculated	InletOutlet	calculated	fixedFluxPressure	InletOutlet
	Value	uniform 0.04	uniform $1e^5$	uniform 0.02	uniform 0.13	uniform $1e^5$	uniform $1e^5$	uniform 300
Inlet_dead	*type*	compressible::alphatWallFunction	compressible::kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible::omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	zeroGradien
	value					uniform $1e^5$		
Wall	*type*	compressible::alphatWallFunction	compressible::kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible::omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	fixedValue
	value					uniform $1e^5$		uniform 300
Wall_Adiabat	*type*	compressible::alphatWallFunction	compressible::kqRWallFunction	mutkWallFunction	compressible::omegaWallFunction	calculated	sfBuoyantTotalPressure	zeroGradien
	value					uniform $1e^5$		

Tabelle 9.2: Randbedingungen Strahlungsmodell Teil 2

		Q_r	T_rad	J	G	u
Inlet	*type*	greyDiffusiveRadiationViewFactor	sfAbsorberTemperature	calculated	calculated	fixedValue
	value	uniform 0	uniform 423	uniform 0	uniform 0	nonuniform List <vector>
Receiver	*type*	greyDiffusiveRadiationViewFactor	sfAbsorberTemperature	calculated	calculated	flowRate InletVelocity
	value	uniform 0	uniform 500	uniform 0	uniform 0	massflowRate constant -195.866
Bottom	*type*	calculated	sfTequalTrad	calculated	calculated	pressure InletOutletVelocity
	value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (000)
Top	*type*	calculated	sfTequalTrad	calculated	calculated	pressure InletOutletVelocity
	value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (0 0 0)
Sides	*type*	calculated	sfTequalTrad	calculated	calculated	pressure InletOutletVelocity
	Value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (0 0 0)
Inlet_ dead	*type*	greyDiffusiveRadiationViewFactor	sfTequalTrad	calculated	calculated	fixedValue
	value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (0 0 0)
Wall	*type*	greyDiffusiveRadiationViewFactor	sfTequalTrad	calculated	calculated	fixedValue
	value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (0 0 0)
Wall_ Adiabat	*type*	greyDiffusiveRadiationViewFactor	sfTequalTrad	calculated	calculated	fixedValue
	value	uniform 0	uniform 300	uniform 0	uniform 0	uniform (0 0 0)

Erklärung

Ich versichere, dass ich diese Masterarbeit selbstständig angefertigt, nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, alle benutzten Quellen und Hilfsmittel angegeben sowie wörtliche und sinngemäße Zitate gekennzeichnet habe.

Kempten, den ……..... ……

Unterschrift

Ermächtigung

Hiermit ermächtige ich die Hochschule Kempten zur Veröffentlichung der Kurzzusammenfassung (Abstract) meiner Arbeit, z. B. auf gedruckten Medien oder auf einer Internetseite.

Kempten, den ……..... ……

Unterschrift