



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Life Sciences

Konzepterstellung für eine Knüppelwiedererwärmung zur Nutzung der Abwärme über dem
Wendekühlbett inklusive thermodynamischer Betrachtung

Bachelorarbeit

im Studiengang Verfahrenstechnik/Process Engineering

vorgelegt von

Levente Peter Jakus
2048458

Hamburg

am 08. Dezember 2014

Gutachter: Prof. Dr.
Gutachter: Dr.

Martin Geweke
Marc Hölling

(HAW Hamburg)
(Firma ArcelorMittal Hamburg GmbH)

Die Abschlussarbeit wurde betreut und erstellt in Zusammenarbeit mit
der Firma ArcelorMittal Hamburg GmbH

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit mit dem Thema „Konzepterstellung für eine Knüppelwiedererwärmung zur Nutzung der Abwärme über dem Wendekühlbett inklusive thermodynamischer Betrachtung“ ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quelle kenntlich gemacht.

Hamburg, 08.12.2014

Levente Peter Jakus

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	I
Inhaltsverzeichnis	II
Abbildungsverzeichnis.....	IV
Tabellenverzeichnis	V
Symbolverzeichnis.....	VI
1 Einleitung und Aufgabenstellung.....	1
2 Theoretische Grundlagen	2
2.1 Festigkeitslehre	2
2.1.1 Statische Bestimmtheit	2
2.1.2 Tragfähigkeit.....	2
2.1.3 Gebrauchstauglichkeit	4
2.2 Thermodynamik	4
2.2.1 Wärmeleitung.....	5
2.2.2 Wärmestrahlung.....	5
2.2.3 Konvektion.....	6
3 Ist-Zustand	9
3.1 Räumlicher Rahmen.....	9
3.2 Aktueller Temperaturbereich der Knüppel auf dem Wendekühlbett.....	10
4 Konzeptauswahl und –vorstellung.....	12
4.1 In Voruntersuchungen ausgeschlossen: Gleichstrom und Kreuzstrom.....	12
4.2 Gegenstrom	14
4.2.1 Logistik	14
4.2.2 Konstruktion	15
4.2.3 Hydraulik	16
4.2.4 Thermodynamische Modellbildung.....	17
5 Ergebnisse und Diskussion	24
5.1 Verläufe der simulierten Temperaturkurven	24
5.2 Ergebnisvergleich der simulierten Varianten.....	29
5.3 Untersuchung des Einflusses der verwendeten Annahmen.....	31
5.4 Wirtschaftliche Betrachtung des Konzeptes	33

Inhaltsverzeichnis

6 Zusammenfassung und Ausblick	36
Literaturverzeichnis	VII
Anhang.....	IX
Anhang A: Statische Auslegung	IX
Anhang B: Auslegung der Differentialzylinder	XVIII
Anhang C: Stoffwerte und Approximationsfunktionen für die Berechnung im Simulationsmodell.....	XX
Anhang D: Thermodynamische Berechnung (Beispiel)	XXVII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ersatzkräfte aus gleichmäßiger Streckenlast bei einem Einfeld- und Zweifeldbalken.....	3
Abbildung 2: Räumliche Aufstellungsmöglichkeiten für eine Konstruktion und die notwendige Logistik	9
Abbildung 3: Temperaturverlauf der Knüppel auf dem Wendekühlbett inklusive Approximationskurve.....	10
Abbildung 4: Schematische Temperaturverläufe von Gleich- und Gegenstrom.....	12
Abbildung 5: Temperaturverteilung bei Kreuzstrom nach erster Rechnung.....	13
Abbildung 6: Logistikkonzept für den Gegenstrombetrieb	14
Abbildung 7: Konstruktionsentwurf des Gegenstrombetts.....	15
Abbildung 8: Wendepinzipp mit Rechenfächern	16
Abbildung 9: Schema der Grundmatrizen zur thermodynamischen Modellierung.....	17
Abbildung 10: Schema der Erweiterung der oberen Grundmatrix zur Betrachtung des Knüppelquerschnittes	18
Abbildung 11: Simulierte Temperaturverteilung der Knüppel auf dem Wendekühlbett	24
Abbildung 12: Simulierte Temperaturverteilung der Knüppel auf dem Gegenstrombett ...	26
Abbildung 13: Simulierte Temperaturverteilung im Knüppelquerschnitt (Wenden).....	27
Abbildung 14: Simulierte Temperaturverteilung im Knüppelquerschnitt (kein Wenden, kein Spalt)	28
Abbildung 15: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung eines Knüppels auf dem Gegenstrombett	IX
Abbildung 16: Approximationskurven für das Temperaturverhalten des $R_{p0,2}$ -Wertes von P235GH bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und 100 bis 150 mm	XI
Abbildung 17: Approximationskurve für das Temperaturverhalten des Spannungskennwertes von S235J bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und prognostizierte Kurve für Erzeugnisdicken 100 bis 150 mm	XII
Abbildung 18: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung des Kragträgers ...	XIII
Abbildung 19: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung der Hub- und Stüttschienen	XV
Abbildung 20: Zerlegung der Außenstütze in statisch bestimmte Elemente.....	XVII
Abbildung 21: Approximationsgerade des Emissionsgrades von oxidiertem Stahl.....	XX
Abbildung 22: Approximationskurve der Dichte von Luft	XXI
Abbildung 23: Approximationskurve des Volumenausdehnungskoeffizienten von Luft	XXII
Abbildung 24: Approximationskurve der spezifischen Wärmekapazität von Luft	XXIII
Abbildung 25: Approximationskurve der dynamischen Viskosität von Luft.....	XXIV
Abbildung 26: Approximationskurve der Wärmeleitfähigkeit von Luft	XXV
Abbildung 27: Approximationskurve der spezifischen Wärmekapazität von Eisen	XXVI

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen den betrachteten Varianten	29
Tabelle 2: Einflussuntersuchungen verschiedener Parameterannahmen	32
Tabelle 3: Voraussichtliche Investitionskosten für die Konzeptumsetzung	33
Tabelle 4: Gegenüberstellung von Kosten und Nutzen der Ausführungsvarianten.....	34
Tabelle 5: $R_{p0,2}$ -Werte von P235GH bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und 100 bis 150 mm von verschiedenen Temperaturen	X
Tabelle 6: Spannungs-Kennwerte von S235J bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm von verschiedenen Temperaturen	XI
Tabelle 7: Emissionsgrade verschiedener Temperaturen von oxidiertem Stahl.....	XX
Tabelle 8: Luftdichte verschiedener Temperaturen bei 1 bar	XXI
Tabelle 9: Volumenausdehnungskoeffizient verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar.....	XXII
Tabelle 10: Spezifische Wärmekapazität verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar	XXIII
Tabelle 11: Dynamische Viskosität verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar ..	XXIV
Tabelle 12: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar.....	XXV
Tabelle 13: Spezifische Enthalpien verschiedener Temperaturen von Eisen	XXVI
Tabelle 14: Errechnete spezifische Wärmekapazitäten verschiedener Temperaturen von Eisen.....	XXVI

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α_l	thermischer Längenausdehnungskoeffizient	K^{-1}
A	Fläche	m^2
a	Parameter für die Einstrahlzahl	-
b	Parameter für die Einstrahlzahl	-
β	thermischer Volumenausdehnungskoeffizient	K^{-1}
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
c_{pF}	spezifische Wärmekapazität des Fluides bei konstantem Druck	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
E	Elastizitätsmodul	N m^{-2}
ε	Emissionsgrad	-
F	Kraft	N
η_F	dynamische Viskosität des Fluides	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
Gr	Grashof-Zahl	-
h	Kantenlänge, Profilhöhe	m
k	Anzahl der betrachteten Körper	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
λ_F	Wärmeleitfähigkeit des Fluides	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$l_{(1/2/...)}$	Länge, Distanz, Abstand	m
l_c	charakteristische Länge	m
m	Masse	kg
m'	Massenstrom	kg s^{-1}
M_b	Biegemoment	Nm
$M_b(z)$	örtliches Biegemoment	Nm
$M_{b,max}$	maximales Biegemoment	Nm
n	statisches Bestimmtheitsmaß	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
φ	Einstrahlzahl	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
$q_{(1/2/...)}$	Flächenlast	N m^{-2}
Q'	Wärmestrom	W
r	Anzahl der betrachteten Auflagerreaktionen	-
ρ_F	Fluiddichte	kg m^{-3}
Ra	Rayleigh-Zahl	-
S	Sicherheitsfaktor	-
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
σ_{zul}	zulässige Spannung	N m^{-2}
$\sigma_{b,max}$	maximale Biegespannung	N m^{-2}
σ_w	Wärmespannung	N m^{-2}
$T_{(1/2/...)}$	Temperatur	K
ΔT	Temperaturdifferenz	K
W	Widerstandsmoment	m^3
$y(z)$	örtliche Durchbiegung	m
y_{zul}	zulässige Durchbiegung	m

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Die ArcelorMittal Hamburg GmbH wurde 1969 als Hamburger Stahlwerke GmbH gegründet und 1995 von Lakshmi N. Mittal übernommen. Seit 2007 gehört sie unter dem heutigen Namen zum ArcelorMittal-Konzern, dem weltweit größten Stahlproduzenten mit Hauptsitz in Luxemburg-Stadt. Das Hamburger Werk ist eines von 61 Werken in 27 Ländern mit über 260.000 Mitarbeitern. Es besitzt die einzige Direktreduktionsanlage Westeuropas, in der bis zu 600.000 Tonnen Eisenschwamm pro Jahr erzeugt werden, und ist ein führendes Unternehmen in der Qualitätswalzdrahtproduktion mit Mini-Mill-Konzept. Im Jahr 2013 wurden dort rund 721.000 Tonnen Walzdraht und 991.000 Tonnen Knüppel produziert. [1, 2, 3]

Zur Produktion von Walzdraht werden so genannte Knüppel eingesetzt. Das sind 11,3 bis 16,0 Meter lange Stahlquader mit einer Grundfläche von 125 x 125 bzw. 130 x 130 Millimetern. Diese kommen vom Knüppelplatz in den Walzwerksofen und werden dort von Umgebungstemperatur auf ca. 1150 °C erhitzt, um anschließend gewalzt zu werden. Die auf dem Knüppelplatz zwischengelagerten Knüppel wurden aus Stahlschrott, Eisenschwamm und zusätzlichen Legierungselementen in der Stranggussanlage gegossen und auf dem Wendekühlbett abgekühlt. Die Temperatur der Knüppel sinkt dort von ca. 900 °C bis etwa 300 °C unter stetigem Wenden, damit die Knüppel nicht durch einseitige Abkühlung eine thermisch ungleiche Kontraktion erfahren, wodurch sich diese krümmen würden. Die Zwischenlagerung der Knüppel auf dem Knüppelplatz ist dabei notwendig, da die Koordinierung von Stahl- und Walzwerksproduktion für einen Direkteinsatz unter anderem wegen unterschiedlicher Produktionskapazitäten und Zeitplänen nicht möglich ist.

Um die abgegebene Wärme, die bei der Abkühlung auf dem Wendekühlbett entsteht, zumindest zum Teil nutzen zu können, beschäftigt sich diese Arbeit mit einer Konzepterstellung zur Rückführung der Abwärme in den laufenden Prozess. Dazu sollen die abgekühlten Knüppel, die gewalzt werden sollen, als Medium benutzt werden, indem die Grundtemperatur der Knüppel vor dem Aufheizen im Walzwerksofen durch die genannte Abwärme angehoben wird. Dafür ist eine Konstruktion über dem Wendekühlbett notwendig, auf der sich die kalten Knüppel aufwärmen und fortbewegen. Zusätzlich werden weitere logistische Lösungen für eine Beförderung der Knüppel vom Knüppelplatz zum Bereich des Wendekühlbetts sowie ein anschließender Transport zum Walzwerksofen benötigt. Der voraussichtliche Nutzen des Konzeptes wird zunächst differenziert zwischen mehreren möglichen Varianten durch eine thermodynamische Betrachtung ermittelt. So wird aus dem geplanten Konzept ein Temperaturmodell entwickelt, um das Temperaturverhalten der Knüppel zu simulieren und daraus den Konzeptnutzen abzuschätzen. Dem schließt sich im Weiteren eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung an, in welcher der mögliche Nutzen und die entstehenden Kosten abgewogen werden und nach Unternehmensstandard eine mögliche Durchführbarkeit des Konzeptes und dessen Ausführungsvarianten bewertet werden.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Festigkeitslehre

2.1.1 Statische Bestimmtheit

Zur statischen Auslegung einer Konstruktion, wie sie im Besonderen für die Lösung dieser Aufgabenstellung erforderlich ist, bedarf es vorab einer Prüfung der statischen Bestimmtheit und somit statischen Lösbarkeit. So müssen bei einer zweidimensionalen Betrachtung für jeden Körper k einer Konstruktion drei Auflagerreaktionen r aufgenommen werden können, da Kräfte in X- und Y-Richtung sowie ein Drehmoment möglich sind. Wenn wie im Folgenden eine Konstruktion ohne Gelenke betrachtet wird, ergibt sich die Gleichung 1:

$$n = r - 3 * k \quad (1)$$

Das Ergebnis der Gleichung n ist das statische Bestimmtheitsmaß der betrachteten Konstruktion welche bei einem negativen Ergebnis als statisch unterbestimmt gilt, und bei der somit von einer kinematischen Verschiebbarkeit ausgegangen werden kann. Erhält n den Wert Null, so sollte sich ein direkt lösbares Gleichungssystem für die Gleichgewichtszustände der Kräfte- und Momentreaktionen ergeben. Ist es positiv, so ist die Konstruktion n -fach überbestimmt und der betrachtete Fall muss nach dem Superpositionsprinzip in mehrere statisch bestimmte Fälle aufgeteilt werden.

In der statischen Betrachtung kann eine Konstruktion zudem unter Umständen in die Einzelträgerelemente, aus der sie sich zusammensetzt, zerlegt werden. [Vgl. 4, S. 140 ff]

Der Inhalt der Gleichungen 1 bis 6 für die Grundlagen der Festigkeitslehre sind einschlägigen Lehrbüchern entnommen worden [z.B. 5 oder 6].

2.1.2 Tragfähigkeit

Nach der Prüfung der statischen Bestimmtheit ist nach Eurocode 3 die Tragfähigkeit der Konstruktion zu beweisen. Da die Belastbarkeit von Werkstoffen in Spannungen angegeben wird, muss diese mit der Spannung, die durch die Belastung auftritt, verglichen werden. Die hierbei in der Regel maßgebende Spannung ist die maximale Biegespannung $\sigma_{b,max}$ in den Stahlträgern, aus denen sich die Konstruktion zusammensetzt. Wie in Gleichung 2 erkennbar, muss das Produkt aus maximaler Biegespannung und einem Sicherheitsfaktor S kleiner gleich der zulässigen Spannung des Werkstoffes σ_{zul} sein:

$$\sigma_{zul} \geq \sigma_{b,max} * S \quad (2)$$

Der Sicherheitsfaktor beträgt bei einer konstanten Last 1,35 und bei veränderlicher Last 1,5. [7, Kap. 8, 7]

Die maximale Biegespannung errechnet sich aus dem Quotienten aus dem maximalen Biegemoment $M_{b,max}$ und dem Widerstandsmoment W , das in der gleichen Belastungsachse der Biegung entgegenwirkt:

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W} \quad (3)$$

Das Widerstandsmoment ist nur dem Namen nach ein Moment und eigentlich eine rein geometrische Größe, die sich aus dem Querschnitt des sich biegenden Bauteiles errechnen lässt. Bei genormten IPB-Trägern – wie sie bei der Konstruktion verwendet werden – ist das Widerstandsmoment in entsprechenden Tabellenwerken nachlesbar [z. B. in 8 oder 9, Kap. C, S. 55]. Soll ein quadratisches Profil – wie das eines Knüppels – betrachtet werden, so errechnet sich dieses bei einer Kantenlänge h aus Gleichung 4:

$$W = \frac{h^3}{6} \quad (4)$$

Das Biegemoment lässt sich hingegen wie ein normales Drehmoment berechnen, nämlich indem wie in Gleichung 5 das Produkt aus der wirkenden Kraft F und der Wirklänge l gebildet wird. Jedoch muss beachtet werden, dass die aus einer Kraft resultierende Wirkung lagerungsabhängig ist.

$$M_b = F * l \quad (5)$$

Die Kraft für das Biegemoment kann hierbei eine reale Kraft oder bei einer gleichmäßigen Streckenlast q eine Ersatzkraft sein. Die Ersatzkraft bildet sich dann nach Gleichung 6 aus dem Produkt der Streckenlast und Wirklänge.

$$F = q * l \quad (6)$$

Bei einer gleichmäßigen Streckenlast innerhalb eines Feldes, d. h. ohne ein unterbrechendes Auflager, setzt diese Kraft in der Mitte der Wirkstrecke an. Wirkt sie in zwei Feldern, so teilt sich die Ersatzkraft in zwei Kräfte, geteilt vom Auflager, auf und setzt in der jeweiligen Mitte der Strecken an, wie in Abbildung 1 zu sehen ist.

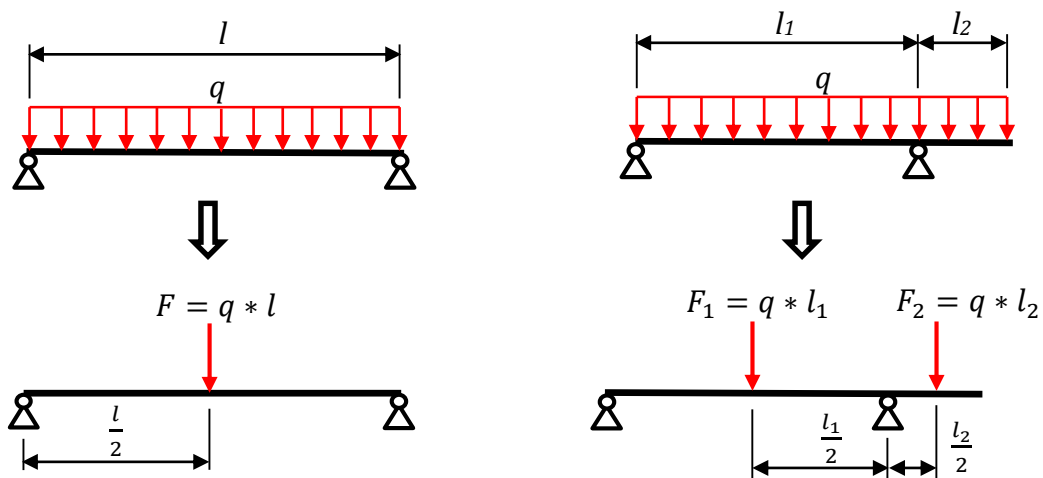


Abbildung 1: Ersatzkräfte aus gleichmäßiger Streckenlast bei einem Einfeld- und Zweifeldbalken

Zusätzlich zur Bauteilspannung durch den Einfluss von äußeren Kräften und Momenten kann eine Wärmespannung σ_w in einem Bauteil generiert werden, wenn sich dort die Temperaturen ändern. Dabei kommen die Spannungen durch die temperaturabhängige Ausdehnung des Bauteils, bedingt durch den Werkstoff, zustande. Wird es z. B. bei Erwärmung mehrseitig eingespannt und somit an der Ausdehnung gehindert, zeigt sich dies in einer resultierenden erzwungenen Wärmespannung. Eine nicht erzwungene Wärmespannung bildet sich, wenn das Bauteil nur durch sich selbst an der Ausdehnung gehindert wird. Dies kann der Fall sein, wenn es entweder ein Werkstoffverbund aus Materialien mit verschiedenen thermischen Längenausdehnungskoeffizienten α_l ist oder im Bauteil unterschiedliche Temperaturen herrschen. Bei einem einaxialen Temperaturgefälle lässt sich die Spannung über Gleichung 7 mit Hilfe des Elastizitätsmoduls E des Werkstoffes, dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten und der vorhandenen Temperaturdifferenz ΔT ermitteln [10, S. 234 ff].

$$\sigma_w = \frac{1}{2} * E * \alpha_l * \Delta T \quad (7)$$

2.1.3 Gebrauchstauglichkeit

Als weiteres Kriterium gilt neben der Tragfähigkeit die Gebrauchstauglichkeit, welche sich über eine zulässige maximale Durchbiegung y_{zul} definiert. Diese errechnet sich aus der Trägerlänge l und einem vereinbarten Divisor. Als Wert wird hier der (im Allgemeinen häufig verwendete) Richtwert für allgemeine Decken gewählt [7, Kap. 8, S. 11]:

$$y_{zul} = \frac{l}{300} \quad (8)$$

Die vorhandene Durchbiegung y muss natürlich kleiner gleich der zulässigen sein. Diese wird aus dem doppeltintegrierten Biegemoment über die Teilträgerlänge z , dem Elastizitätsmodul des Werkstoffes, dem Widerstandsmoment und der Profilhöhe h eines symmetrischen Profils errechnet [4, S. 119 ff]:

$$y(z) = - \frac{\iint M_b(z) * (dz)^2}{E * W * \frac{h}{2}} \quad (9)$$

Wo die maximale Durchbiegung zu finden ist, hängt auch hier wieder vom Belastungs- und Lagerfall ab.

2.2 Thermodynamik

Um den thermodynamischen Nutzen aus der Konstruktion zur Knüppelaufwärmung zu ermitteln, muss der Wärmeaustausch zwischen den kalten und warmen Knüppeln bestimmt werden. Zu beachten gilt, dass es drei verschiedene Arten der Wärmeübertragung gibt: Wärmeleitung, Wärmestrahlung und Konvektion. Allgemein ist jedoch ein Wärmestrom Q'

durch eine zeitliche Änderung der Enthalpie beschreibbar. Diese wird bei einer rein wärmetechnischen Betrachtung aus dem Produkt aus dem vorhandenen Massenstrom m' , der spezifischen Wärmekapazität c des Stoffes und der Temperaturdifferenz in Gleichung 10 bestimmt. Die Wärmekapazität stellt dabei die Steigung der Funktionskurve der Enthalpie des Stoffes in Abhängigkeit von der Temperatur dar.

$$Q' = m' * c * \Delta T \quad (10)$$

Diese und die nachfolgenden Gleichungen 11, 12 sowie 14 bis 18 für die Grundlagen der Wärmelehre sind den einschlägigen Lehrbüchern entnommen worden [z.B. 11].

2.2.1 Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung wird Wärmeenergie innerhalb eines Stoffes übertragen, ohne dass dabei ein paralleler Massenstrom vorliegt. Die Wärme verlagert sich innerhalb von einem unbewegten Körper, um einen Ausgleich zwischen vorhandenen Temperaturdifferenzen zu erzeugen. Der entstehende Wärmestrom errechnet sich mittels folgender Gleichung:

$$Q' = \lambda * \frac{A}{\Delta h} * \Delta T \quad (11)$$

Die für diesen Vorgang charakteristische Wärmeleitfähigkeit λ ist dabei eine stoffspezifische sowie temperatur- und druckabhängige Größe und gibt die qualitative Fähigkeit eines Stoffes, Wärme zu leiten, an. Über die Querschnittsfläche A wird die Wärme durch die Dicke des Körpers Δh geleitet. Die Temperaturdifferenz ΔT steht hier (wie bei der Wärmespannung) für die Temperaturen einer örtlichen Differenz, also die Temperaturen, welche vor und nach Δh in den Querschnittsflächen herrschen.

2.2.2 Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung ist eine elektromagnetische Strahlung, die von jeder Masse mit einer Temperatur über dem absoluten Nullpunkt emittiert wird. Wie stark dies geschieht und wie stark eingehende Wärmestrahlung absorbiert werden kann, bestimmt nach dem Kirchhoffschen Strahlungsgesetz jeweils der (ggf. temperaturabhängige) Emissionsgrad ε : Ein absolut schwarzer Körper würde mit $\varepsilon = 1$ alles perfekt emittieren bzw. absorbieren und ein perfekter Spiegel mit $\varepsilon = 0$ alles reflektieren bzw. nichts abstrahlen. So ergibt sich der resultierende Emissionswärmestrom aus folgender Beziehung:

$$Q' = \varepsilon * \sigma * A * T^4 \quad (12)$$

Die Stefan-Boltzmann-Konstante σ ist eine Naturkonstante und hat den Wert $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4}$. Die Fläche A ist die betrachtete Fläche, welche die Strahlung emittiert oder absorbiert. Die Temperatur T ist die der Strahlungsquelle.

Wenn ein Wärmestrahlungsvorgang von einem Körper auf einen zweiten betrachtet wird, so muss darauf geachtet werden, dass zwei Emissionsgerade mit einbezogen werden: der des

emittierenden Körpers und der des absorbierenden Körpers. Zudem muss dann als zusätzlicher Parameter die Einstrahlzahl φ mit einbezogen werden, die angibt, wieviel von der ausgesandten Wärmestrahlung beim zweiten Körper ankommt. Der Grund für die Einstrahlzahl liegt darin, dass die Wärmestrahlung nicht gerichtet sondern diffus ausgestrahlt wird und somit nicht die gesamte emittierte Strahlung selbst bei Parallelität und Flächengleichheit der Austauschflächen den zweiten Körper trifft. Für den angenommenen Fall, dass zwei parallele flächengleiche Rechtecke mit den Kantenlängen l_1 und l_2 und einem Abstand d zueinander vorliegen, errechnet sich die Einstrahlzahl aus Gleichung 13:

$$\varphi = \frac{1}{\pi} * \left(\frac{1}{b * a} * \ln \frac{(1 + b^2) * (1 + a^2)}{1 + b^2 + a^2} - \frac{2}{b} * \arctan(a) - \frac{2}{a} * \arctan(b) + \frac{2}{a} * \sqrt{1 + a^2} * \arctan \frac{b}{\sqrt{1 + a^2}} + \frac{2}{b} * \sqrt{1 + b^2} * \arctan \frac{a}{\sqrt{1 + b^2}} \right) \quad (13)$$

Dabei werden für eine etwas bessere Übersichtlichkeit die Parameter $a = \frac{l_1}{d}$ und $b = \frac{l_2}{d}$ eingeführt [12, Kap. Kb, S. 5]. So lässt sich ein ankommender Wärmestrom von einem zum anderen parallelen flächengleichen Körper unter Einbeziehen von Gleichung 14 aus folgender Beziehung bestimmen:

$$Q'_{12} = \varphi * \varepsilon_1 * \varepsilon_2 * \sigma * A * T^4 \quad (14)$$

2.2.3 Konvektion

Bei der Konvektion findet ein Wärme- und resultierender Stofftransport eines Fluides, welches an einen festen Körper grenzt, statt. Das Fluid tauscht an der Kontaktfläche zum Körper Wärmeenergie mit diesem aus, wodurch die lokale Temperatur des Mediums geändert wird. Bei der natürlichen Konvektion findet der Stoff- und somit der Wärmetransport innerhalb des Fluides nur durch die resultierenden Dichtedifferenzen statt. Erfolgt die Bewegung des Fluides durch eine angelegte Strömung z. B. mittels Ventilatoren oder Pumpen, so wird dies erzwungene Konvektion genannt. Der Wärmestrom errechnet sich aus dem Produkt von mittlerem Wärmeübergangskoeffizienten α , der vom Fluid umgebenen Fläche des Festkörpers und der Temperaturdifferenz aus der lokalen Fluidtemperatur am Festkörper und der Temperatur des Fluides weit von diesem entfernt:

$$Q' = \alpha * A * \Delta T \quad (15)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ist ein charakteristischer Wert für diesen Vorgang, der vom Fluid, dessen Zustand (Druck und Temperatur) und dem Strömungsfall abhängt. Zur Bestimmung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten kann folgende Formel verwendet werden:

$$\alpha = \frac{\lambda_F}{l_c} * Nu \quad (16)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_F des Fluides ist ein zustandsabhängiger Stoffwert, die Definition der charakteristischen Länge l_c hingegen ist abhängig vom Anwendungsfall: Wird ein waagerechter Zylinder als Festkörper betrachtet, so gilt der Durchmesser als charakteristisch. Bei einer waagerechten rechteckigen Platte definiert sich die charakteristische Länge über das Verhältnis von Flächeninhalt und Umfang. Die dimensionslose Nusselt-Zahl Nu aus Gleichung 16 ist bei freier Konvektion eine Funktion der Prandtl-Zahl Pr und der Grashof-Zahl Gr , welche miteinander multipliziert die Rayleigh-Zahl Ra ergeben:

$$Ra = Pr * Gr \quad (17)$$

Dabei ist die Prandtl-Zahl das Ergebnis aus dem Produkt von dynamischer Viskosität η_F und spezifischer Wärmekapazität bei konstantem Druck c_{p_F} , dividiert durch die Wärmeleitfähigkeit wie in Gleichung 18 zu sehen. Diese Werte sind jeweils auf das Fluid bezogen und abhängig von dessen Druck und Temperatur. Folglich ist die Abhängigkeit der Prandtl-Zahl nur auf Stoffwerte beschränkt.

$$Pr = \frac{\eta_F * c_{p_F}}{\lambda_F} \quad (18)$$

Die Grashof-Zahl gibt das Verhältnis von statischem Auftrieb zur viskosen Kraft eines Fluides an und lässt sich durch folgende Gleichung ermitteln:

$$Gr = \frac{g * \beta * \Delta T * l_c^3}{\left(\frac{\eta_F}{\rho_F}\right)^2} \quad (19)$$

Die Temperaturdifferenz ist die gleiche wie in der Gleichung 15 für den konvektiven Wärmestrom. Außer dieser werden die charakteristische Länge, der Quotient aus dynamischer Fluidviskosität und der Dichte des Fluides sowie die Erdbeschleunigung g mit 9,81 m pro Quadratsekunde und den Volumenausdehnungskoeffizienten β des Fluides benötigt. Die Viskosität, die Dichte und der Ausdehnungskoeffizient sind ebenfalls temperatur- und druckabhängig. Da die zustandsabhängigen Stoffgrößen zur Errechnung eines mittleren Wärmeübergangskoeffizienten verwendet werden, wird als Bezugstemperatur für die Stoffwerte auch die mittlere Temperatur aus weit entferntem Fluid und Festkörper gewählt.

In welchem funktionellen Zusammenhang die Prandtl- und Grashof-Zahl mit der Nusselt-Zahl stehen ist abhängig vom Strömungsfall [12, Kap. Fa, S. 3 ff]. So lässt sich bei einem waagerechten Zylinder die Beziehung mit Gleichung 20 beschreiben, die den gesamten Bereich der Prandtl-Zahl berücksichtigt.

$$Nu_{Zylinder} = \left\{ 0,752 + 0,387 * \left(Ra * \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{16}{9}} \right)^{\frac{1}{6}} \right\}^2 \quad (20)$$

Die Nusselt-Zahl einer waagerechten Platte muss zwischen der Ober- und der Unterseite getrennt betrachtet werden. Zudem muss beachtet werden, dass sich bei einer starken freien Konvektion unter oder über einer waagerechten Platte – durch die dort eingeschränkten Möglichkeiten des Abzugs des erwärmten Fluides bzw. Nachschubs von frischem Fluid – eine entsprechende Fluidströmung ausbilden kann. So muss hier auch eine Differenzierung zwischen einer laminaren und turbulenten Strömung vorgenommen werden. So gilt für die Oberseite:

$$Nu_{Platte,oben,lam} = 0,766 * \left\{ Ra * \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right]^{\frac{20}{11}} \right\}^{\frac{1}{5}} \quad (21a)$$

$$\text{mit dem Gültigkeitsbereich: } Ra * \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right]^{\frac{20}{11}} < 7 * 10^4$$

$$Nu_{Platte,oben,turb} = 0,15 * \left\{ Ra * \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right]^{\frac{20}{11}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (21b)$$

$$\text{mit dem Gültigkeitsbereich: } Ra * \left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr} \right)^{\frac{11}{20}} \right]^{\frac{20}{11}} > 7 * 10^4$$

Für die Unterseite ist nur eine Nusselt-Beziehung für laminare Strömung bekannt:

$$Nu_{Platte,unten,lam} = 0,6 * \left\{ Ra * \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}} \right\}^{\frac{1}{5}} \quad (22)$$

$$\text{mit dem Gültigkeitsbereich: } 10^3 < Ra * \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}} < 10^{10}$$

3 Ist-Zustand

3.1 Räumlicher Rahmen

In Abbildung 2 ist der Knüppelplatz (a) zu sehen, auf welchem die Knüppel zwischengelagert werden, bevor sie (aktuell) von dort in den Walzwerksofen (b) in orthogonaler Ausrichtung zu den Knüppeln auf dem Wendekühlbett eingefahren werden. Der Innenhof (c) zwischen Stahl- und Walzwerk ist prinzipiell nutzbar, muss jedoch auch für andere Arbeiten temporär zur Verfügung stehen. Der Platz zum Aufstellen einer Konstruktion im Bereich des ca. 25 Meter langen Wendekühlbetts ist sehr beschränkt, was eine besondere Herausforderung darstellt, diesen gut und effektiv zu nutzen. Zum einen sind die Hallensäulen (d) mit einem geringen Abstand zum Wendekühlbett (e) inklusive deren Fundamente zu beachten (die Säulen bestimmen somit auch die maximal produzierbare Länge der Knüppel). Zum anderen wird die nutzbare Höhe durch die Laufschienen zwischen diesen Säulen für die Hallenkräne (f) sowie durch die Hallenkräne selbst (g) eingeschränkt. (Es ist nur ein Hallenkran in Abbildung 2 zu sehen.) Des Weiteren befinden sich im Halleninneren die Hydraulikanlagen für den C-Haken-Wagen (h) und das Wendekühlbett (i). Eine besondere Beachtung gehört der Kranbahn des C-Haken-Wagens (j) sowie dem Wagen selbst (k), da durch diese die ersten Meter des Wendekühlbetts, also die Wärmsten und somit Ertragreichsten, versperrt werden. Der C-Haken-Wagen bildet das Verbindungsstück zwischen den Rollgängen, welche die gegossenen Knüppel aus der Stranggussanlage transportieren, und dem Wendekühlbett.

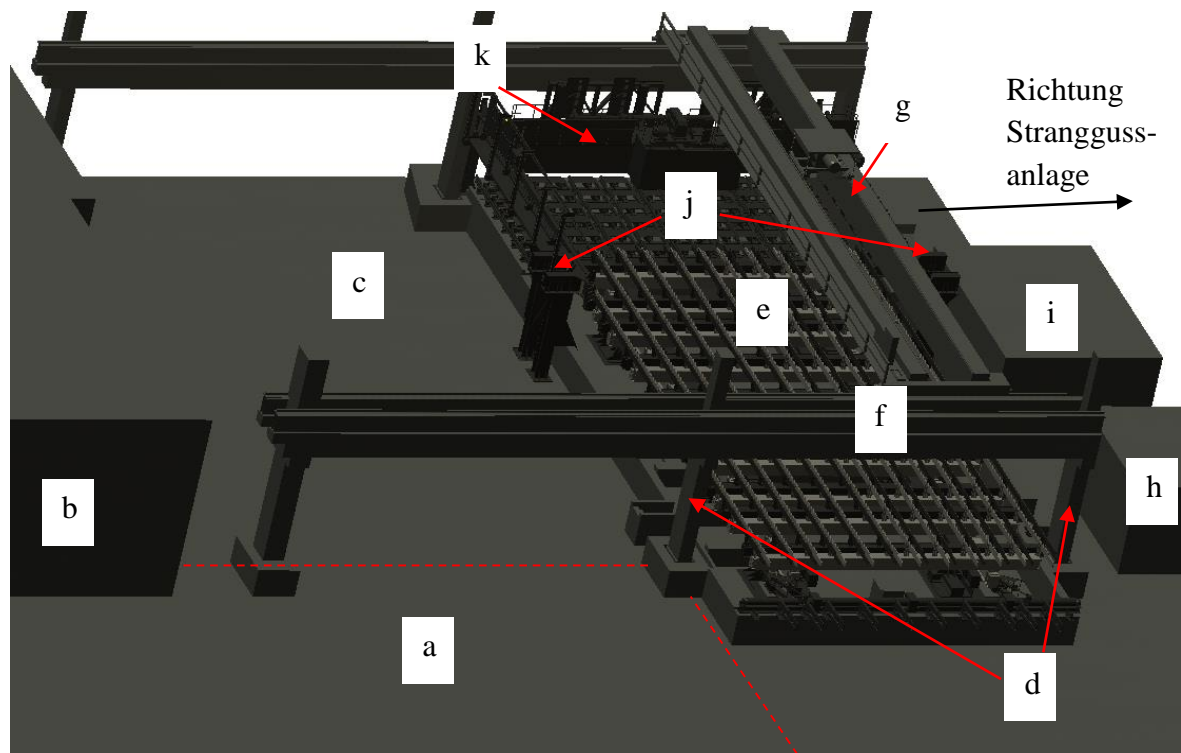


Abbildung 2: Räumliche Aufstellungsmöglichkeiten für eine Konstruktion und die notwendige Logistik

Die volle Länge der C-Haken-Kranbahn wird jedoch nur genutzt, wenn dessen Wagen seine Wartungsposition einnimmt, für seinen Funktionsbereich reichen aber 1,7 m weniger aus. Somit liegt die prinzipielle Nutzbarkeit von dieser Teillänge der Kranbahn im Rahmen des Möglichen.

3.2 Aktueller Temperaturbereich der Knüppel auf dem Wendekühlbett

Nachdem die Knüppel aus der Stranggussanlage über Rollgänge zum C-Haken-Wagen-Bereich transportiert werden, hebt der Wagen diese noch glühend auf das Wendekühlbett (Vgl. Kap. 3.1, Abb. 2). Wenn sie den Prozessabschnitt des Wendekühlbetts durchlaufen haben, ist die Temperatur tief genug gesunken, so dass die Knüppel magnetisierbar sind und vom Hallenkran des Knüppelplatzes mit einem Elektromagneten auf den für sie bestimmten Zwischenlagerort des Knüppelplatzes befördert werden können. In einer vorangegangenen externen Studienarbeit zur Untersuchung der Nutzbarkeit der Abwärme des Wendekühlbettbereiches als Fernwärme wurde bereits ein Verlauf der Oberflächentemperaturen der abkühlenden Knüppel beschrieben. Dieser wird hier als Grundlage verwendet, da die technischen Voraussetzungen für eigene verlässliche Messungen fehlten [13, S. 12]. In einem Diagramm wurden die gemessenen Oberflächentemperaturen der Knüppel über die Strecke des Wendekühlbetts aufgetragen, wie in Abbildung 3 zu sehen ist. Die aus diesen Werten ermittelte Approximationskurve bildet die Basis für die thermodynamischen Untersuchungen.

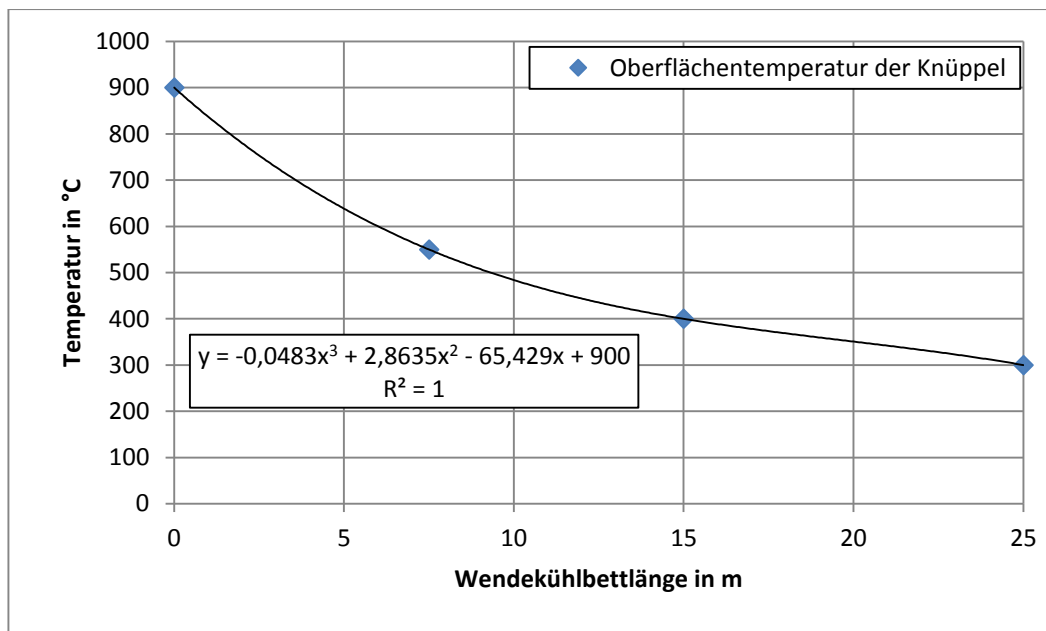


Abbildung 3: Temperaturverlauf der Knüppel auf dem Wendekühlbett inklusive Approximationskurve

Zu sehen ist, dass die Knüppeltemperatur in einer Kurve von ca. 900 °C zu Beginn des Wendekühlbetts bis hin auf eine Endtemperatur von etwa 300 °C abfällt. Da das Abkühlverhalten

jedoch durch Faktoren wie Umgebungstemperatur, Wetter und Legierungszusammensetzung des Stahls beeinflusst wird, können die Temperaturen variieren. Zudem liegen im Originaldiagramm nur die aufgeführten (und hierfür abgelesenen) vier Messpunkte vor, wodurch Unsicherheiten im Verlauf der Kurve auftreten können.

4 Konzeptauswahl und –vorstellung

Im Prinzip gibt es zunächst drei verschiedene Grundmöglichkeiten für einen Wärmeaustausch von zwei Massenströmen, wie sie die warmen und kalten Knüppel bilden: In Gleichstromführung, in Kreuzstrom- oder in Gegenstromführung. Beim Gleichstrom würden die warmen und kalten Knüppel während des Wärmeaustausches in die gleiche Richtung befördert werden, im Gegenstrombetrieb wären die Förderrichtungen der Knüppelströme entgegengesetzt und in Kreuzstromführung würden sich diese kreuzen.

4.1 In Voruntersuchungen ausgeschlossen: Gleichstrom und Kreuzstrom

Der Gleichstrombetrieb hat dem Gegenstrombetrieb gegenüber einen Nachteil bezüglich der Effizienz, da zu Beginn die Temperaturdifferenz zwischen den Knüppeln zwar sehr groß ist, die Temperaturen sich aber über die Wärmeaustauschstrecke hinweg einander beidseitig annähern. Dadurch wird die Temperaturdifferenz über die Strecke vom kälteren und wärmeren Massenstrom zugleich reduziert bis sie im Idealfall gleich Null wird – also der kältere Knüppelstrom maximal die Temperatur des wärmeren in dessen kältesten Zustand des Vorganges erreicht hat. Beim Gegenstrom ist dabei durch die entgegengesetzte Führung der Ströme eine Temperaturdifferenz vorhanden, die zwar zu Anfang geringer als beim Gleichstrom ist, jedoch einen konstanteren Wert hat. Dies ist der Fall, da die Temperaturdifferenz über die Austauschstrecke vom kälteren Massenstrom tendenziell verringert wird jedoch vom Wärmeren tendenziell vergrößert. So kann hier im Idealfall der kalte Massenstrom am Ende der Austauschstrecke die Anfangstemperatur des Wärmeren erreichen und umgekehrt. Eine graphische Gegenüberstellung der schematischen Temperaturverläufe ist in Abbildung 4 dargestellt (Vgl. [14, S. 476]):

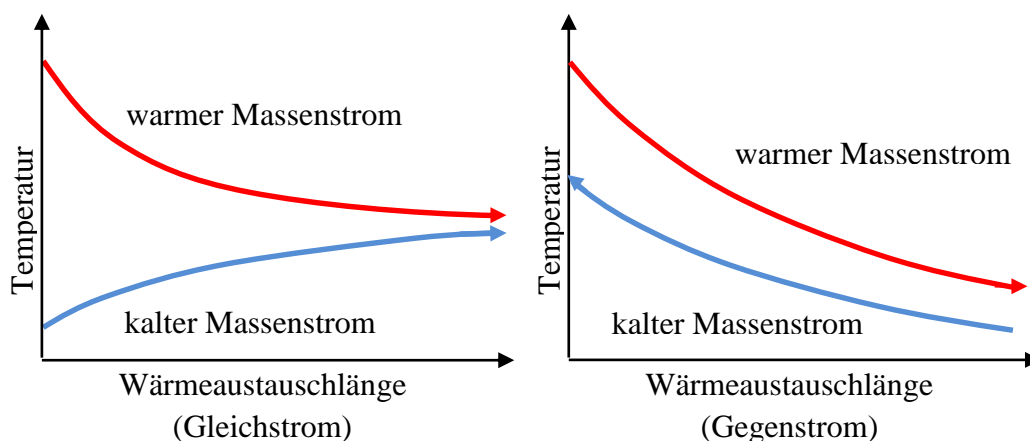


Abbildung 4: Schematische Temperaturverläufe von Gleich- und Gegenstrom

Der Nachteil der geringeren Effizienz des Gleichstroms könnte bei Planung einer Konstruktion zur Gleichstromführung über dem Wendekühlbett nicht ausgeglichen werden, da der Kostenaufwand vergleichbar mit einer Konstruktion für den Gegenstrombetrieb wäre. Als

theoretische Lösung existierte die Überlegung, das bestehende Wendekühlbett zu verlängern und zwischen zwei Knüppel aus dem Gießbetrieb je einen Kalten zu setzen. Somit würde sich der Abstand zwischen kalten und warmen Knüppeln deutlich verringern und die Anstrahlfläche verdoppeln, wodurch sich der ankommende Wärmestrom deutlich vergrößern würde (Vgl. Kap. 2.2). Jedoch müsste das Wendekühlbett doppelt so schnell arbeiten, um den aus dem Gießbetrieb ankommenden Massenstrom bewältigen zu können, wofür es technisch nicht ausgelegt ist. Also ist eine Gleichstromführung auszuschließen.

Eine Führung im Kreuzstrombetrieb der Knüppel wäre unter den hier herrschenden räumlichen und technischen Bedingungen die simpelste Lösung. Es könnten die kalten Knüppel über je einen Rollgang zu dem nutzbaren Bereich über dem Wendekühlbett hin- und auch wieder von dort abtransportiert werden. Dabei würden die Rollgänge noch jeweils zwischen Wendekühlbett und die Hallenstützen J1 30 und L 30 passen (Vgl. Kap. 3.1), wodurch der Hallenbereich nicht verlassen werden müsste. Dies würde zu einer optimalen Nutzung des vorhandenen Platzes führen. Der Vorteil des Kreuzstroms wäre zudem, dass die erwärmten Knüppel so ausgerichtet wären (90° gedreht zur Knüppelausrichtung auf dem Wendekühlbett), dass sie ohne weiteres Drehen in den Walzwerksofen eingefahren werden könnten. Da die Temperaturkurve auf dem Wendekühlbett mit zunehmender Länge jedoch abnimmt, würde nach erster Rechnung eine Kreuzstromführung zur Folge haben, dass die erwärmten Knüppel am Kopfende eine um mehr als 300 K höhere Temperatur aufweisen würden als am Fuß (siehe Abbildung 5). Diese Differenz könnte der Walzwerksofen nicht nivellieren und ein Ausgleichsprozess für eine annähernd homogene Temperaturverteilung im Knüppel würde über einen Tag benötigen. Dieses Extrem resultiert aus dem kleinen Querschnitt der Knüppel im Verhältnis zur großen Länge. Selbst wenn versucht werden würde, diese lange Ausgleichszeit für die erwärmten Knüppel zu realisieren, hätten die Wärmeverluste die Aufhebung eines Großteils der zuvor gewonnenen Wärme zur Folge. Ein Wirtschaftlichkeitsvorteil zum Gegenstrom ist also auch hier nicht gegeben.

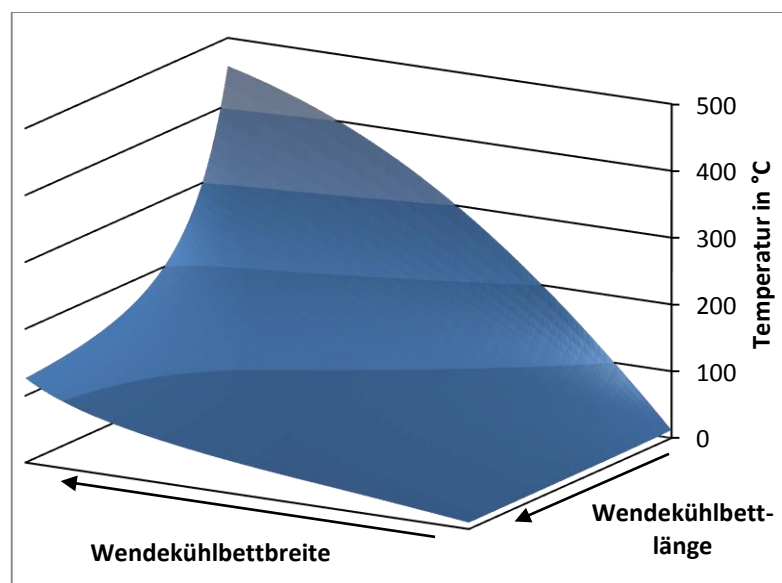


Abbildung 5: Temperaturverteilung bei Kreuzstrom nach erster Rechnung

4.2 Gegenstrom

4.2.1 Logistik

Das Gegenstromprinzip ist – wie aus Kapitel 4.1 zu entnehmen – unter den technischen und räumlichen Voraussetzungen das wirtschaftlichste Führungsprinzip zur Beförderung der Knüppel. Da das Wendekühlbett nicht nur in der hinteren Feldebene vorliegt, kann der Hallenkran des Knüppelplatzes (die Feldebene davor) die kalten Knüppel befördern und direkt auf eine Konstruktion setzen. Die Knüppel können mittels dieser bis zur C-Haken-Kranbahn transportiert und dabei erwärmt werden. Ob es sinnvoll wäre, die C-Haken-Bahn umzubauen, um die Knüppel weiter zu höheren Temperaturen zu befördern, wäre dabei zu prüfen. Nach dem Aufwärmen der Knüppel wird ein automatisierter Hallenkran in dieser Feldebene benötigt, der die Knüppel bündelweise aufnimmt, dreht und auf ein Auflegerost im Innenhof absetzt. Der Rost übergibt die Knüppel einzeln an einen Rollgang, der diese zurück auf den Knüppelplatz transportiert, wo sich der Eingang zum Walzwerksofen befindet. Der Förderweg ab dem automatisierten Hallenkran kann zudem genutzt werden, um einen Heißeinsatz zu realisieren, also nicht die erwärmten Knüppel, sondern die Knüppel, die aus der Stranggussanlage ankommen, zu transportieren. Dabei ist ohne Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches zwischen maximaler Knüppelhöhe auf dem Wendekühlbett (im angehobenen Zustand) und der C-Haken-Kranbahn nur knapp ein halber Meter, was eine präzise Automatisierung des Hallenkranes voraussetzen würde. Eine Veranschaulichung der logistischen Förderwege erfolgt mit folgender Abbildung:

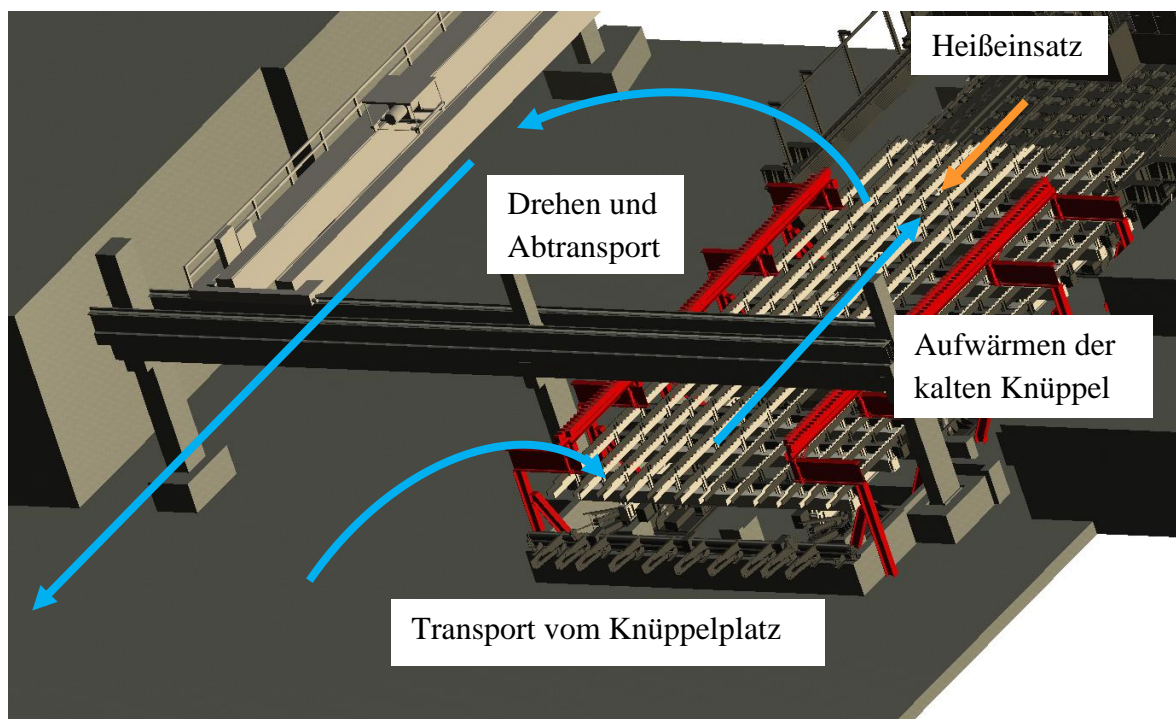


Abbildung 6: Logistikkonzept für den Gegenstrombetrieb

4.2.2 Konstruktion

Als konstruktives Kernstück über dem Wendekühlbett soll ein „Gegenstrombett“ zur Beförderung und Erwärmung der Knüppel dienen. Da dieses jedoch nur um das bestehende Wendekühlbett herum aufgestellt werden kann (Vgl. Kapitel 3.1), werden große IPB 400er Außenstützträger benötigt, die je einen IPB 1000er Kragträger einspannen. Die Kragträger sollen die je 7 m langen IPB 300er Stütz- und Hubschienen halten und sind sinnvoller als eine komplette Überspannung, welche sehr viel wertvolle Strahlungsfläche verdecken würde. Kragträger hätten zudem den Vorteil, dass bei Störfällen am Wendekühlbett dieses leichter zugänglich wäre. Wie weit die Kragträger über den Wendekühlbettbereich reichen, ist so bemessen, dass 16 Meter lange Knüppel auf der Konstruktion aufgewärmt werden können (siehe Anhang A), die mit ca. 70 % der verwendeten Knüppel den Großteil ausmachen. Außerdem wird zur Auslegung die Höchstlast pro Knüppel betrachtet, die bei Knüppeln mit einer Kantenlänge von 0,13 m vorliegt. Die Stützschiene auf den Kragträgern sind aus notwendigen sicherheitstechnischen Gründen weiter zur Mitte des Wendekühlbetts hin als die Hubschienen vorgesehen. Um die Einspannung der Kragträger durch die Außenstützen zu verbessern, sollen zusätzlich – wie bei der C-Haken-Kranbahn – in einem Winkel von 60° angesetzten Schrägstützen montiert werden. Diese sollen aus IPB 400er Träger bestehen und sind zur besseren Kraftaufnahme sowie -abgabe zur Ansatzfläche hin orthogonal angewinkelt. Die gesamte Konstruktion soll zudem gekühlt werden. Als Näherung für diese Kühlung wird die Auslegung der Kühlung, welche für die C-Haken-Kranbahn verwendet wurde, auf das Gegenstrombett übertragen. Die statische Auslegung der Konstruktion wurde aufgrund der Ergebnisse aus Kapitel 5 für den Wendefall der Knüppel und eine Aufwärmstrecke von 19,9 m vorgenommen und ist beispielhaft im Anhang A zu finden. Die Auslegung beruht jedoch auf getroffenen Annahmen, die genauer untersucht werden sollten (siehe Anhang A). Die Konstruktion ist in Abbildung 7 als CAD-Entwurf (erstellt mit Autodesk Inventor) dargestellt:



Abbildung 7: Konstruktionsentwurf des Gegenstrombetts

Der Fördermechanismus der Knüppel soll analog zu dem des Wendekühlbetts aussehen: Vertikal ausgerichtete Hydraulikzylinder heben die Hubschiene an und horizontal ausgerichtete Zylinder versetzen diese seitlich. Danach werden die Knüppel durch Absenken auf die Stützschiene abgesetzt, und die Hubschiene fährt zurück in die Ausgangsposition. Rechenblätter ermöglichen zudem dabei das Wenden, indem einzelne Fächer mit bestimmten Winkeln die Knüppel in eine Schräglage versetzen. Dabei betragen die Winkel der Rechenfächer für die Hubschiene 30° und 50° sowie für die Stützschiene 15° und 40° , so dass mit Anheben der Hubschiene die Knüppel einen anderen Winkel einnehmen und beim Absetzen durch die Schwerpunktsverlagerung gewendet werden. Das Prinzip ist in Abbildung 8 veranschaulicht.

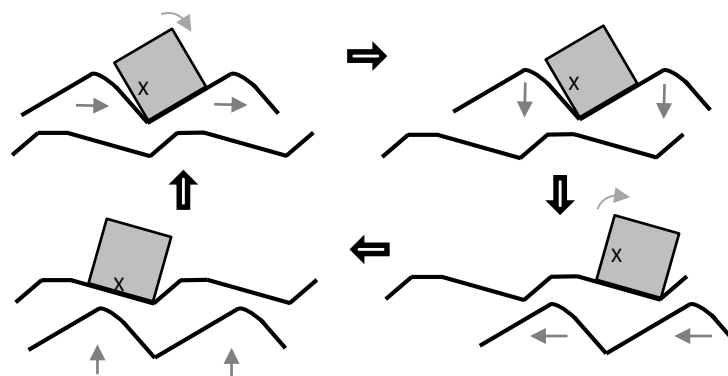


Abbildung 8: Wendeprinzip mit Rechenfächern

4.2.3 Hydraulik

Von der Hydraulik werden hier für die Konzepterstellung nur die Hydraulikzylinder ausgelegt. Für diese soll sich die Auslegung an den Differentialzylindern der Baureihe CDM1 nach der ISO 6020-1 von der Bosch Rexroth AG orientieren [15]. Diese sollen, wie die des Wendekühlbetts, an beiden Enden Gelenkaugen erhalten, um ihrer geplanten Funktion nachkommen zu können, und sind in der Lage, einen Druck von 160 bar aufzubauen. Folglich kann bei bekannter Kraft die Druckfläche des Zylinderkolbens und somit dessen Durchmesser bestimmt werden. Als Hubkraft gilt für die vertikalen Hydraulikzylinder das Produkt aus der Streckenlast einer Hubschiene (siehe Anhang A) und dessen Länge, geteilt durch zwei, da pro Schiene zwei Zylinder ansetzen. Weil die mittleren Differentialzylinder je zwei Hubschienenenden anheben sollen, ist die benötigte Kraft bei diesen auch doppelt so hoch. So ergibt sich für diese Zylinder in der Ausführung ein Kolbendurchmesser von 160 mm und für die äußeren einer von 125 mm. Dabei wird eine Mindestsicherheit von 1,5 miteinbezogen. Da eigentlich die horizontalen Differentialzylinder aus Sicht der Technischen Mechanik keine Kraft aufnehmen müssen, werden diese an den Horizontalzylindern des Wendekühlbetts angelehnt. So wird das Verhältnis von Anzahl und Dimension der vertikalen Hydraulikzylinder zu den Parametern der horizontalen definiert und auf die Zylinder des Gegenstrombetts übertragen. Infolgedessen ergibt für die horizontalen Differentialzylinder ein ausführbarer Kolbendurchmesser von 63 mm. Die Rechnungen zur Dimensionierung sind dem

Anhang B zu entnehmen. Die nötige Hublänge der vertikalen Hydraulikzylinder wird der Länge der bereits bestehenden Zylinder des Wendekühlbetts von 250 mm gleichgesetzt, da nach erstem Entwurf die gleichen Rechenblatt-Dimensionen verwendet werden sollen. Gleiches gilt für die horizontalen Differentialzylinder. Als Kolbenstangenausführung wird zum Entgegenwirken von möglichen Querkräften jeweils die größtmögliche Dicke der Ausführungen verwendet. Diese und weitere Parameter sind in den im digitalen Anhang hinterlegten Datenblättern der Differentialzylinder zu finden. Da die Zylinder Konstruktion nach direkt der Strahlung der abkühlenden Knüppel ausgesetzt werden, muss eine Abschirmung dieser sowie gegebenenfalls zusätzlich eine Kühlung erwägt werden.

4.2.4 Thermodynamische Modellbildung

Zur Validierung des Konzeptes wird der thermodynamische Nutzen durch das Gegenstrombett untersucht und simuliert. Dafür wurde in Microsoft Visual Basic for Applications ein Temperaturmodell des Planungszustandes entwickelt, indem drei Beförderungsfälle unterschieden werden: ein Transport von aneinander liegenden Knüppeln ohne Wenden, ein Transport ohne Wenden, jedoch mit einem Spalt von 0,05 m zwischen den einzelnen Knüppeln und eine Beförderung der Knüppel mit Wenden. Nach der Implementierung der Prozess- und Simulationsparameter sowie der Stoff- und Rechengrößen sind in dem Modell im Grundaufbau zwei Matrizen angelegt worden. Details zu den implementierten Größen bzw. Parametern sind teils im folgenden Fließtext und im Anhang C aufgeführt sowie natürlich im Quellcode des Simulationsmodells zu finden (siehe digitaler Anhang). Eine der Matrizen soll jeweils für das Temperaturfeld einer Knüppel Ebene stehen: zum einen das Feld der unten liegenden Knüppel auf dem Wendekühlbett und zum anderen das der oberen Knüppel auf dem Gegenstrombett. Die grundsätzliche Diskretisierung erfolgt dabei, indem längs der Wendekühlbettlänge jeder untere Knüppel samt zugehörigem Rechenfach eine Position generiert bzw. erhält. Zudem wird die Knüppellänge von 16 m in 50 verschiedene axiale Abschnitte aufgeteilt, welche somit jeweils weitere Positionen markieren. Eine schematische Darstellung der Matrizen findet sich in Abbildung 9.

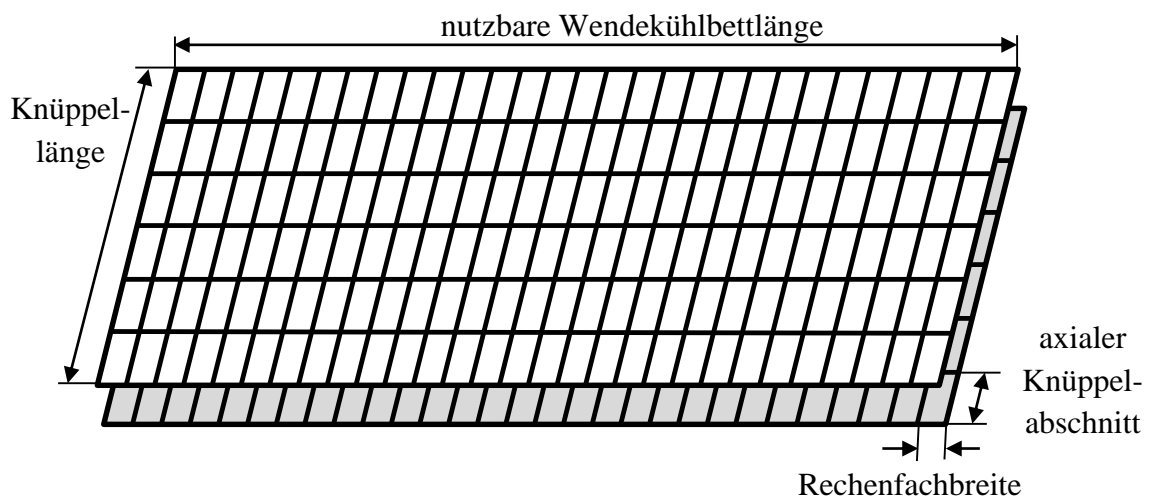


Abbildung 9: Schema der Grundmatrizen zur thermodynamischen Modellierung

Dabei ist die Diskretisierung der beiden Matrizen identisch und prinzipiell variabel angelegt. Als Wendekühlbettlänge wird nur die nutzbare Länge eingesetzt, die ohne einen Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches nach 5,1 m des Wendekühlbetts beginnt und mit einem Umbau bei 3,4 m startet.

Da auch das Gegenstrombett statisch so ausgelegt wurde, wird auch im Modell mit Knüppeln gerechnet, die eine Kantenlänge von 0,13 m besitzen. Die quadratische Grundfläche der Knüppel beträgt folglich $0,0169 \text{ m}^2$ und wird zur genaueren Betrachtung aufgegliedert. So erfolgt eine entsprechende Erweiterung der Matrix für die Temperaturen der oberen Knüppel um zwei Dimensionen, wie schematisch in Abbildung 10 veranschaulicht wird:

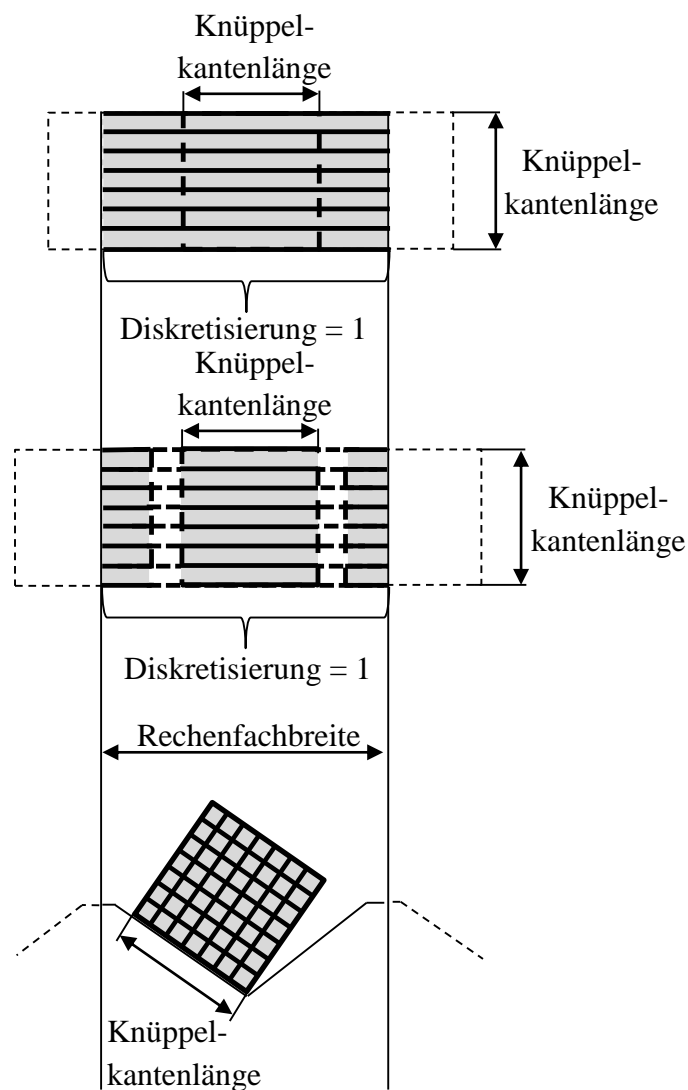


Abbildung 10: Schema der Erweiterung der oberen Grundmatrix zur Betrachtung des Knüppelquerschnittes

Die zusätzliche zweidimensionale Betrachtung ist dann notwendig, wenn die Knüppel auf dem Gegenstrombett gewendet werden sollen, da dann zwischen den verschiedenen Ober-

flächentemperaturen und den Kerntemperaturen unterschieden werden muss. Die Erweiterung erfolgt im Simulationsmodell um 10×10 Zellen. Wird die letzte Dimension der Matrix der oberen Knüppel entfernt (indem die Diskretisierung dieser gleich eins gesetzt wird) und so nur eine Unterteilung von unten nach oben in entsprechend 10 Schichten betrachtet, dann ist die Matrixerweiterung auch auf den Beförderungsfall anwendbar, dass die Knüppel nicht gewendet werden. Die Abbildung verdeutlicht außerdem, dass eine knüppelweise Betrachtung durch die Diskretisierung längs des Wendekühlbetts nur im Falle des obigen Wendens möglich ist. Andernfalls wird immer nur ein Diskretisierungsabschnitt längs des Wendekühlbetts der oberen Knüppelmasse betrachtet, also die Masse an oben liegenden Knüppeln, die in einer unteren Rechenfachbreite zu finden ist. Da bei einer Beförderung der Knüppel ohne Wenden aber mit einem Spalt zwischen ihnen ebenfalls keine knüppelweise Betrachtung erfolgen kann, ist auch dort keine genaue Zuteilung der Temperaturen der Knüppelseitenflächen möglich. So wird auch in dem Fall der Querschnitt nur nach der Knüppeldicke von unten nach oben differenziert betrachtet. Durch die rechenfachweise Gliederung, entfernt sich das Modell zwar von der möglichen Realität, wegen besserer Vergleichsmöglichkeiten der Beförderungsvarianten, wird diese jedoch zunächst beibehalten. Bei einer Annäherung für eine mögliche Realisierung ohne Wenden, sollte das Temperaturmodell (sowie im Übrigen auch die Konstruktion und die Differentialzylinder) angepasst werden. Die Dichte der Knüppel wird dabei über das gesamte betrachtete Temperaturspektrum im Modell mit $7860 \text{ kg pro Kubikmeter}$ als konstant abgenommen, so dass keine thermische Kontraktion des Volumens durch abnehmende Temperaturen erfolgt und die Matrixfelder und deren Flächen und Massen entsprechend stets gleich bleiben.

Als Ausgangssituation des Modells wird zunächst davon ausgegangen, dass die Temperaturen der unteren Knüppel der in Kapitel 3.1 erwähnten Temperaturverteilung entsprechen, jedoch nur auf den nutzbaren Abschnitt des Wendekühlbetts reduziert. Es wird zusätzlich ein lineares Temperaturgefälle simuliert, nach dem die Knüppel einen Anstieg der Temperatur entlang ihrer Achse um bis zu 50 K zum Halleninneren hin aufweisen, wenn die Startlänge $3,4 \text{ m}$ beträgt. Dieses Gefälle reduziert sich über die Wendekühlbettlänge linear bis auf die Hälfte. Wird ein Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches nicht in Betracht gezogen, beträgt das Einstiegsgefälle gemäß des modellierten linearen Abfallens auf $23,03 \text{ K}$. Der Grund der getroffenen Annahmen ergibt sich daraus, dass der zum Hallenrand zeigende Knüppelfuß früher aus der Stranggussanlage kommt, wodurch dieser (insbesondere durch die Strahlung) mehr Temperatur verliert und es zudem zum Inneren der Halle hin wärmer und geschützter ist. Dieses Gefälle reduziert sich über die Wendekühlbettlänge durch Wärmeleitung und aufgrund der Tatsache, dass Körper mit höheren Temperaturen mehr Wärme abgeben als welche mit niedrigeren. Die oberen Knüppel werden im Ausgangszustand des Modells alle auf die durchschnittliche Jahrestemperatur von Hamburg-Fuhlsbüttel von ca. $8,7 \text{ °C}$ gesetzt [16]. Aus dem Quotienten vom ankommenden durchschnittlichen Massenstrom des Gießbetriebes von 138 t pro Stunde und der Masse eines Knüppels der Wendekühlbetzebene ergibt sich das Zeitintervall, nach dem zur Beförderung der Knüppel auf dem Wendekühlbett ein weiterer Hub getätigt werden muss, um den ankommenden Massenstrom zu bewältigen. Analog wird mit dem im Durchschnitt benötigten Massenstrom des Walzwerkes von 110 t pro Stunde und der Knüppelmasse eines oberen Grundmatrixfeldes ohne

dessen axiale Diskretisierung (beim Wenden also die Masse eines Knüppels) das entsprechende Hubzeit-Intervall beim Gegenstrombett bestimmt. Dabei werden mit jedem Hub die Knüppeltemperaturen in die nächsten Felder weitergetragen. Der Hub zur Fortbewegung der Knüppel wird im Modell als zeitlos – also zwischen zwei Zeitintervallen erfolgend – angenommen. Die Temperaturen der oben neu eingebrachten Knüppel werden auf $8,7\text{ °C}$ gesetzt. Die neuen Knüppel aus dem Gießbetrieb erhalten die momentan örtlich vorliegende Temperatur, die – wie oben erwähnt – abhängig von der genutzten Einstieglänge auf dem Wendekühlbett ist. Das lineare Temperaturgefälle entlang der Knüppelachse ist auch hier modelliert. Die Temperaturen derjenigen Knüppel, die das Wendekühlbett bzw. Gegenstrombett fertig durchlaufen haben, werden überschrieben. Wird das Wenden der Knüppel mitsimuliert, so wandern nicht nur die Temperaturen des oberen Knüppelquerschnittes weiter, sondern diese drehen sich auch mit dem Knüppel mit. Der Wärmeaustausch erfolgt zwischen den einzelnen Feldern der beiden aufgestellten Ebenen sowie der Umgebung in definierten Zeitintervallen, wobei hier für die obere Knüppel Ebene die zweidimensionale Grundmatrix betrachtet wird. Die Querschnittsdifferenzierung wird dort nachträglich eingebunden. Die Simulation läuft, bis das festgelegte Zeitmaximum erreicht ist. Dieses wurde so gewählt, dass sich auch bei einer höheren Durchlaufzeit die in Kapitel 5.1 aufgeführten Ergebnisse der Simulation nicht signifikant ändern und somit der simulierte Prozessabschnitt als stationär beschrieben gilt.

Für den Strahlungsanteil am Wärmeaustausch wird der temperaturabhängige Emissionsgrad pro Matrixfeld bestimmt. Eine lineare Funktion für diesen wird aus bekannten Messdaten für oxidierten Stahl bei unterschiedlichen Temperaturen approximiert (siehe Anhang C). Für die oberen Felder wird die über den Querschnitt gemittelte Temperatur als Maß verwendet, so dass die Temperaturdifferenzen im Knüppelquerschnitt für den Emissionsgrad und folgende temperaturabhängige Stoffwerte vernachlässigt werden. Die Wärmeaustauschfläche wird differenziert zwischen der Ober- und Unterseite der Knüppel Ebene betrachtet. So wird angenommen, dass bei den schrägen Knüppeln auf dem Wendekühlbett die beiden nach oben zeigenden Flächen ausschließlich nach oben hin Wärmeenergie abstrahlen bzw. von oben kommende Wärme aufnehmen. Dasselbe gilt für die beiden nach unten liegenden Flächen. Also bildet im angenommenen Modellfall die zweifache Knüppelkantenlänge, multipliziert mit der Länge eines axialen Knüppelabschnitts, die Knüppelaustauschfläche eines Feldes, die somit zunächst erhöht erscheint, da die doppelte Kantenlänge eines Knüppels die Breite des Rechenfeldes überschreitet. Um dies zu kompensieren, wird ein Lückenfaktor eingeführt. Dieser ist notwendig, da durch die Lücke nicht jeder Ort in einem Matrixfeld die gleiche Temperatur aufweist und folglich die emittierte Strahlung eines Feldes nicht nur aus einer Temperatur resultiert, sondern auch von der Temperatur abhängt, die der Körper hinter der Lücke hat. Der prozentuale Anteil, also wie viel Fläche welche Temperatur aufweist, wird somit durch diesen Faktor beschrieben, indem das Verhältnis aus der Diagonalen der Knüppelgrundfläche und der Länge des Hubes gebildet wird. Entsprechend wird hier zur Vereinfachung ein Winkel von 45° angenommen, den die Unterkante der quadratischen Knüppelgrundfläche zur Horizontalen einnimmt. Durch die erhöhte Austauschfläche im Wendefall und den Lückenfaktor wird versucht, die Dreidimensionalität der Knüppel und der Streuung der Wärmestrahlung im Ansatz aufzufassen. Das gleiche Schema gilt für die

Knüppel auf dem Gegenstrombett, wenn dort gewendet wird. Erfolgt bei den kalten Knüppeln kein Wenden, so ist bei einer Beförderung ohne einen Spalt zwischen den Knüppeln die Austauschfläche pro Matrixfeld entsprechend der Fläche, die sich durch die gesetzte Diskretisierung ergibt. Bei einem vorliegenden Spalt verringert sich die nach oben bzw. unten zeigende Fläche um den prozentualen Anteil, den dieser Spalt ausmacht. Jedoch kommen die Seitenflächen der Knüppel hinzu, deren rationale Anzahl stochastisch bestimmt wird. Aufgrund der Flächenausrichtung und der Tatsache, dass die Seitenflächen wegen der benachbarten Knüppel nur geringfügig bestrahlt werden können, wird der Strahlungsanteil mit einem Reduktionsfaktor belegt. Zudem wird die von unten erhaltene Strahlung zur Knüppeloberseite hin reduziert, ebenso wie die von oben kommende Strahlung nach unten hin, da der Auffangwinkel aus dem Strahlung erhalten werden kann dorthin kleiner wird. Die Lücken durch den Spalt werden aus dem gleichen Grund mit einem entsprechenden Faktor berücksichtigt, analog der Beschreibung beim Wendefall. Der Faktor setzt sich hier aus dem Verhältnis von Knüppelkantenlänge zur Summe aus Spaltbreite und Knüppelkantenlänge zusammen. Da die Richtung der Wärmestrahlung zwischen den oberen und unteren Grundmatrixfeldern im Modell als orthogonal zu den Knüppelebenen betrachtet wird, geht das Modell vereinfacht davon aus, dass zur Ermittlung der Wärmeströme die Streuung vernachlässigt werden kann, die bis außerhalb der diskretisierten Feldfläche reicht. Entsprechend erfolgt der Strahlungsaustausch nur zwischen Feldern mit jeweils gleicher Position. Diese Annahme begründet sich darin, dass zwar in der Realität eine größere Streuung vorhanden ist, der Verlust durch den gestreuten Anteil jedoch mittels des Energiegewinnes durch die Streuung der Knüppel in den benachbarten Matrixzellen näherungsweise ausgeglichen wird. Zur Berechnung der Wärmeströme pro Feld der Grundmatrix werden Gleichungen 12 und 14 verwendet. Dabei werden für die Wärmeströme die jeweils abgegebene und erhaltene Wärmestrahlung sowie gegebenenfalls die einfache Reflexion der abgegebenen Strahlung berücksichtigt (da nach Kapitel 2.2.2 der Emissionsgrad auch die reflektierte Wärmestrahlung beschreiben kann). Die Temperatur des Hallendaches wird mit 20 °C angenommen, die des Bodens unter dem Wendekühlbett als linear von 90°C auf 45°C abfallend. Für die Bodentemperatur wurden zwei Orientierungsmessungen mit einem Kontaktthermometer unter dem äußeren Rand des Wendekühlbetts durchgeführt, die am Anfang der nutzbaren Länge 87 °C und am Ende des Wendekühlbetts 41 °C ergaben und dessen Verlauf zwischen den beiden Messpunkten linearisiert wurde. Dabei wird angenommen, dass die Werte zur Mitte des Wendekühlbetts hin durch die höhere Strahlungsdichte größer sind, und so eine etwas höhere über die Breite des Wendekühlbetts gemittelte Temperatur vorliegt. Aus mangelnder Zugänglichkeit der Messstelle – insbesondere aus sicherheitstechnischen Gründen – konnten hierzu keine dezidierten Messungen aufgenommen werden. Als weitere Annahme für das Simulationsmodell wird davon ausgegangen, dass die Knüppelebenen rechteckige Flächen darstellen, so dass die Einstrahlzahl aus der Gleichung 13 angewendet werden kann. Dabei wird die Tatsache, dass mögliche Randeffekte durch die Gleichung nicht genau abdeckt werden, nicht näher modelliert. Auch bei der Einstrahlzahl führen die Lückenfaktoren im Falle des Wendens oder eines Spaltes zu einer Annäherung der verwendeten Annahme zur geplanten Realität.

Der Konvektionsanteil bedarf, wie in Kapitel 2.2.3 nachlesbar, mehrerer temperaturabhängiger Stoffwerte sowie dimensionsloser Kennzahlen. So werden für jedes Matrixfeld – abhängig von der Bezugstemperatur – folgende Stoffwerte der Luft bestimmt: die Wärmeleitfähigkeit, die Dichte, die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck, die dynamische Viskosität und der Volumenausdehnungskoeffizient. Für diese Ermittlung wurden Stoffdaten aus dem VDI-Wärmeatlas verwendet, aus denen polynomische und lineare Funktionen über die Temperatur erstellt wurden (siehe Anhang C). Bei der Approximation wurde darauf geachtet, dass die gemittelte Standardabweichung der Kurve zu den realen Stoffwerten stets unter 10 % liegt. Die Bezugstemperatur für die Konvektion an der unteren Knüppelzebene ergibt sich dabei aus der matrixfeldspezifischen Knüppeltemperatur und der Lufttemperatur am Boden, wobei letztere gleich der Bodentemperatur gesetzt wird. Für die Bezugstemperatur der oberen Knüppelzebene wird wegen einer fehlenden strömungstechnischen Betrachtung angenommen, dass die aufsteigende Luft zu 90 % die Temperatur der unteren Knüppel und zu 10 % die Temperatur des Bodens aufweist, wenn die Knüppelzebene geschlossen ist. Liegt ein Spalt zwischen den Knüppeln oder ein Wenden dieser vor, so reduziert sich die Bezugstemperatur der Luft durch einen geringeren Wärmestau unter der Ebene. Dafür wird nach Annahme von den 90 % nur ein Anteil von 70 % genommen, der die Temperaturen der unten liegenden Knüppel aufweist und der abgezogene Anteil entsprechend für die Gewichtung der Bodentemperatur verwendet. Die benötigte Temperatur der oberen Knüppelzebene wird wieder durch die über den Querschnitt gemittelte Temperatur ersetzt. Da im Falle, dass die oberen Knüppel nicht gewendet werden und auch kein Spalt zwischen den Knüppeln gelassen wird, diese eine Art „Dach“ bilden und somit keine Luft von unten an die Oberseite der Knüppel kommt, wird bei dieser Betrachtung als Lufttemperatur die angenommene Temperatur des Hallendaches verwendet. Zur weiteren Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten nach Gleichungen 16 bis 22 wird in Bezug auf die unteren Knüppel davon ausgegangen, dass diese eine zylindrische Form besitzen, jedoch ihre tatsächliche Oberfläche beibehalten. Dieselbe Annahme gilt im Falle des Wendens der oberen Knüppel, oder, falls die oberen Knüppel mit einem Spalt zwischen sich befördert werden. So wird in den Fällen der Äquivalenzdurchmesser der Knüppel als charakteristische Länge verwendet, der ermittelt wird, indem die quadratische Knüppelgrundfläche mit der kreisförmigen Zylindergrundfläche gleichgesetzt und nach dem Durchmesser aufgelöst wird. Entsprechend wird auch die Nusselt-Beziehung gewählt. Wenn die Knüppel der oberen Matrixebene nicht gewendet werden, so wird folglich die charakteristische Länge und Nusselt-Zahl für eine rechteckige waagerechte Platte verwendet. Da hier jedoch für die Unterseite dieser Ebene nur eine Nusselt-Zahl für eine laminare Strömung existiert, muss vorerst angenommen werden, dass dies auch der Fall ist. Wie bei der Einstrahlzahl sind auch hier keine Randeffekte mit betrachtet. Wärmeaustauschflächen sind entsprechend alle freiliegenden Flächen, wobei die Seitenflächen im Beförderungsfall mit Spalt zwischen den Knüppeln wie im oberen Absatz erwähnt ermittelt werden. Die Berechnung der Wärmeströme wird nach Gleichung 15 durchgeführt, die gleich den Wärmeströmen durch Wärmestrahlung in der jeweiligen Knüppelzebene pro Feld der Grundmatrix erfolgt. Dabei wird ebenfalls mit gleicher Begründung die Flussrichtung der Ströme als orthogonal zu den Ebenen angenommen.

Bei der Wärmeleitung wird zunächst die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der durchschnittlichen Querschnittstemperatur ermittelt (für die Funktion der Wärmeleitfähigkeit über die Temperatur siehe [17, S. 332]). Die generierten Wärmeströme durch die Leitung werden hier im Knüppelquerschnitt differenziert betrachtet. Dabei wird im Simulationsmodell von einer interaktiven Wärmeleitung zwischen den direkt benachbarten Zellen der erweiterten oberen Matrix ausgegangen (keine Diagonalbeziehung im Wendefall). Da sich im Simulationsfall ohne Wenden der oberen Knüppel und ohne Spalt zwischen einander die Knüppel zwar berühren, aber nicht einen durchgängigen Körper bilden, wird im Modell diese Wärmeleitung hierdurch mit einem angenommenen Reduktionsfaktor von 0,5 belegt. Dieser gilt dabei nicht knüppel- sondern rechenfachweise (Vgl. Abbildung 10). Die axiale Wärmeleitung erfolgt durch benachbarte Matrixzellen entlang der Knüppelachse und ist nur bei einer großen axialen Diskretisierung ausreichend betrachtet. Um die Wärmeleitung in den Randgebieten in einer Grundformel mit zu erfassen, werden neben den Matrixzellen dieser Randzellen, die „reale“ Knüppeltemperaturen enthalten, benachbarte Zellen eingeführt, die als imaginäre Temperaturen die gleichen wie die der Randmatrixzellen enthalten. Somit beträgt die Temperaturdifferenz zwischen den imaginären und „realen“ Zellen Null, und entsprechend wird nach Gleichung 11 kein Wärmestrom durch Leitung zwischen diesen Zellen generiert. Dies ist notwendig, da das Simulationsprogramm ansonsten versucht, eine berechnete Wärmeleitung zu leeren Matrixzellen ohne Wert zu ermitteln. Die Wärmeleitung zwischen den Knüppeln der beiden Ebenen und dem Wendekühlbett bzw. Gegenstrombett wird nicht weiter betrachtet. Der Grund dafür ist, dass diese zum einen wegen der kleinen Kontaktfläche und zum anderen wegen der Tatsache, dass die Konstruktionen – insbesondere lokal – selbst hohe Temperaturen aufweisen, als näherungsweise Null angenommen wurden.

Zur Ermittlung der aus den Wärmeströmen resultierenden Temperaturdifferenzen wird die Gleichung 10 nach dieser umgestellt. Die zur Berechnung benötigten Wärmekapazitäten werden dafür in Abhängigkeit von den Temperaturen der unteren Knüppel Ebene bzw. von den durchschnittlichen Querschnittstemperaturen der oberen Ebene bestimmt. Der funktionelle Zusammenhang zwischen der Wärmekapazität von Stahl und der Temperatur wird, wie in Kapitel 2 erläutert, mittels der Enthalpie verschiedener Temperaturen – hier in Näherung mit der Enthalpie von Eisen – ermittelt (siehe Anhang C). Da die Wärmeströme, die in der Konvektion und der Wärmestrahlung ihren Ursprung haben, nur an der Oberfläche der Knüppel direkten Einfluss auf die Temperaturen haben, werden in Bezug auf die erweiterte obere Matrix die bisher berechneten Ströme auf die entsprechenden Matrixzellen aufgeteilt. Hinzu kommen die Wärmeströme aus der Wärmeleitung, die schon pro Matrixzelle der erweiterten Matrix berechnet wurden. So ergeben sich mit der Knüppelmasse pro Matrixzelle und dem betrachteten Zeitintervall die Temperaturdifferenzen, die im Folgenden mit den bisherigen Temperaturen der Matrixzellen verrechnet werden.

Eine beispielhafte thermodynamische Berechnung ist in Anhang D zu finden.

5 Ergebnisse und Diskussion

5.1 Verläufe der simulierten Temperaturkurven

Da aus den resultierenden Ergebnissen des Temperaturmodells der Nutzen des Konzeptes geschlussfolgert werden kann, werden diese im Folgenden ausgewertet. Hierfür werden zunächst die Temperaturverläufe, die sich aus den in Kapitel 4.2.4 getroffenen Annahmen ergeben, dargestellt und diskutiert. Da sich gewisse Ähnlichkeiten zwischen den einzelnen Temperaturverläufen der Simulationsvarianten bezüglich der beiden Knüppelstufen zeigen, erfolgt die Betrachtung jedoch nur beispielhaft. Als Beispiel wird das simulierte Temperaturverhalten des Falles untersucht, in dem die Knüppel, wenn diese den Prozessabschnitt des Gegenstrombetts wendend durchlaufen, aufweisen und eine genutzte Aufwärmstrecke von 21,6 m vorliegt. So ergibt sich beim Betrachten der unteren Knüppelebene Abbildung 11, in welcher die Temperaturen in Relation zur Knüppellänge und Aufwärmstrecke zu sehen sind. Da die simulierten Temperaturen sich nicht auf einzelne Punkte, sondern auf die jeweils betrachteten Volumenkörper beziehen, ergeben sich als minimale und maximale Knüppellänge 0,16 m und 15,52 m. Gleiches gilt entsprechend auch bei der genutzten Wendekühlbettlänge sowie in den im Weiteren noch folgenden Diagrammen.

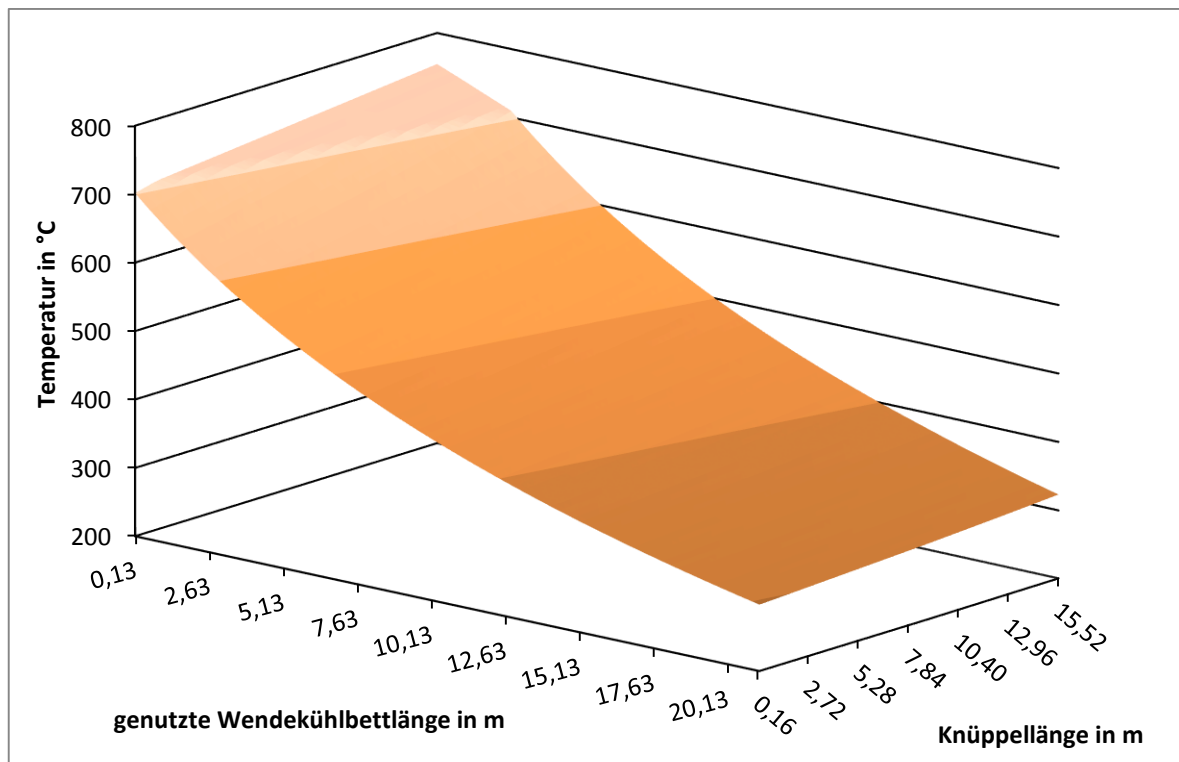


Abbildung 11: Simulierte Temperaturverteilung der Knüppel auf dem Wendekühlbett

Zu erkennen ist ein Absinken der Temperaturen entlang der genutzten Wendekühlbettlänge, ähnlich dem in Kapitel 4.1, Abbildung 4 dargestellten Verlauf. Aufgrund der höheren Temperaturen ist zu Beginn der untersuchten Strecke der abgegebene Wärmestrom in Relation

zur Strecke größer, so dass sich ein kurvenförmiger Verlauf ergibt. Im Unterschied zur schematischen Darstellung ist hier bei 710 °C ein „Knick“ im Verlauf vorhanden. Dieser begründet sich dadurch, dass die spezifische Wärmekapazität durch zwei Geraden approximiert wird und genau bei dieser Temperatur der Umschlagpunkt der Gültigkeit von der einen Geraden zur anderen vorliegt. Weiterhin ist das modellierte Temperaturgefälle entlang der Knüppelachse zu Beginn des Wendekühlbetts erkennbar und ebenso die Reduzierung dieses Gefälles über die Aufwärmstrecke. Das Gefälle beträgt zum Schluss in diesem Fall noch 26,4 K und wurde so um fast die Hälfte reduziert. Hiermit bestätigt sich die im Modell getroffene Annahme bezüglich des Verhaltens des axialen Temperaturgefälles über die Abkühlstrecke. Ein Abfallen der Temperaturen von der Mitte zu den Knüppelenden hin ist nicht erkennbar, da dem Modell nach bei der Boden- und Lufttemperatur entlang der Knüppelachse kein Unterschied angenommen wurde. Es ist aber davon auszugehen, dass diese in den Randbereichen niedriger sind. Auch der Temperaturverlust durch die erhöhte Wärmeaustauschfläche der Knüppel an deren Enden bleibt unbeachtet. Die erreichte Endtemperatur der Knüppel unterscheidet sich mit 307,8 °C deutlich geringer als erwartet von den vergleichbaren Temperaturen, die dort momentan vorliegen (siehe Kapitel 3.2). Der vergleichbare und niedrigste Wert liegt hier sogar um 4,6 K unter dem jetzigen. Weil davon ausgegangen werden kann, dass mit einer Abdeckung aus Knüppeln – teilweise mit Temperaturen von über 200 °C – die unteren Knüppel deutlich isolierter sein müssten, würde die reale Endtemperatur wahrscheinlich entsprechend um einiges höher liegen. Grund dafür könnte zum Beispiel sein, dass die gegenseitige Wärmestrahlung zwischen den nebeneinander liegenden Knüppeln nicht berücksichtigt wird. Zudem wird bezüglich der Strahlung, welche die Knüppel von unterhalb erfahren, davon ausgegangen, dass dort nur ein Boden und kein Wendekühlbett gegeben ist. Das Wendekühlbett ist zwar teils gekühlt, bietet jedoch durch die stark erhöhte Strahlungsfläche und höheren Temperaturen einen stärkeren Wärmestrom zur Unterseite der Knüppel, als im Modell angenommen. Auch von oben kommende mögliche Wärmestrahlung durch weitere Objekte, wie die Kranbahn des C-Haken-Wagens oder den Hallenkran, wurde nicht weiter berücksichtigt, diese würde sich allerdings größtenteils auf die obere Knüppel Ebene auswirken. Die genannten, im Modell nicht beachteten, Modalitäten sorgen entsprechend auch für eine höhere Temperatur der Luft, was die konvektiven Verluste der Knüppel reduziert. Auch die voraussichtliche Rückwirkung des Wärmestaus der Luft unter der oberen Knüppel Ebene auf die Umgebungslufttemperatur der unteren Knüppel Ebene wird nicht im Modell aufgefasst. Luftströme, wie z. B. durch Wind, sind zudem ebenfalls nicht modelliert, jedoch würden diese auch eher eine noch größere Abweichung von der Realität zur Folge haben.

Wird unter gleichen Simulationsbedingungen der Temperaturverlauf der oberen Knüppel Ebene über die Knüppellänge und die Aufwärmstrecke betrachtet, so ergibt sich das in Abbildung 12 dargestellte Diagramm:

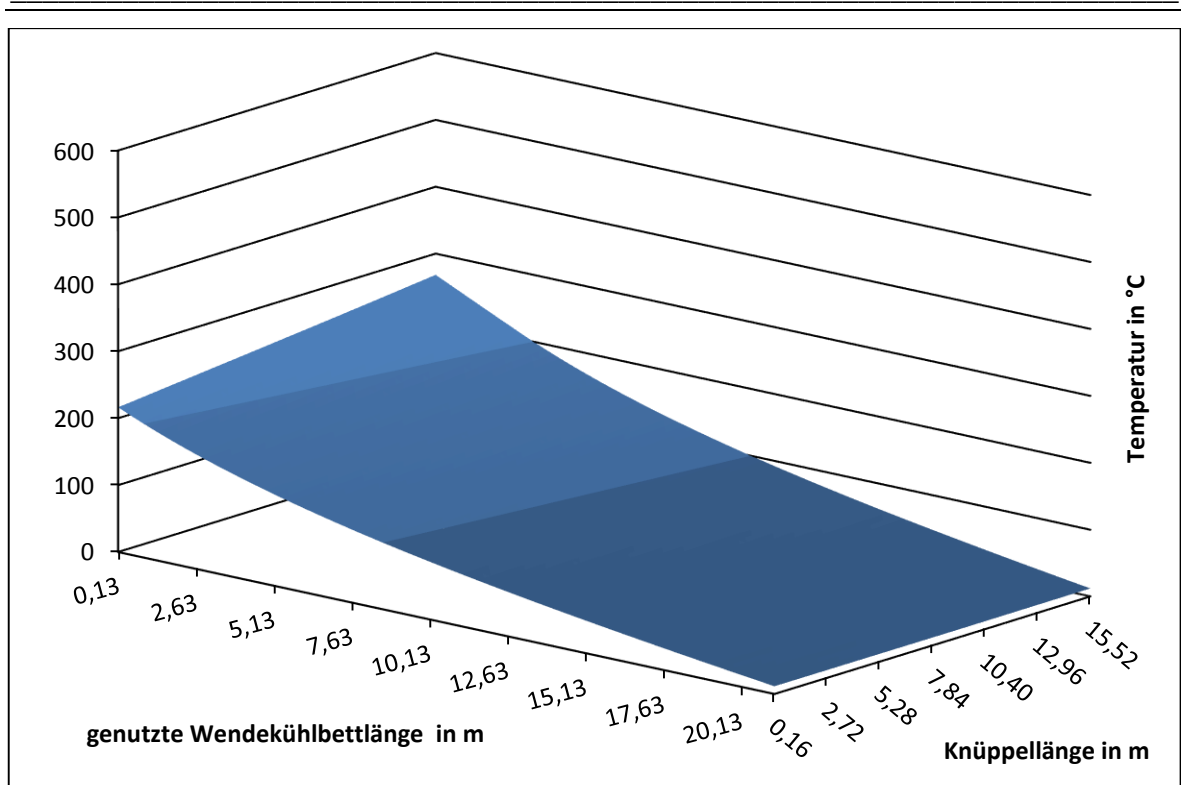


Abbildung 12: Simulierte Temperaturverteilung der Knüppel auf dem Gegenstrombett

Hier ist zu erkennen, dass die Temperaturerhöhung in Relation zur genutzten Wendekühlbettlänge zunimmt, wobei zu beachten ist, dass die Knüppel am Ende der Aufwärmstrecke starten. Es bildet sich ebenfalls eine Kurve heraus, jedoch ist dessen Biegung schwächer ausgeprägt als beim Diagramm aus Abbildung 11. Dies liegt wahrscheinlich an der niedrigen Grundtemperatur der kalten Knüppel von $8,7\text{ °C}$, die in der Simulation angenommen wird. Diese ist sogar niedriger als die Temperatur der Umgebung, in welche die Knüppel auf dem Gegenstrombett gelangen. So werden zu Beginn der Aufwärmstrecke nicht nur von unten, sondern von allen Seiten die Oberflächentemperaturen der Knüppel angehoben. Wird das axiale Temperaturgefälle betrachtet, so zeigt sich hier der Einfluss des Gefälles der auskühlenden Knüppel auf dem Wendekühlbett in den höheren Temperaturbereichen: Die unten herrschende axiale Differenz erzeugt auf der Knüppelachse einen vergleichbaren Temperaturunterschied. Die starke Ausprägung der axialen Temperaturdifferenz sowie die Ausprägung der Differenz, die über die Aufwärmstrecke der Knüppeltemperaturen vorliegt, hat ihre Ursache wahrscheinlich darin, dass die Streuung der von unten kommenden Wärmeströme nicht näher betrachtet wird. Mit einer detaillierteren Berücksichtigung der Streuung wären die lokalen Unterschiede zwischen den benachbarten Wärmeströmen etwas geringer, wodurch sich eine homogenere Wärmestromverteilung und folglich ein homogeneres Temperaturbild zeigen würde. Dies könnte – wird die Temperaturkurve über die genutzte Wendekühlbettlänge betrachtet – möglicherweise sogar bis hin zu einem s-förmigen Verlauf der Temperaturen führen. Die axiale Temperaturdifferenz würde zudem weniger von Bedeutung sein, wenn die Strahlungsfläche berücksichtigt worden wäre, die das Gegenstrombett an den Enden der Knüppel blockiert. Dies hätte zwar auch die Senkung der minimalen axialen Temperatur zur Folge, jedoch wäre dieser Einfluss

bei höheren Temperaturen durch die größeren resultierenden Wärmeströme höher. Eine Diskussion über die Höhe der erreichten Endtemperatur erfolgt in Kapitel 5.2.

Wird des Weiteren im Wendefall der quadratische Querschnitt des letzten und somit wärmsten Knüppels des Gegenstrombetts näher betrachtet, so ergibt sich für die axiale Knüppelmitte die Temperaturverteilung aus Abbildung 13. Es wurde hier und im Weiteren der Verlauf in der axialen Mitte der Ebene gewählt, da sich die Werte an den Knüppelenden wie bereits begründet – noch reduzieren müssten und folglich unsicherer sind. Angegeben ist hier die Temperatur über die im Modell verwendeten Koordinaten im Querschnitt. Das Koordinatenpaar $\{1,1\}$ bildet die Spitze des Knüppelquerschnitts, die nach unten zeigt, die Temperatur der Koordinaten $\{10,10\}$ gibt die Temperatur der oberen Spitze wieder.

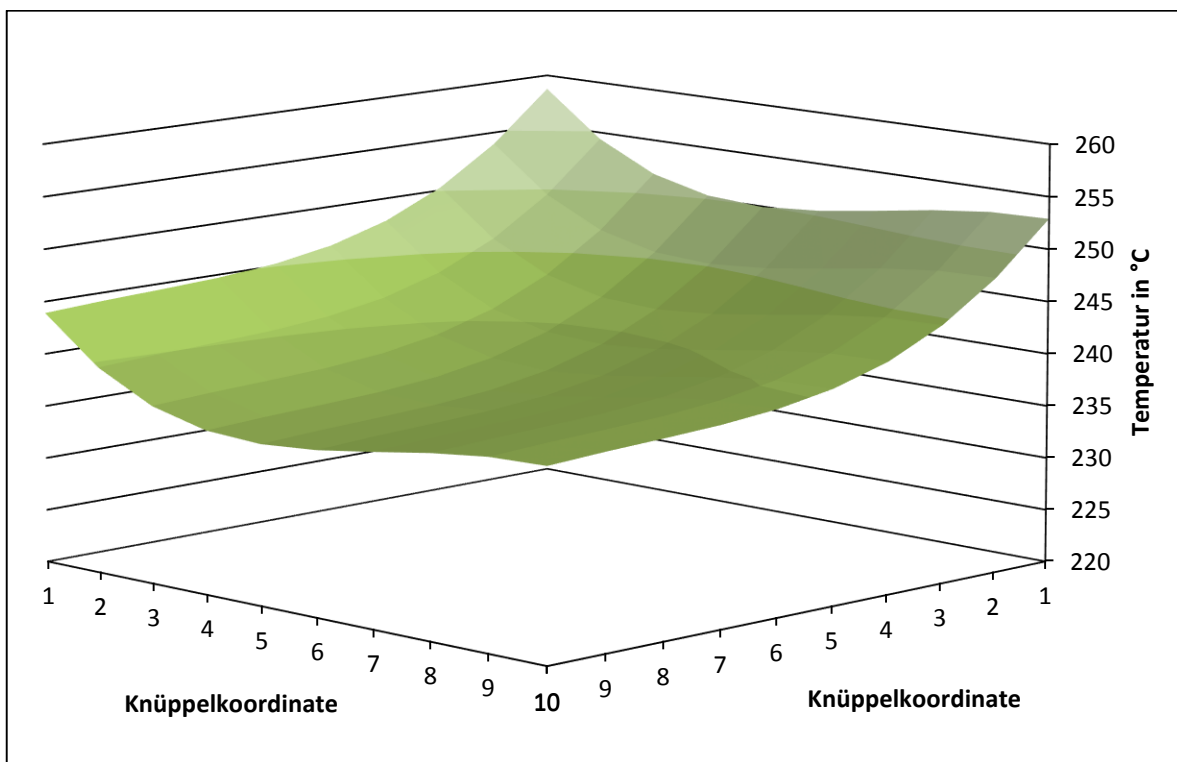


Abbildung 13: Simulierte Temperaturverteilung im Knüppelquerschnitt (Wenden)

Es ist zu erkennen, dass die niedrigste Temperatur die Koordinaten $\{5,10\}$ hat, also in der Mitte einer oberen Kante des Knüppels, zu finden ist. Hierbei handelt es sich um die Seite, die schon vor dem letzten Hub nach oben zeigte und somit nach dem nächsten Hub nach unten zeigen würde. Die gehobenen Temperaturen an den Ecken ergeben sich daraus, dass diese mehr Austauschfläche zu externen Wärmequellen besitzen und somit einen größeren Wärmestrom erhalten. Die seitlichen Ecken des Querschnitts werden noch hälftig von den Knüppeln des Wendekühlbetts bestrahlt. Die oben liegende Ecke hat, gemäß dem Diagramm, während der Zeit, in der sie nach unten zeigte, viel Wärme angesammelt, welche

noch nicht ausreichend wieder abgegeben werden konnte. Die Wärmeleitung von den Spitzen hat die erhaltene Wärmeenergie weitergetragen und sorgt folglich für das Temperaturminimum an der Stelle {5,10}, an der sich die Mitte der Knüppelkante befindet, welche die längste Zeit von der unteren Wärmequelle abgewandt war. Die Höhe der maximalen Temperaturdifferenz, die im Querschnitt auftritt, wird in Kapitel 5.2 thematisiert und diskutiert.

Werden die lokalen Querschnittstemperaturen der gleichen Stelle im Fall, dass die Knüppel nicht gewendet werden und kein Spalt zwischen ihnen gelassen wird, untersucht, so ergibt sich bei gleicher Aufwärmstrecke die Verteilung in Abbildung 14. Für eine optische Vergleichbarkeit wird im dargestellten Diagramm die Breite des Diskretisierungsabschnitts nachgebildet.

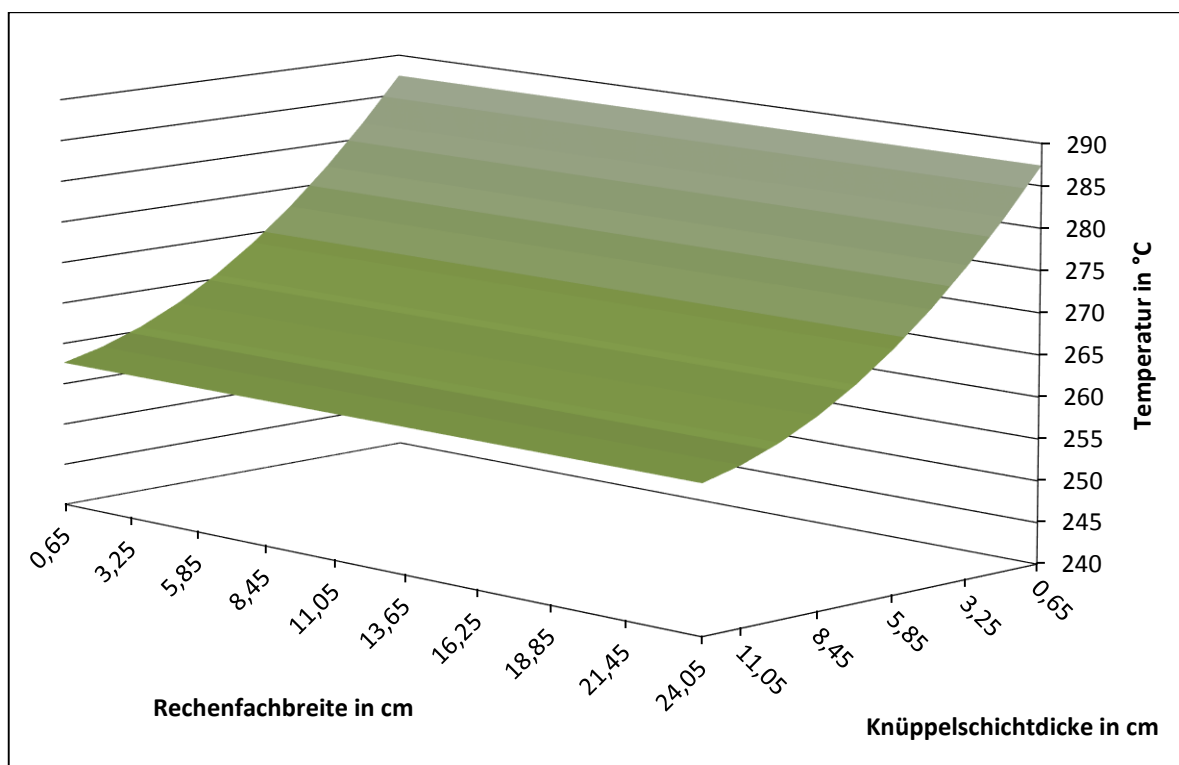


Abbildung 14: Simulierte Temperaturverteilung im Knüppelquerschnitt (kein Wenden, kein Spalt)

Erkennbar ist ein kurvig abfallender Temperaturverlauf über die Knüppeldicke von der Knüppelober- bis zu Unterseite. Dies beruht darauf, dass die Knüppel auf dem Wendekühlbett am Ende der Aufwärmstrecke die einzige Wärmequelle darstellen, die bewirkt, dass die Temperaturen der Knüppel des Gegenstrombetts angehoben werden. Der Kurvenverlauf ergibt sich ähnlich dem der oberen Knüppelebene durch den Aufwärmvorgang und dessen Bedingtheit durch steigende Temperaturen der Wärmequelle (Vgl. Abbildung 13). Es wird zwar das Durchlaufen der Knüppel des Gegenstrombetts stationär betrachtet, jedoch ergibt sich weder eine ausgeglichene noch konstante Wärmestrombilanz und somit kein stationärer Zustand für die Knüppel per se. Temperaturdifferenzen über die Rechenfachbreite sind im

Diagramm nicht darstellbar, da die Temperaturen hier nur örtlich eindimensional differenziert betrachtet werden (Vgl. Kapitel 4.2.4).

Die Temperaturverteilung bei einem angenommenen Spalt zwischen den Knüppeln stellt sich schematisch analog der in Abbildung 14 zu findenden dar, da auch in jenem Fall nur eine eindimensionale Differenzierung der Temperaturen möglich ist. Das Diagramm unterscheidet sich verglichen mit Abbildung 14 lediglich in den Temperaturen und den Kurvensteigungen. Eine nähere Diskussion ist im nachfolgenden Kapitel zu finden.

5.2 Ergebnisvergleich der simulierten Varianten

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Temperaturmodells für die simulierten Beförderungsoptionen „kein Wenden, kein Spalt“, „kein Wenden, Spalt“ und „Wenden, (kein Spalt)“ miteinander verglichen und diskutiert. Zudem erfolgt eine Ergebnisdifferenzierung bezüglich der genutzten Wendekühlbettlänge, die von der Umbauoption des C-Haken-Wagen-Bereiches abhängt. Eine Übersicht über die simulierten Ergebnisse ist in Tabelle 1 zu finden. Dort werden als charakteristische Werte die im Mittel erreichte Endtemperatur der vorgewärmten Knüppel sowie die maximale Temperaturdifferenz im Knüppelquerschnitt aufgeführt.

Tabelle 1: Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen den betrachteten Varianten

Beförderungsvariante	Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches	mittlere Endtemperatur (Gegenstrombett) in °C	maximale Temperaturdifferenz im Querschnitt in K
Kein Wenden, kein Spalt	Ja	193,14	30,09
Kein Wenden, Spalt		269,97	29,78
Wenden, (kein Spalt)		242,44	23,41
Kein Wenden, kein Spalt	Nein	143,20	20,94
Kein Wenden, Spalt		217,29	20,29
Wenden, (kein Spalt)		189,98	17,30

In der Gegenüberstellung der thermodynamischen Untersuchungsergebnisse ist zu erkennen, dass die simulierte Variante ohne Wenden und ohne einem Spalt zwischen den Knüppeln zu deutlich schlechteren Resultaten führt. Dies gilt sowohl bezüglich der mittleren Endtemperatur als auch in Bezug auf die maximale Temperaturdifferenz. Beim letzteren Vergleichswert war dieses Ergebnis auch zu erwarten, da nicht nur die erhaltene Wärmestrahlung hier

am einseitigsten erfahren wird, sondern die Knüppeloberseite auch noch durch die Konvektion Temperatur verliert. Jedoch fällt der Unterschied mit nur 0,31 K bzw. 0,65 K zur Variante mit Spalt und 6,68 K bzw. 3,64 K zum Wendefall allerdings überraschend gering aus. Dies könnte möglicherweise daran liegen, dass die Annahme für die Konvektion an der Unterseite der Knüppel nicht stimmt. Es wurde zwar zunächst in Kapitel 4.2.4 angenommen, dass dort eine laminare Strömung vorliegt; wird aber die entsprechende Bedingung aus Kapitel 2.2.3 in den Simulations Quellcode integriert oder manuell geprüft, so ergibt sich eine turbulente Strömung. Entsprechend eignen sich die thermodynamischen Ergebnisse dieses Falles nicht für eine Evaluierung des Gegenstrombetts, sondern höchstens für eine eingeschränkte Vergleichbarkeit mit den anderen Beförderungsoptionen. Da nicht bekannt ist, wie sich die Nusselt-Zahl an der Unterseite der Knüppeloberseite im turbulenten Strömungsfall näherungsweise berechnen lässt, kann über den Einfluss auf die Ergebnisse nur spekuliert werden. Aus thermodynamischer Sicht ist ein vergleichsweise größeres Temperaturgefälle über die Knüppeldicke zu erwarten, welches aus einem größeren Wärmestrom zur Unterseite der Knüppel resultieren müsste. Mit einem größeren Wärmestrom würde sich zudem ebenfalls die mittlere Endtemperatur steigern, wodurch die Transportart ohne Wenden und Spalt entsprechend im Vergleich zu den anderen weniger abfallen würde. Für eine geringere durchschnittlichere Endtemperatur gibt es jedoch prinzipiell Gründe: Zum einen hat die zur Konvektion an der Knüppeloberseite betrachtete Luft durch die Lücken in der oberen Ebene (in den entsprechenden Fällen) eine wesentlich höhere Temperatur, zum anderen steht für die Konvektion und (eingeschränkt) auch für die Wärmestrahlung eine doppelt so hohe Austauschfläche zur Verfügung. Dagegen wirken nur die längere Aufwärmzeit bei einer höheren Dichte an Knüppeln auf dem Gegenstrombett (und folglich längeren Zeit zwischen den Hüben) sowie der Wärmestau, der sich unter dem durchgehenden „Knüppeldach“ bildet. Inwiefern der Wärmestau richtig angenommen wurde, kann in dieser Arbeit nicht beurteilt werden, da detailliertere strömungsmechanische Betrachtungen in ihr nicht vorgenommen wurden.

Werden die Beförderungsvarianten „kein Wenden, Spalt“ und „Wenden, (kein Spalt)“ mit einander verglichen, so ist festzustellen, dass mit den in der Simulation gewählten Annahmen und Parametern der Wendefall eine über den Knüppelquerschnitt betrachtet homogenere Temperaturverteilung zur Folge hat, die Endtemperatur im anderen Fall jedoch gemittelt höher liegt. Im Vergleich der modellierten Unterschiede kann dies nur an der höheren Dichte von Knüppeln auf dem Gegenstrombett von 20,2 % sowie der gegenseitigen Bestrahlung der oberen Knüppel liegen. Diese Bestrahlung wurde hier im Übrigen nicht modelliert, da ansonsten angenommen wird, dass die Strahlung nur in vertikaler Richtung verläuft (Vgl. Kapitel 4.2.4). Dieser Richtungsvektor liegt jedoch in der Ausrichtung der Ebene der Knüppelseitenflächen. Diese würden somit bei gleichbleibender Richtung eine Strahlung auf eine Fläche mit der Größe von Null abgeben. Da eine solche Annahme nicht auswertbar und physikalisch nicht sinnvoll wäre, erfolgt in der Betrachtung ein naheliegender Wärmestrom durch die Strahlung der Seitenflächen in horizontaler Richtung, also eine gegenseitige Bestrahlung der Knüppel. Zur erwähnten höheren Dichte von Knüppeln ist dabei anzumerken, dass dadurch nicht nur – wie beim Fall „kein Wenden, kein Spalt“ – die Aufwärmzeit verlängert wird, sondern im Zusammenspiel mit dem Spalt auch eine höhere Austauschfläche pro Diskretisierungsfeld vorliegt. Ein zu berücksichtigender Faktor, der gegen die niedrigere

gemittelte Endtemperatur des Wendefalles wirkt, ist der angenommene direkte Einfluss der von unten kommenden Strahlung auf zwei Flächen eines Knüppels ohne Betrachtung des Winkels oder sonstiger Minderungsfaktoren. Wenn die maximale Temperaturdifferenz der Knüppelquerschnitte näher betrachtet wird, so zeigt sich zwar ein merklicher Unterschied, jedoch nicht in der Höhe, wie erwartet. Mit Differenzen von nur 6,37 K bzw. 2,99 K, also 21,4 % bzw. 14,7 % von der jeweiligen maximalen Temperaturdifferenz der Variante mit Spalt fallen auch die vorhandenen Wärmespannungen entsprechend den Prozentzahlen aus (Vgl. Kapitel 2.1.2). Dieser Unterschied in der Wärmespannung macht bei einem prognostizierten zulässigen Spannungs-Kennwert von 87,40 MPa (Vgl. Anhang A) einen Anteil von 8,7 % bzw. 4,1 % aus und ist somit eher gering. Der Grund liegt wahrscheinlich darin, dass im Wendefall die betrachteten Ecken des Knüppelquerschnitts eine doppelt so hohe äußere Fläche aufweisen, und sich somit die nach unten zeigende Querschnittsecke des Knüppels stark aufheizt. Wäre dieser Einfluss nicht vorhanden, ergäben sich nur noch Temperaturdifferenzen von 12,36 K bzw. 9,05 K, welche also fast die Hälfte der Ursprungswerte betragen (Vergleichswerte zur Berechnung sind die Mitten der nach unten zeigenden Knüppelkanten). Bei einer knüppelweisen Betrachtung des Falles mit Spalt ergäben sich in den unteren beiden Ecken des Knüppelquerschnitts folglich ebenfalls Temperaturmaxima, was aber im entwickelten Simulationsmodell nicht untersucht werden kann. Da die maximale Temperaturdifferenz dieser Variante entsprechend noch größer wird und sich – wie im Wendefall – vielleicht sogar verdoppeln könnte, wird trotz der höheren Endtemperaturen im Weiteren unter diesen Ergebnissen der Wendefall betrachtet und empfohlen.

Im Vergleich der beiden betrachteten Aufwärmängen, ist als Mittelwert ein Temperaturgewinn von 51,69 K bezüglich der mittleren Endtemperaturen zu verzeichnen. Dies macht somit im Durchschnitt ca. 22,8 % der maximal erreichbaren Temperaturdifferenz aus, obwohl die zusätzliche Länge nur einen Anteil von 7,9 % an der maximal nutzbaren Wendekühlbettlänge hat. Hier ist erkennbar, wie stark der Einfluss der höheren Knüppeltemperaturen des Wendekühlbetts und der längeren Aufwärmstrecke ist. Ob sich aber ein Umbau des C-Haken-Wagens und dessen Kranbahn voraussichtlich lohnen würde, wird im folgenden Kapitel geprüft.

5.3 Untersuchung des Einflusses der verwendeten Annahmen

Aufgrund der Auswertung und Diskussion der Simulationsergebnisse im vorherigen Kapitel wird im Weiteren der Einfluss einiger Annahmen im Wendefall der Knüppel auf dem Gegenstrombett betrachtet. Zudem werden als genutzte Wendekühlbettlänge 19,9 m entsprechend den folgenden Ergebnissen aus Kapitel 5.4 in den Untersuchungen gewählt. Eine Übersicht über die Parameterannahmen und dessen untersuchten Wertvariationen findet sich in folgender Tabelle:

Tabelle 2: Einflussuntersuchungen verschiedener Parameterannahmen

Untersuchter angenommener Parameter	Untersuchte Werte	Einfluss auf die mittlere Endtemperatur in %	Einfluss auf die maximale Temperaturdifferenz im Querschnitt in %
Dachtemperatur	40 °C	0,00	0,00
	0 °C	0,00	0,00
axiales Anfangs-temperaturgefälle der warmen Knüppel	75 °C	+2,61	+5,03
	25 °C	-2,57	-4,91
Gesamt-zusammensetzung der Bezugstemperatur der Luft für die obere Knüppelzebene	90 %	+12,05	+1,56
	36 %	-13,21	-1,92

Es ist zu erkennen, dass in dem untersuchten Bereich mit 20 K Abweichung von der angenommenen Dachtemperatur, sich kein (sichtbarer) Unterschied in den Ergebnissen ergibt. Selbst wenn hier von noch größeren Schwankungen ausgegangen werden würde, so hätte dies wohl keinen signifikanten Einfluss auf den Prozess. Ein höheres axiales Temperaturgefälle sorgt im variierten Wertebereich ca. doppelt so stark für eine relative Änderung der Temperaturdifferenz im Querschnitt wie für ein relatives Anheben bzw. Absenken der mittleren Endtemperatur. Jedoch machen diese Werte absolut gesehen nur wenige Kelvin aus und sind deshalb auch nicht sehr entscheidend für den Prozess. Der Anteil, den die Temperaturen der unteren Knüppelzebene an denen der nach oben strömenden Luft ausmachen, ist erwartungsgemäß bezüglich der Querschnittstemperaturdifferenz nicht sehr einflussreich, da die Lufttemperatur in der Modellannahme um die oberen Knüppel überall gleich ist. Die mittlere Endtemperatur wird jedoch mit jeweils über 10 % stark beeinflusst. Dabei ist aber anzumerken, dass die hier untersuchte Spanne von 27 %-Anteilen als Variation recht groß gewählt wurde. Dennoch ergibt sich, dass eine genauere strömungstechnische Betrachtung ratsam wäre.

Aufgrund der ausschließlichen Untersuchung der Annahmen für den Wendefall werden hier folgende Parameter nicht aufgeführt: der Reduktionsfaktor der Wärmeströme aus der Wärmeleitung bei lückenlos nebeneinander liegenden Knüppeln, der Reduktionsfaktor für die Wärmestrahlung zu den Seitenflächen der Knüppel im Falle mit Spalt und die Spaltgröße im selbigen Beförderungsfall. Inwiefern der Spalt jedoch reduzierbar ist, um eine höhere Dichte an Knüppeln zu erhalten, ist zudem eine strömungstechnische Fragestellung, da die angenommene Gültigkeit der Nusselt-Zahl bei einem sehr kleinen Spalt noch weniger vorliegen würde, als dies bei der gewählten Spaltgröße oder dem Wenden der Fall ist. Auch weitere getroffene Annahmen, die nicht in Tabelle 2 aufgeführt sind, werden hier nicht weiter untersucht, da die hier aufgestellten Annahmen solide begründet werden (Vgl. Kapitel 4.2.4) oder sich keine Alternativen aufzeigen lassen, die sich im Modell analysieren ließen (z. B. Nusselt-Zahl bei turbulenter Strömung an der Ebene).

Aufgrund des großen Umfangs der simulierten Daten aus den Kapiteln 5.1 und 5.2 sind diese im digitalen Anhang als separate Excel-Dateien zu finden.

5.4 Wirtschaftliche Betrachtung des Konzeptes

Um beurteilen zu können, ob das Konzept effizient ist, müssen die Kosten und Einsparungen gegeneinander abgewogen werden. In Tabelle 3 werden die voraussichtlich entstehenden Investitionskosten für die Umsetzung aufgeführt.

Tabelle 3: Voraussichtliche Investitionskosten für die Konzeptumsetzung

Kostengrund	Kosten in Euro
Stahlbau (Gegenstrombett)	200.000
Hydraulikanlage + Verrohrung	150.000
Elektrik + Automatisierung (Gegenstrombett)	250.000
Energieversorgung	100.000
Bau + Statik	40.000
Gesamt Gegenstrombett	740.000
Hallenkran	350.000
Auflegerost + Rollgang (45 m)	230.000
Gesamt Logistik	580.000
Umbau C-Haken-Wagen/-Kranbahn	500.000

Damit die Gesamtinvestitionskosten gedeckt werden, muss laut Konzernstandard die jährliche Einsparung durch die Umsetzung des Konzeptes die Gesamtinvestitionskosten innerhalb von zwei Jahren ausgleichen oder überschreiten. Dabei sind hier zur ersten Abschätzung die Betriebskosten als vernachlässigbar klein annehmbar. In etwa 15 % aller zu walzenden Knüppel würden voraussichtlich als Heißeinsatz mit einer anfänglichen Temperaturdifferenz von 891,3 K zu den kalten Knüppeln dienen. Wird angenommen, dass die Knüppel 1,5 Minuten auf den Förderwegen zum Walzwerksofen mit Wartezeiten benötigen, so verlieren diese währenddessen durch Strahlung und Konvektion maximal 51,2 K. Bei dieser Berechnung wurde überschlägig ein zeitlich konstanter Wärmeverlust für 900 °C warme Knüppel angenommen. Diese erfolgt vergleichbar zu der aus Anhang D. Wird das Produkt aus der minimalen Temperaturdifferenz von 840,1 K und einer mittleren spezifischen Wärmekapazität von 0,7626 kJ pro Kilogramm und Kelvin gebildet, ergibt sich ein gewonnener spezifischer Wärmestrom von 640,7 kW pro kg Knüppel. In diesem Fall wird im Gegensatz zu den Temperaturberechnungen im Modell der Durchschnitt der spezifischen Wärmekapazitäten des Temperaturbereiches gebildet, da dieser hier somit stellvertretend für den gesamten Bereich von 8,7 °C bis 848,8 °C steht, der ansonsten beim Aufheizen von den kalten Knüppeln durchlaufen werden würde. Mit dem Wirkungsgrad des Walzwerksofens von 0,65 und der

Jahresproduktion des Walzwerkes von 721.000 t lässt sich dann eine jährliche Energieeinsparung an Erdgas von 29.610 MWh bestimmen. Eine finanzielle Einsparung ergibt sich folglich bei einem durchschnittlichen Preis von 24 € pro Megawattstunde in Höhe von 710.640 €. Wird die Rechnung analog für die Knüppel vom Gegenstrombett im Wendefall angewandt, lassen sich dadurch bei einer minimalen Knüppeltemperatur von 236,3 °C Kosten in Höhe von 493.904 € pro Jahr einsparen (mit $c_m = 0,4932 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$), wenn der C-Haken-Wagen-Bereich umgebaut werden soll. Soll er nicht umgebaut werden, ergäbe sich bei 185,5°C eine Kosteneinsparung in Höhe von 376.820 € (mit $c_m = 0,4844 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$). Dabei beträgt der Knüppelanteil 70 % der verbleibenden 85 %, die nicht als Heißeinsatz verwendet werden. Die betrachteten Temperaturverluste scheinen zwar für den relativ langen Zeitraum sehr gering, jedoch muss beachtet werden, dass ein Knüppel mit über 2,125 t eine sehr große Masse darstellt und die Verluste über diese gesamte Masse berechnet wurden.

Werden die Einsparungen auf den Zeitraum von zwei Jahren bezogen, ergeben sich bei einer Gegenüberstellung mit den Kosten aus Tabelle 3 die Ergebnisse der nachfolgenden Tabelle:

Tabelle 4: Gegenüberstellung von Kosten und Nutzen der Ausführungsvarianten

	Einsparungs-/Kostenursache	Betrag in Euro
A	Heißeinsatz	1.421.280
	Gesamt Logistik	- 580.000
	Summe	= 841.280
B	Heißeinsatz	1.421.280
	Gegenstrombett (kurz)	+ 753.640
	Gesamt Logistik	- 580.000
	Gesamt Gegenstrombett	- 740.000
	Summe	= 854.920
C	Heißeinsatz	1.421.280
	Gegenstrombett (lang)	+ 987.809
	Gesamt Logistik	- 580.000
	Gesamt Gegenstrombett	- 740.000
	Umbau C-Haken-Wagen/-Kranbahn	- 500.000
	Summe	= 589.089

In der Gegenüberstellung ist deutlich zu erkennen, dass ein Heißeinsatz unabhängig vom Gegenstrombett rentabel und voraussichtlich schon ab 0,82 Jahren – das entspricht knapp 10 Monaten – gewinnbringend wäre. Bei Option B, also einem Gegenstrombett ohne Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches, würde sich das Verfahren nach 1,21 Jahren amortisiert haben und Gewinn erzielen, wobei die errechnete Gewinnspanne auf einen Zeitraum von zwei Jahren bezogen in dieser Variante am größten ist. Bei einem Umbau des C-Haken-Wagens und seiner Kranbahn bei Option C ergäbe sich langfristig gesehen der größte Gewinn. Hier

sind die Investitionskosten jedoch deutlich höher, so dass erst nach 1,51 Jahren eine positive Bilanz verzeichnet werden könnte. Die hierbei abgeschätzten Kosten des Umbaus sind zudem sehr vage und können leicht höhere Werte durch z. B. einen komplizierten neuen Fundamentbau für die Kranbahn annehmen. Entsprechend wären nach Unternehmensstandard mit den angenommenen Kosten und Einsparungen alle drei Optionen durchführbar. Da die zwei Jahre als Durchführbarkeitsmaß bestimmt wurden und die Kosten zum Umbau des C-Haken-Wagen-Bereiches detaillierter bestimmt werden müssten, wird hier die Option B mit der vergleichsweise größten Gewinnspanne aus Tabelle 4 empfohlen. Hier ist sicherlich vor einer Entscheidung eine noch umfassendere und genauere Betrachtung der voraussichtlichen Kosten, inklusive entsprechend eine ausführliche Kosten-Nutzen-Rechnung für das Modell C, ratsam und gegebenenfalls eine neue Gegenüberstellung aufzustellen.

Die in diesem Kapitel verwendeten Daten stammen – mit Ausnahme der simulierten Temperaturen – von Mitarbeitern der ArcelorMittal Hamburg GmbH. [18, 19, 20, 21]

6 Zusammenfassung und Ausblick

Um Energie einzusparen, sollen die 16 m langen Knüppel, welche zuvor auf dem Wendekühlbett abkühlten und für das Walzwerk wiedererwärmt werden sollen, einen Teil dieser Wärmeenergie durch diejenigen Knüppel zurückerhalten, welche gerade auf dem Wendekühlbett abkühlen. So soll dem Walzwerksofen der Prozessschritt der Vorwärmung der Knüppel über dem Wendekühlbettbereich vorgeschaltet werden. Dafür wurde in dieser Arbeit ein Konzept ausgearbeitet, nach dem die abgekühlten Knüppel vom Knüppelplatz mit dem vorhandenen Magnetkran auf eine Konstruktion gesetzt werden und sich über dem Wendekühlbett aufwärmen. Dies erfolgt in Gegenstromführung zu den Knüppeln auf dem Wendekühlbett. Das hierzu in Kapitel 4.2.2 entworfene Gegenstrombett befördert dabei die Knüppel vom Ende des Wendekühlbetts bis zur C-Haken-Kranbahn. Nach dem Prozessschritt des Vorwärmens sollen diese dann von einem neuen automatisierten Hallenkran bündelweise aufgenommen, gedreht und auf ein Auflegerost gesetzt werden. Dieses übergibt die Knüppel einzeln nacheinander an einen einsträngigen Rollgang, der die Knüppel zum Eingang des Walzwerksofens transportiert (siehe Kapitel 4.2.1, Abbildung 6). Mit dem automatisierten Hallenkran könnten auch Knüppel, die direkt aus der Stranggussanlage kommen, als Heißeinsatz verwendet werden. Das Aufwärmen und Abkühlen der Knüppel auf dem Gegenstrombett mit einem dafür entwickelten Temperaturmodell wurde in Microsoft Visual Basic for Applications simuliert (siehe Kapitel 4.2.4). Mit Hilfe des Modells wurde ebenfalls die Frage untersucht, ob der Transport der kalten Knüppel mit einem kleinen Spalt zwischen jedem einzelnen Knüppel, ohne einen Spalt oder gar mit Rechenblättern zum Wenden sinnvoller ist. Zur genauen Analyse dieser Fragestellung, fehlte hierzu jedoch entweder eine strömungstechnische Untersuchung für die dimensionslose Nusselt-Zahl im entsprechenden Gültigkeitsbereich, welche die Konvektion beschreibt, oder eine detailliertere Aufgliederung der im Modell betrachteten Knüppelstufen. Im Weiteren wurde der Beförderungsfall mit Wenden genauer betrachtet, bei dem sich die zuverlässigsten Ergebnisse simulieren ließen. Die Zuverlässigkeit ist nicht nur für die Beurteilung des thermodynamischen und finanziellen Nutzens wichtig, sondern auch zur Auslegung des Gegenstrombetts, da bei inhomogenen Temperaturverteilungen im Knüppelquerschnitt Wärmespannungen verursacht werden. Unter Wenden erreichen die Knüppel bei einer Aufwärmstrecke von 19,9 m eine simulierte Endtemperatur von knapp 190 °C im Mittel. Da die erreichten Temperaturen jedoch nur durch eine Modellierung errechnet wurden und viele Parameter und Stoffgrößen, für deren Werte Annahmen getroffen werden mussten, hierauf Einfluss haben, sind Abweichungen von der Temperatur wahrscheinlich. Der Einfluss der wichtigsten angenommenen Parameter wird dazu in Kapitel 5.3 untersucht. Dabei wurde eine empfehlenswerte genauere Untersuchung der Strömungsmechanik bestätigt. Die anschließende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des Konzeptes erfolgt in Bezug auf die Optionen mit und ohne Umbau des C-Haken-Wagenbereichs und somit zwischen einer längeren und kürzeren Ausführung des Gegenstrombetts. Da auch ein Heißeinsatz von gerade erst gegossenen Knüppeln mit dem Konzept realisiert werden kann, könnte die errechnete Gewinnspanne so stark erhöht werden, dass sogar der erwähnte Umbau, welcher relativ kostenintensiv wäre, nach Unternehmensstandard realisierbar wäre. Als Empfehlung wurden die kürzere Ausführungsvariante des Gegenstrombetts sowie eine genauere Untersuchung der Kosten ausgesprochen.

Literaturverzeichnis

- [1] ArcelorMittal Hamburg GmbH (2012) Unternehmen [Online]. Verfügbar: http://hamburg.arcelormittal.com/amhh_unternehmen.html [Besucht: 28. November 2014]
- [2] ArcelorMittal Hamburg GmbH (2012) Unternehmen - ArcelorMittal [Online]. Verfügbar: http://hamburg.arcelormittal.com/amhh_konzern.html [Besucht: 28. November 2014]
- [3] Hölling, M., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 25.11.2014
- [4] Gross, D., Hauger, W. und Schröder, J. und Wall, W. (2012) Technische Mechanik 2: Elastostatik. 11. Auflage, Wiesbaden: Springer
- [5] Böge, A. (2009) Technische Mechanik: Statik - Dynamik - Fluidmechanik - Festigkeitslehre. 28. Auflage, Wiesbaden: Vieweg + Teubner
- [6] Holzmann, G., Meyer, H. und Schumpich, G. (2012) Technische Mechanik Festigkeitslehre. 10. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg
- [7] Deutsches Institut für Normung e. V. (2010) Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau DIN EN 1993-1-1:2010-12. Berlin
- [8] bauforumstahl e. V.: Formstahl und Breitflanschträger [Online]. Verfügbar: http://www.bauforumstahl.de/upload/publications/Europ%C3%A4ische_breitflanschtr%C3%A4ger_IP.pdf [Besucht: 28. November 2014]
- [9] Grote, K.-H. und Feldhusen, J. (2007) Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage, Leipzig/Würzburg: Springer
- [10] Bürgel, R., Maier, H. J. und Niendorf, T. (2011) Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik: Grundlagen, Werkstoffbeanspruchungen, Hochtemperaturlegierungen- und beschichtungen. 4. Auflage, Wiesbaden: Vieweg + Teubner
- [11] Polifke, W. und Kopitz, J. (2009) Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden. 2. Auflage, München: Pearson Studium
- [12] VDI- Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (2006) VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer
- [13] Lowack, F., Zühlsdorf, B. (2013) Konzipierung eines Abwärmenutzungssystems SGA, WKB, BT. Soltau: Röhrs AG
(Ein Auszug des Diagramms ist dem digitalen Anhang beigelegt)
- [14] Lucas, K. (2007) Thermodynamik: die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen. 6. Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer

- [15] Bosch Rexroth AG (2010) Produktlinie CDM1, CGM1, CSM1, „Medium - Series“ [Online]. Verfügbar: http://www.boschrexroth.com/ics/content/AllPlatforms/Zylinder/pdf/productcdm1_german.pdf#page=1 [Besucht: 29.11.2014]
- [16] Universität Hamburg (2013) Klimaindizes und Mittelwerte für Hamburg-Fuhlsbüttel [Online]. Verfügbar: https://icdc.zmaw.de/ci_hamburg_fuhlsbuttel.html#c2567 [Besucht: 29.11.2014]
- [17] Fouad, N. A. (2011) Bauphysik Kalender 2011: Brandschutz. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn
- [18] Grossmann, M., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 20.10.2014
- [19] Lautenschläger, M., Röhrs AG: Persönliche Mitteilung am 22.10.2014
- [20] Lüdemann, L., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 21.10.2014
- [21] Matthes, A., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 15.10.2014
- [22] Thyssen Krupp Materials International GmbH (2011) Unlegierter warmfester Stahl TK P235GH [Online]. Verfügbar: <http://www.thyssenkrupp.at/files/rohre/Werkstoffdatenblaetter/P235GH.pdf> [Besucht: 28. November 2014]
- [23] Thyssen Krupp Materials International GmbH (2011) Warmgewalzter unlegierter Baustahl, Werkstoffdatenblatt [Online]. Verfügbar: http://www.thyssenkrupp-schulte.de/tl_files/ThyssenKrupp/Infothek%20%28Downloads%29/Baustaehle/S235Jxx.pdf [Besucht: 28. November 2014]
- [24] Martens, H., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 12.08.2014
- [25] Bramson, M. A. (1968) Infrared Radiation, A Handbook for Applications. New York: Plenum Press
- [26] Wolfe W. L. und Zissis, G. J. (1978) The Infrared Handbook. 2. Auflage, Washington, D. C.: Office of Naval Research, Department of Navy
- [27] Wolfe, W. L. (1965) Handbook of Military Infrared Technology. Washington, D. C.: Office of Naval Research, Department of Navy
- [28] Hölling, M., ArcelorMittal Hamburg GmbH: Persönliche Mitteilung am 16.10.2014 (Ist dem digitalen Anhang beigelegt)

Anhang

Anhang A: Statische Auslegung

Um zu prüfen, ob die auf dem Gegenstrombett beförderten Knüppel der Belastung des Prozesses standhalten, wird dies hier nach Kapitel 2.1 geprüft. Wird die rein statische Belastung betrachtet, so liegt ein Balken mit einer Streckenlast durch sein Eigengewicht vor. Nach Gleichung 1 wird eine Lagerung benötigt, die drei Auflagerreaktionen ergibt. Die Lagerung auf den Schienen ist jeweils eine einwertige und um sicherzugehen, dass keine seitliche Verschiebung während dem Transport auf dem Gegenstrombett auftritt, kann an dies zum Beispiel durch die einseitige Anbringung eines Stützbleches erfolgen (in Kapitel 4.2.2 nicht dargestellt). So ergibt sich folgender Fall:

$$n = r - 3 * k = 3 - 3 * 1 = 0$$

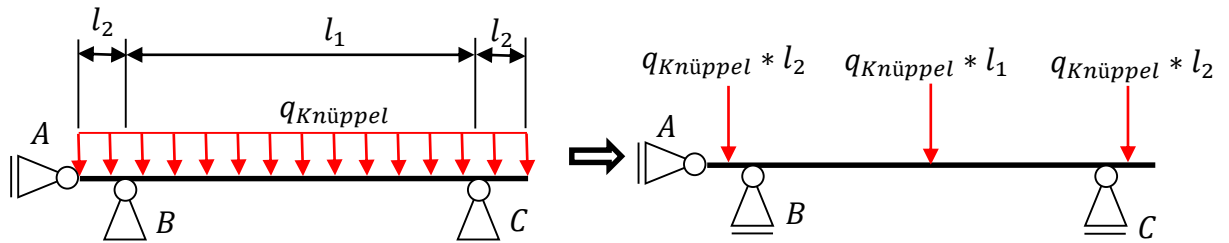


Abbildung 15: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung eines Knüppels auf dem Gegenstrombett

$$F_A = 0$$

$$\begin{aligned} F_B = F_C &= \frac{\left(\frac{l_2}{2} + l_1\right)}{l_1} * q_{Knüppel} * l_2 + \frac{l_1}{l_1} * q_{Knüppel} * l_1 - \frac{l_2}{l_1} * q_{Knüppel} * l_2 \\ &= q_{Knüppel} * \left(\frac{l_2^2}{2 * l_1} + l_2 + \frac{l_1}{2} - \frac{l_2^2}{2 * l_1}\right) = q_{Knüppel} * \left(l_2 + \frac{l_1}{2}\right) \end{aligned}$$

Aufgrund der Symmetrie gilt für die Auflagerkräfte $F_B = F_C$.

Wird das Biegemoment betrachtet, so muss zwischen der innen liegenden Strecke und den äußeren unterschieden werden. Wenn von Auflager B an die rechte Seite als Strecke mit positiven z-Werten und die linke als Strecke mit negativen definiert werden, so ergibt sich:

$$0 \geq z: M_b(z) = -(l_2 + z) * q_{Knüppel} * \frac{l_2 + z}{2} = -q_{Knüppel} * \left(\frac{l_2^2}{2} + l_2 * z + \frac{z^2}{2}\right)$$

$$0 \leq z: M_b(z) = -(l_2 + z) * q_{Knüppel} * \frac{l_2 + z}{2} + z * F_B = q_{Knüppel} * \left(\frac{l_1 * z}{2} - \frac{l_2^2}{2} - \frac{z^2}{2}\right)$$

Das Biegemoment wird seinen maximalen Betrag entweder an den Auflagern oder in der Mitte des Knüppels haben, weswegen folgende Werte geprüft werden:

$$M_b(0) = M_b(l_1) = -\frac{l_2^2}{2} * q_{Knüppel}$$

$$M_b\left(\frac{l_1}{2}\right) = q_{Knüppel} * \left(\frac{l_1^2}{8} - \frac{l_2^2}{2}\right) = q_{Knüppel} * (32 m^2 - 8 m * l_2)$$

Da die Summe aus l_1 und zweimal l_2 die Knüppellänge (16 Meter) bilden muss, ergeben sich zwei mögliche Längen für l_2 :

$$l_2(M_b(0; l_1)) = \sqrt{\left| -\frac{2 * M_{b,max}}{q_{Knüppel}} \right|}$$

$$l_2\left(M_b\left(\frac{l_1}{2}\right)\right) = 4 m - \frac{M_{b,max}}{8 m * q_{Knüppel}}$$

Zur Bestimmung der Längen wird das größte Moment, das wirken darf, benötigt und dafür nach Gleichung 3 die zulässige Spannung und das Widerstandsmoment. Für die zulässige Spannung wird der unlegierte Baustahl S235J als Stahl mit geringerer Qualität verglichen, um den „Worst Case“ mit abzudecken. Zudem wird in Bezug auf die Ergebnisse aus Kapitel 5.1 für eine Sicherheit der erreichten Knüppeltemperatur gegenüber die zulässige Spannung bei 300°C betrachtet. Da bei Stählen geringerer Qualitäten jedoch keine Werte für die Dicke eines Knüppels vorliegen, wird hier als Annahme das funktionelle Verhalten des $R_{p0,2}$ -Werten über die Temperatur vom Stahl P235GH bei Dicken von 0 bis 16 mm und 100 bis 150 mm ermittelt, um es auf den Spannungs-Kennwert von S235J zu übertragen. (Der $R_{p0,2}$ -Wert gibt die Spannung an, die für eine 0,2 prozentige Dehnung im Vergleich zur Ausgangslänge nötig ist.)

Tabelle 5: $R_{p0,2}$ -Werte von P235GH bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und 100 bis 150 mm von verschiedenen Temperaturen [22, S. 2]

Temperatur in °C	$R_{p0,2}$ (P235GH) > 0 ≤ 16 mm in N mm ⁻²	$R_{p0,2}$ (P235GH) > 100 ≤ 150 mm in N mm ⁻²
100	214	168
200	182	143
250	167	131
300	153	121

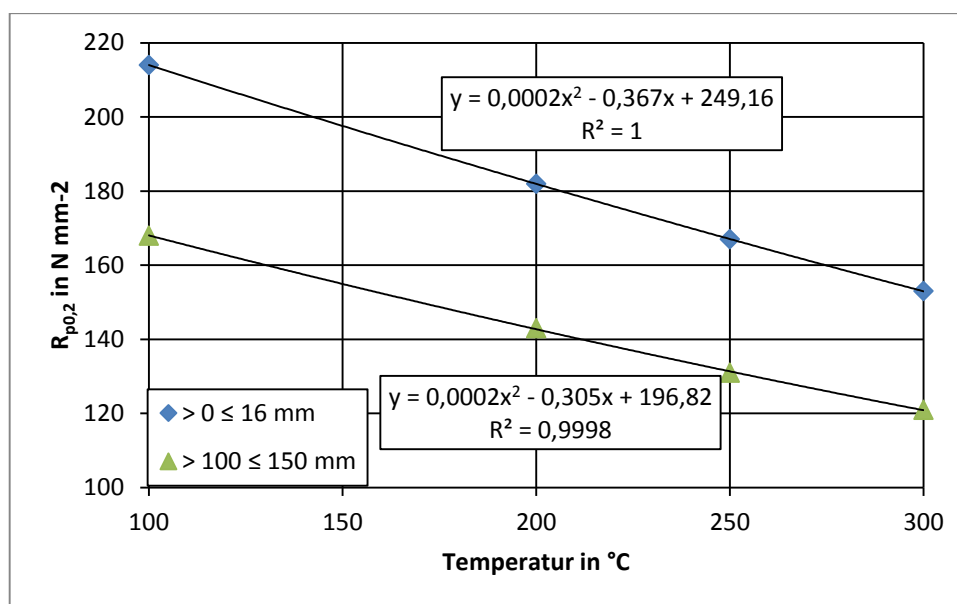


Abbildung 16: Approximationskurven für das Temperaturverhalten des $R_{p0,2}$ -Wertes von P235GH bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und 100 bis 150 mm

Aus den beiden Funktionsleitungen lässt sich beim dargestellten Funktionsschema $y = a * x^2 + b * x + c$ eine prozentuale Veränderung der Parameter bestimmen, die auf S235J übertragen wird. So gilt:

$$a_{\%} = \frac{a_{>100 \leq 150}}{a_{>0 \leq 16}} = \frac{0,0002}{0,0002} = 1$$

$$b_{\%} = \frac{b_{>100 \leq 150}}{b_{>0 \leq 16}} = \frac{-0,305}{-0,367} = 0,8311$$

$$c_{\%} = \frac{c_{>100 \leq 150}}{c_{>0 \leq 16}} = \frac{196,82}{249,16} = 0,7899$$

Mit den Werten für S235J wird ebenfalls eine Approximationskurve erstellt, auf dessen Parameter die prozentualen Veränderungen hinzumultipliziert werden:

Tabelle 6: Spannungs-Kennwerte von S235J bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm von verschiedenen Temperaturen [23, S. 2]

Temperatur in °C	Spannungs-Kennwert (S235J) > 0 ≤ 16 mm in N mm ⁻²
100	187
200	161
250	143
300	122

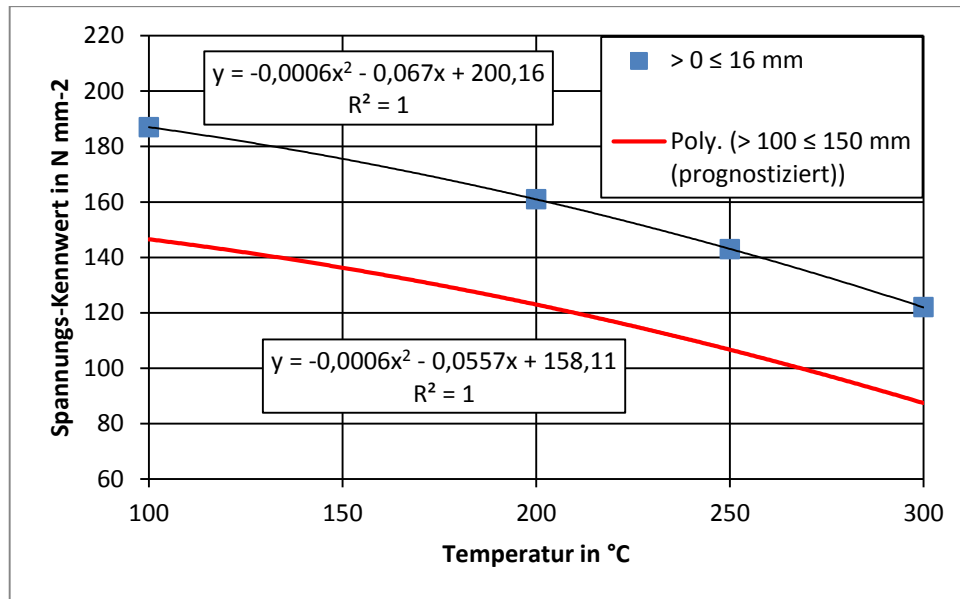


Abbildung 17: Approximationskurve für das Temperaturverhalten des Spannungs-Kennwertes von S235J bei Erzeugnisdicken 0 bis 16 mm und prognostizierte Kurve für Erzeugnisdicken 100 bis 150 mm

So ergibt sich ein Spannungs-Kennwert für die Erzeugnisdicken 100 bis 150 mm und die Temperatur 300 °C von 87,40 N mm⁻².

Bei der maximalen Temperaturdifferenz im Wendefall aus Kapitel 5.1 von 17,3 K ergeben sich nach Gleichung 7 mit $E_{300^{\circ}\text{C}} = 190 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$ und $\alpha_{l_{20-300^{\circ}\text{C}}} = 1,21 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{K}}$ folgende Wärmespannung [22, S. 2]:

$$\sigma_w = \frac{1}{2} * E * \alpha_l * \Delta T = \frac{1}{2} * 190 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} * 1,21 * 10^{-5} \frac{1}{\text{K}} * 17,3 \text{ K} = 29,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da für den bestimmten Spannungs-Kennwert schon eine erhöhte Temperatur als Sicherheit mit einbezogen wird und die Stoffwerte für die Wärmespannung auch für diese Temperatur gelten, kann die Wärmespannung direkt vom Spannungs-Kennwert subtrahiert werden. Unter Berücksichtigung von dem Sicherheitsfaktor aus Kapitel 2.1.2 für konstante Lasten ergibt sich folgende Maximalspannung für die Biegung:

$$\sigma_{b,max} = \frac{87,40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - 19,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,35} = 50,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach Gleichung 4 gilt hier für das Widerstandsmoment:

$$W = \frac{h^3}{6} = \frac{0,13^3 \text{ m}^3}{6} = 3,6617 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

Daraus ergibt sich nach Gleichung 3 folgendes maximale Biegemoment:

$$M_{b,max} = \sigma_{b,max} * W = 50,01 \frac{N}{mm^2} * 3,6617 * 10^{-4} m^3 = 18309,7 Nm$$

Da es abhängig von den Längen l_2 und l_1 ist, ob das innere oder das äußere Maximalmoment größer ist, werden für das berechnete Moment beide geprüft. So ergeben sich folgende Werte für l_2 der Streckenlast $q_{Knüppel} = 9,81 \frac{m}{s^2} * 7860 \frac{kg}{m^3} * 0,13^2 m^2 = 1303,1 \frac{N}{m}$:

$$l_2(M_b(0; l_1)) = \sqrt{\left| \frac{2 * 18309,7 Nm}{1303,1 \frac{N}{m}} \right|} = 5,30 m$$

$$l_2\left(M_b\left(\frac{l_1}{2}\right)\right) = 4 m - \frac{18309,7 Nm}{8 m * 1303,1 \frac{N}{m}} = 2,24 m$$

Wird die kleinere errechnete Länge von 2,24 m in die Momentengleichung der Auflager eingesetzt, ist zu erkennen, dass das Biegemoment in der Mitte des Knüppels zwar 18309,7 Nm beträgt, an den Auflagern jedoch betragsmäßig nur 3269,2 Nm. Entsprechend besitzt diese Länge Gültigkeit und stellt den Abstand der Lagerpunkte dar, die von den Knüppelenden aus mindestens vorhanden sein müssen. Da die Knüppel keine tragende Funktion haben, wird die zulässige Durchbiegung hier nicht geprüft.

Die Kragträger der Konstruktion müssen entsprechend statisch gesehen mindestens eine Länge von 3,04 m aufweisen, damit dort die Hubschiene im Abstand von 5 cm zur Stützschiene ansetzen kann und die Außenstützen einen angenommenen Sicherheitsabstand von 30 cm zu den Knüppelenden auf dem Wendekühlbett besitzen. Dabei müssen jeweils die Trägermitten als Maß verwendet werden. Die Kragträger sind durch die Länge der vertikalen Differentialzylinder bereits als IPB 1000 vordimensioniert (siehe Anhang B). Um die maximale endständige Kraft zu berechnen, die wirken darf, wird entsprechend das statisch bestimmte System des Kragträgers (Vgl. Gleichung 1) genauer betrachtet:

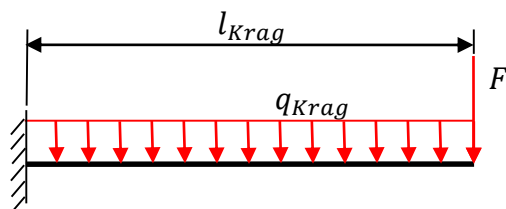


Abbildung 18: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung des Kragträgers

Bei einer Untersuchung vom Trägerende in Richtung der Einspannung, ergibt sich hier über den Träger folgende Funktion für das Biegemoment:

$$M_b(z) = F * z + q_{Krag} * \frac{z^2}{2}$$

Wird das maximale Biegemoment an der Einspannung betrachtet folgt daraus für F:

$$F = \frac{M_{b,max}}{l_{Krag}} - q_{Krag} * \frac{l_{Krag}}{2}$$

Da selbst bei IPB 1000er Trägern sich weder die Gurt- noch die Steg-Maße aus dem Bereich von 16 bis 40 mm herausbewegen, wird der Spannungs-Kennwert dieser von 155 N mm^{-2} bei einer angenommenen Maximaltemperatur von 200 °C (inklusive Kühlung) und dem unlegierten Baustahl S235J verwendet [22, S. 2]. Die Streckenlast ergibt sich dann zu:

$q_{Krag} = \text{Erdbeschleunigung} * (\text{Trägermasse pro Meter} + \text{Masse der Kühlung an den Kragträgerseitenflächen und der Unterseite pro Meter})$

$$= 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left(314,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + \frac{\pi}{4} * 0,04^2 \text{ m}^2 * \frac{2 * 1\text{m} + 0,3\text{m}}{0,04 \text{ m} + 0,005\text{m}} * \left(0,3 * 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} + 0,7 * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \right) = 5007,1 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

[8, S. 18]

Dabei wird das Volumen der Kühlung bei einem Rohrdurchmesser von 4,0 cm und Abstand zwischen den Rohren von 0,5 cm (analog wie bei der C-Haken-Kranbahn) und unter der Annahme, das in diesem Volumen ein Wasseranteil von 70 % vorliegt, berechnet. Mit einem Widerstandsmoment von $12,895 * 10^{-3} \text{ m}^3$ (aus der gleichen Tabelle, wie die Trägermasse pro Meter) und einem Sicherheitsfaktor von 1,35 (Vgl. Kapitel 2.1.2) ergibt sich so ein maximales Biegemoment von 1480,54 kNm und folglich eine maximale Kraft von 479,41 kN. Diese verfügbare Belastung wird von den getragenen Knüppeln sowie von den Schienen und deren Kühlung eingenommen. Dabei werden die Gewichtskräfte der beiden Schienen – wie in Abbildung 18 zu sehen – zusammen auf das Trägerende fokussiert betrachtet.

Durch diese Kraft und die Betrachtung des statischen Systems der Hub- und Stützschiene kann deren maximale Länge und somit der Abstand zwischen den Außenstützen bestimmt werden. Das statische System ist hierbei gleich dem der Knüppel bis auf die Tatsache, dass die Auflagerpunkte dort die Endpunkte des Trägers bilden:

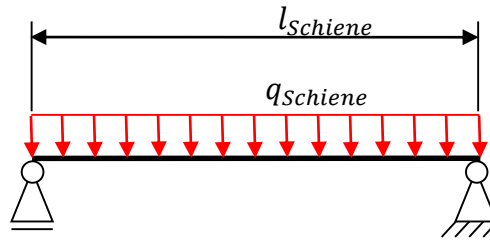


Abbildung 19: Schematische Darstellung der statischen Betrachtung der Hub- und Stützschiene

So ergibt sich für diese folgendes Biegemoment für die Schienen:

$$M_b(z) = q_{\text{Schiene}} * \left(l_{\text{Schiene}} * \frac{z}{2} - \frac{z^2}{2} \right)$$

Da das maximale Biegemoment in der Mitte zu finden ist, ergibt sich für die Schienenlänge folgende Beziehung:

$$l_{\text{Schiene}} \left(M_b \left(\frac{l_{\text{Schiene}}}{2} \right) \right) = \sqrt{\frac{8 * M_{b,\text{max}}}{q_{\text{Schiene}}}}$$

Wird ein IPB 300er Träger als Hubschiene verwendet, ergibt sich hier die Streckenlast zu:

$q_{\text{Schiene}} = \text{Erdbeschleunigung} * (\text{Hälfte der bedörferten Knüppelmasse pro}$

$\text{Meter} + 3 * \text{Trägermasse pro Meter} + \text{Masse der Kühlungen einer}$

$\text{Seitenfläche und der Unterseite pro Meter})$

$$= 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \left(\frac{1}{2} * 16 \text{ m} * 0,13^2 \text{ m}^2 * 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1}{0,25 \text{ m}} + 3 * 117,0 \frac{\text{kg}}{\text{m}} + \frac{\pi}{4} * 0,04^2 \text{ m}^2 \right. \\ \left. * \frac{0,3 \text{ m} + 0,3 \text{ m}}{0,045 \text{ m}} * \left(0,3 * 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} + 0,7 * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \right) = 45,645 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

[8, S. 14]

Dabei wird keine Kühlung zwischen der Hub- und der Stützschiene vorgesehen, da diese sich dort die meiste Zeit gegenseitig abschirmen. Die Trägermasse pro Meter wurde hier überschlägig verdreifacht, um so noch die zusätzliche Belastungen durch z. B. die Rechenblätter, welche hier nicht ausgelegt und folglich auch nicht näher betrachtet werden, aufnehmen zu können. Diese Belastungen könnten auch durch Knotenbleche zustande kommen, die in Richtung Wendekühlbettmitte eingeschweißt und wahrscheinlich notwendig sein werden, da die Knüppel dorthin auf den Träger mehr Kraft ausüben. Wird die Streckenlast und ein Widerstandsmoment von $1,678 * 10^{-3} \text{ m}^3$ genommen so ergibt sich bei einem Sicherheitsfaktor von 1,5 ein maximales Biegemoment von 173,39 kNm und folglich eine Höchstlänge

von 5,51 m. Werden vier dieser Schienen á 5,0 m vorgesehen, so ist eine zusätzliche „stahlwerksgerechte“ Sicherheit eingebaut und 20 m Gegenstrombettlänge erreicht.

Wird die Streckenlast der Schienen verdoppelt und einmal der Anteil, den die Knüppellast ausmacht, abgezogen, so kann mit diesen 5 Metern die maximale Gewichtskraft ausgerechnet werden, die am Ende der Kragträger der inneren Stützen wirken würde. Diese wäre mit 247,95 kN sogar nur knapp halb so groß wie die maximal tragbare. So liegt auch hier deutlich eine zusätzliche Sicherheit vor.

Bei der abschließenden Betrachtung der Durchbiegung des Kragträgers ergibt sich nach Gleichung 9 die folgende Funktion:

$$y(z) = -\frac{\iint M_b(z) * (dz)^2}{E * W * \frac{h}{2}} = -\frac{F * \frac{z^3}{6} + q_{Krag} * \frac{z^4}{24} + C_1 * z + C_2}{E_{200\text{ °C}} * W_{IPB\ 1000} \frac{h_{IPB\ 1000}}{2}}$$

Da die Betrachtung des Biegemoments vom Trägerende her erfolgt und entsprechend bei $z = l_{Krag}$ die Einspannung ist, muss an der Stelle $z = 0$ das Maximum vorliegen. So ergeben sich aus der Bedingungen, dass bei der Einspannung weder eine Biegung ($y(l_{Krag}) = 0$) noch ein Biegewinkel ($y'(l_{Krag}) = 0$) vorhanden ist, folgende Integrationskonstanten:

$$C_1 = -F * \frac{l_{Krag}^2}{2} - q_{Krag} * \frac{l_{Krag}^3}{6}$$

$$C_2 = F * \frac{l_{Krag}^3}{3} + q_{Krag} * \frac{l_{Krag}^4}{8}$$

Entsprechend ist hier die maximale Durchbiegung mit einem Elastizitätsmodul von 197 GPa bei 200 °C und der vorhandenen Kraftbelastung gleich (-)1,870 mm [18, S. 2]. Nach dem in Kapitel 2.1.3 genannten Kriterium von $y_{zul} = \frac{l}{300} = \frac{3,04\ m}{300} = 10,13\ mm$ ist hier die Durchbiegung also zulässig.

Bei gleichem Wege ergibt sich so im Falle der durch die IPB 300er Träger verkörperten Schienen die Funktion der Biegelinie

$$y(z) = -\frac{q_{Schiene} * l_{Schiene} * \frac{z^3}{12} - q_{Schiene} * \frac{z^4}{24} + C_1 * z + C_2}{E_{200\text{ °C}} * W_{IPB\ 300} \frac{h_{IPB\ 300}}{2}}$$

mit folgenden Integrationskonstanten:

$$C_1 = q_{Schiene} * \frac{l_{Schiene}^3}{24} \quad (y(l_{Schiene}) = 0)$$

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

Das ergibt eine maximale Durchbiegung von (-)9,29 mm in der Mitte der Schienen. Auch diese ist kleiner als die zulässige von 16,67 mm.

Im Weiteren wird die Konstruktion analog den aufgeführten Rechenbeispielen ausgelegt. Dazu wird die Konstruktion weiterhin in die Einzelträgererelemente aus Abbildung 20 zerlegt. Das Biegemoment des Kragträgers an dessen Einspannung, durch die Länge des Trägers geteilt, bildet hierbei die Kraft, die am oberen Einspannende des Zwischenstücks wirkt. Dies wird analog weitergeführt, wobei am Knotenpunkt mit der Schrägstütze eine hälftige Aufteilung des übertragenden Moments veranschlagt wird. Bei der Schrägstütze ist für die Lasteinwirkung der Winkel von 60° zu berücksichtigen.

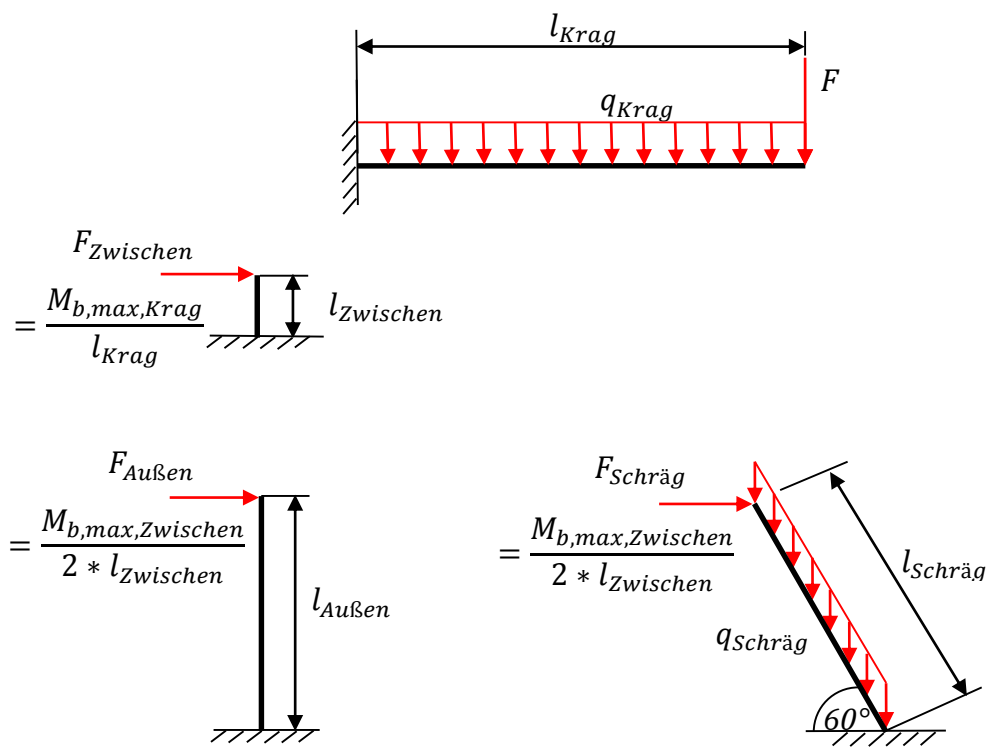


Abbildung 20: Zerlegung der Außenstütze in statisch bestimmte Einzelträgererelemente

Anhang B: Auslegung der Differentialzylinder

Die zur Auslegung der in Kapitel 4.2.3 genannten Differentialzylinder benötigte Kraft ergibt sich für die inneren Stützpaare mit den Werten aus Anhang A zu:

$$F_{v,innen} = q_{Schiene} * l_{Schiene} = 25,63 \frac{kN}{m} * 7m = 179,41 kN$$

$$F_{v,außen} = \frac{1}{2} * q_{Schiene} * l_{Schiene} = 25,63 \frac{kN}{m} * 7m = 89,705 kN$$

Dabei ist angedacht, dass auf jede Außenstütze ein vertikaler Hydraulikzylinder kommt. Eine Hubschiene wird zwar von zwei Zylindern angehoben, jedoch sollen entsprechend der angedachten Anzahl die Enden zweier Schienen von den mittleren Differentialzylindern getragen werden, so dass dort die Kräftehalbierung im Gegensatz zu den äußeren Zylindern ausbleibt. Wie dies lagertechnisch realisierbar ist, muss bei einer konkreteren Auslegung überlegt werden. (Im CAD-Modell wird dies nicht näher beleuchtet und die Schienen als durchgängig dargestellt – Vgl. Kapitel 4.2.2, Abbildung 7.) Als Sicherheit wird aus Sicherheitsgründen ein Mindestfaktor von 1,5 veranschlagt, der von Mitarbeitern der ArcelorMittal GmbH als „stahlwerksgerecht“ empfohlen wird [24]. Über die Zylinderkolbenfläche kann nun bei einem Druck von 160 bar dessen Durchmesser errechnet werden:

$$\frac{F_{Zylinder}}{p_{Zylinder}} = A_{Zylinder} = \frac{\pi}{4} * d_{Kolben}^2 \rightarrow d_{Kolben} = \sqrt{\frac{4 * F_{Zylinder}}{\pi * p_{Zylinder}}}$$

$$d_{Kolben,innen} \leq \sqrt{\frac{4 * 179,41 kN * 1,5}{\pi * 160 * 10^5 \frac{N}{m}}} = 0,1463 m$$

$$d_{Kolben,außen} \leq \sqrt{\frac{4 * 89,705 kN * 1,5}{\pi * 160 * 10^5 \frac{N}{m}}} = 0,1035 m$$

Da dies der Mindestdurchmesser ist, werden die nächstgrößeren Ausführungen mit 160 mm und 125 mm Durchmesser gewählt.

Die Hublänge beträgt 25 cm, um nach Pythagoras einer horizontalen Distanz von ca. 15 cm (Vgl. Kapitel 4.2.2, Abbildung 8) und einem vertikalen von maximal 20 cm bewerkstelligen zu können. Dabei wird der vertikalen Hublänge ein Sicherheitsaufschlag von 7 cm gegeben, da die Knüppeldurchbiegung zum Verkanten mit den Rechenblättern führen könnte, was unbedingt vermieden werden muss. Als Maßvorlagen für die Hublängenbestimmung werden hier die Rechenblattdimensionen des Wendekühlbetts verwendet, die in etwa auch in der Abbildung 8 mit anderem Maßstab zu sehen sind.

Für die horizontalen Differentialzylinder ergibt sich mit dem Zylindermanteldurchmesser- und -anzahlverhältnis des Wendekühlbetts von 4*160 mm (horizontal) zu 8*280 mm (vertikal) und dem Zylinderanzahlverhältnis von 8 (horizontal) zu 10 (vertikal) des Gegenstrombetts ein Mindestkolbendurchmesser von 0,0523 m. Der nächst größere Kolbendurchmesser

beträgt dabei 63 mm. Hier werden die mittleren vertikalen Differentialzylinder als Maß verwendet, da diese vom Belastungsfall am ehesten denen des Wendekühlbetts entsprechen. Bei den horizontalen Hydraulikzylindern gilt die gleiche Hublänge wie die der vertikalen.

Da die ausgelegten vertikalen 160mm-Differentialzylinder eine Länge von 93,5 cm von einem Gelenkauge zum anderen und die 125mm-Zylinder nur 81,8 cm haben, muss dies durch eine Verlängerung der letzteren ausgeglichen werden. Aufgrund der Länge und einer lagerbedingten zusätzlichen Distanz wird als Kragträger das maximale IPB-Profil, ein IPB 1000er Träger, gewählt, der gegebenenfalls sogar noch zusätzlich an den Schienenauflageflächen für die nötige Länge erhöht werden muss.

Anhang C: Stoffwerte und Approximationsfunktionen für die Berechnung im Simulationsmodell

Tabelle 7: Emissionsgrade verschiedener Temperaturen von oxidiertem Stahl

Temperatur in °C	Emissionsgrad	
125	0,78	[25, S. 535]
200	0,79	[25, Kap. 7, S. 44]
525	0,82	[25, S. 535]
1227	0,89	[27, S. 551]

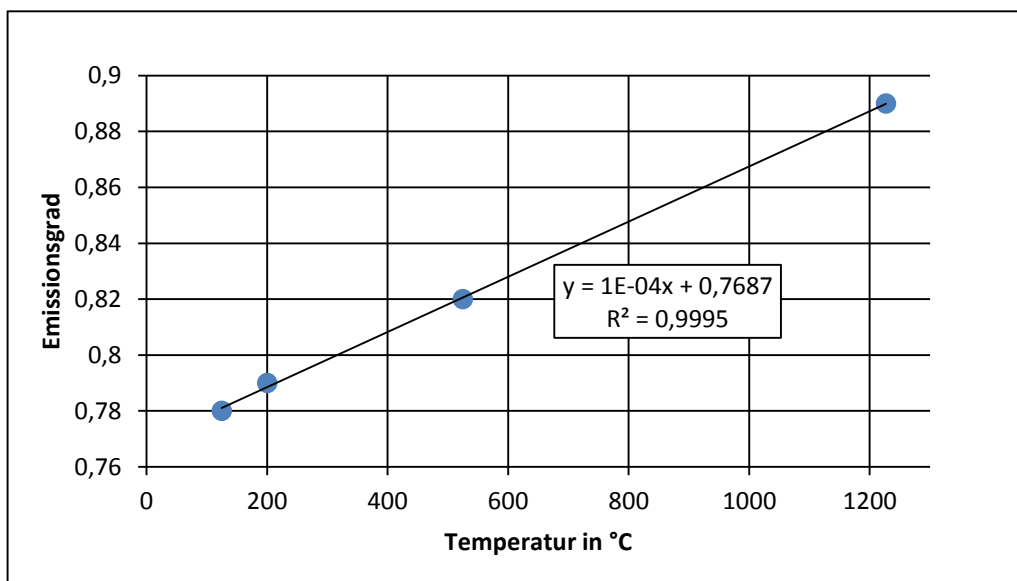


Abbildung 21: Approximationsgerade des Emissionsgrades von oxidiertem Stahl

Tabelle 8: Luftdichte verschiedener Temperaturen bei 1 bar [12, Kap. Dbb, S. 2]

Temperatur in °C	Dichte in kg m ⁻³	Temperatur in °C	Dichte in kg m ⁻³
0	1,2758	160	0,8039
10	1,2306	180	0,7684
20	1,1885	200	0,7359
30	1,1492	250	0,6655
40	1,1124	300	0,6075
50	1,0779	350	0,5587
60	1,0455	400	0,5172
70	1,0150	450	0,4815
80	0,9862	500	0,4503
90	0,9590	550	0,4230
100	0,9333	600	0,3988
120	0,8858	650	0,3772
140	0,8428	700	0,3578

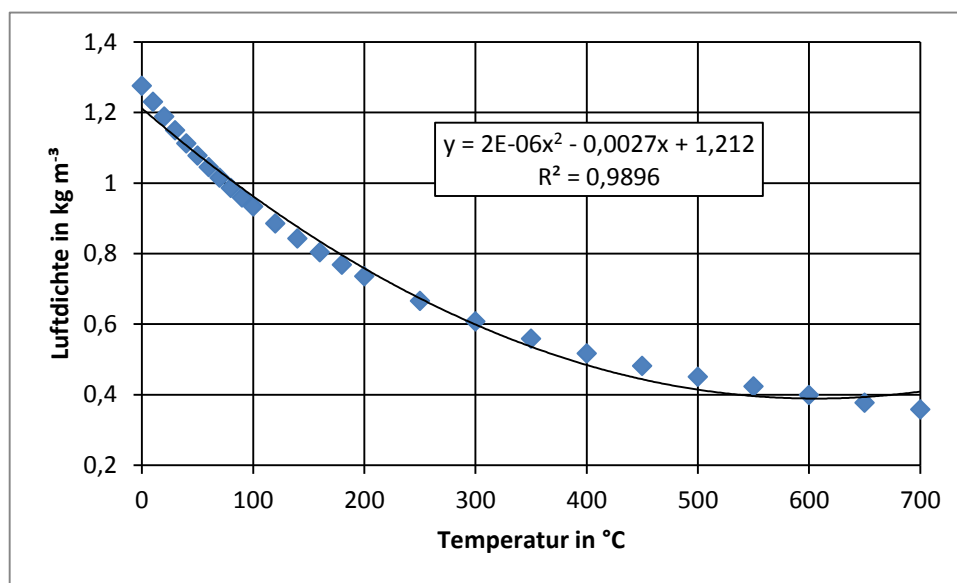


Abbildung 22: Approximationskurve der Dichte von Luft

Tabelle 9: Volumenausdehnungskoeffizient verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar [12, Kap. Dbb, S. 2]

Temperatur in °C	Volumenausdehnungskoeffizient in K ⁻¹	Temperatur in °C	Volumenausdehnungskoeffizient in K ⁻¹
0	0,003674	160	0,002310
10	0,003543	180	0,002208
20	0,003421	200	0,002115
30	0,003307	250	0,001912
40	0,003201	300	0,001745
50	0,003101	350	0,001605
60	0,003007	400	0,001486
70	0,002919	450	0,001383
80	0,002836	500	0,001293
90	0,002758	550	0,001215
100	0,002683	600	0,001145
120	0,002546	650	0,001083
140	0,002423	700	0,001027

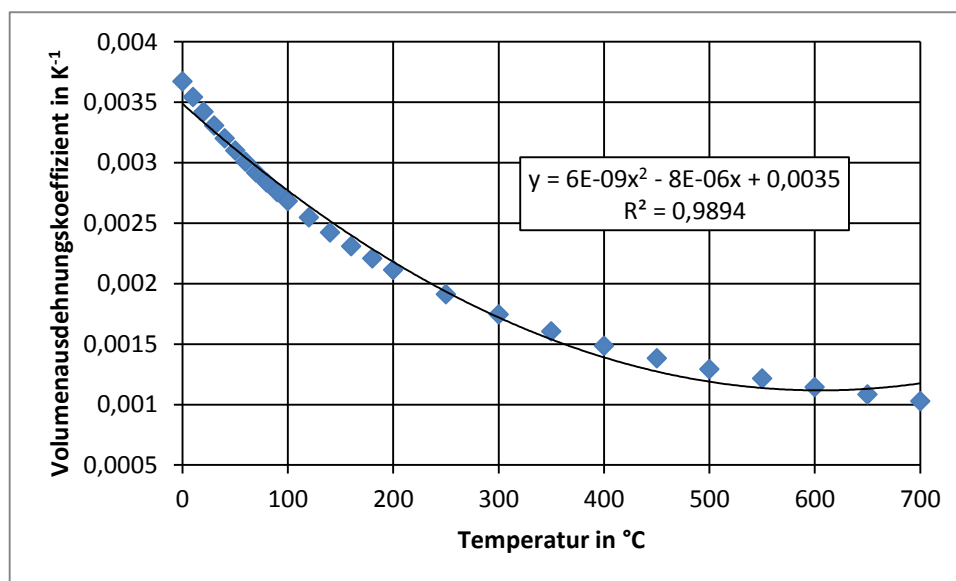


Abbildung 23: Approximationskurve des Volumenausdehnungskoeffizienten von Luft

Tabelle 10: Spezifische Wärmekapazität verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar
[12, Kap. Dbb, S. 2]

Temperatur in °C	spezifische Wärmekapazität in $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	Temperatur in °C	spezifische Wärmekapazität in $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
0	1,0059	160	1,0188
10	1,0061	180	1,0218
20	1,0064	200	1,0252
30	1,0067	250	1,0347
40	1,0071	300	1,0454
50	1,0077	350	1,0568
60	1,0082	400	1,0688
70	1,0089	450	1,0808
80	1,0097	500	1,0927
90	1,0105	550	1,1043
100	1,0115	600	1,1154
120	1,0136	650	1,1260
140	1,0160	700	1,1361

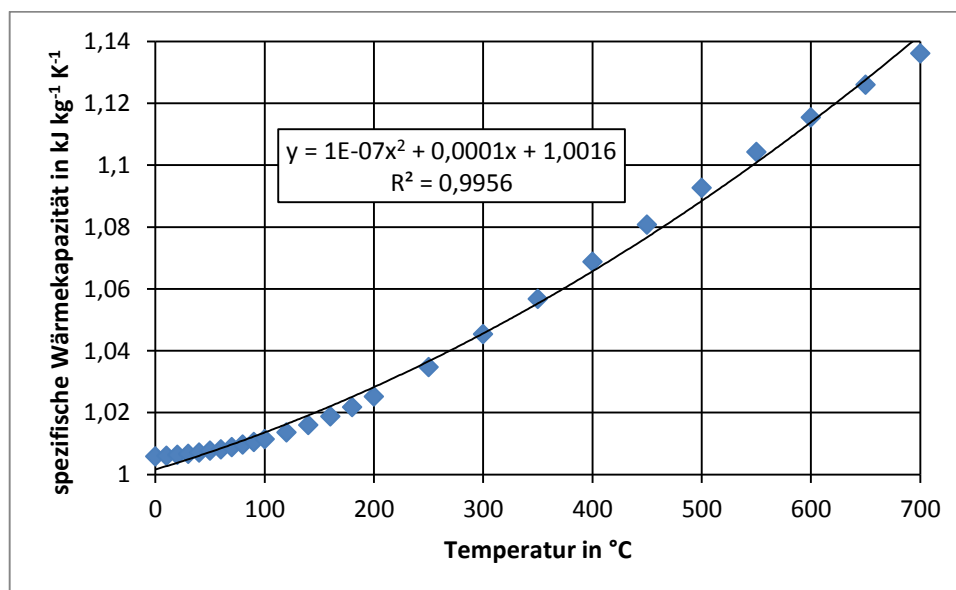


Abbildung 24: Approximationskurve der spezifischen Wärmekapazität von Luft

Tabelle 11: Dynamische Viskosität verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar
[12, Kap. Dbb, S. 2]

Temperatur in °C	dynamische Viskosität in Pa s	Temperatur in °C	dynamische Viskosität in Pa s
0	0,00001722	160	0,00002444
10	0,00001772	180	0,00002525
20	0,00001821	200	0,00002605
30	0,00001869	250	0,00002797
40	0,00001917	300	0,00002981
50	0,00001964	350	0,00003158
60	0,00002010	400	0,00003328
70	0,00002056	450	0,00003493
80	0,00002101	500	0,00003653
90	0,00002146	550	0,00003808
100	0,00002190	600	0,00003960
120	0,00002276	650	0,00004107
140	0,00002361	700	0,00004252

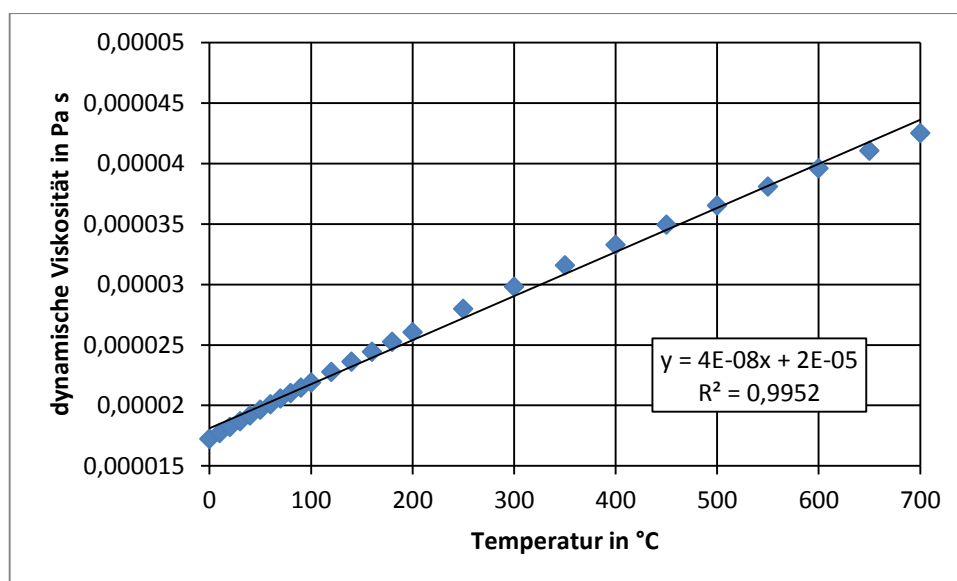


Abbildung 25: Approximationskurve der dynamischen Viskosität von Luft

Tabelle 12: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Temperaturen von Luft bei 1 bar
[12, Kap. Dbb, S. 2]

Temperatur in °C	Wärmeleitfähigkeit in $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	Temperatur in °C	Wärmeleitfähigkeit in $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
0	0,02436	160	0,03566
10	0,02512	180	0,03696
20	0,02587	200	0,03825
30	0,02662	250	0,04138
40	0,02735	300	0,04442
50	0,02808	350	0,04737
60	0,02880	400	0,05024
70	0,02962	450	0,05305
80	0,03023	500	0,05580
90	0,03093	550	0,05849
100	0,03162	600	0,06114
120	0,03299	650	0,06375
140	0,03434	700	0,06631

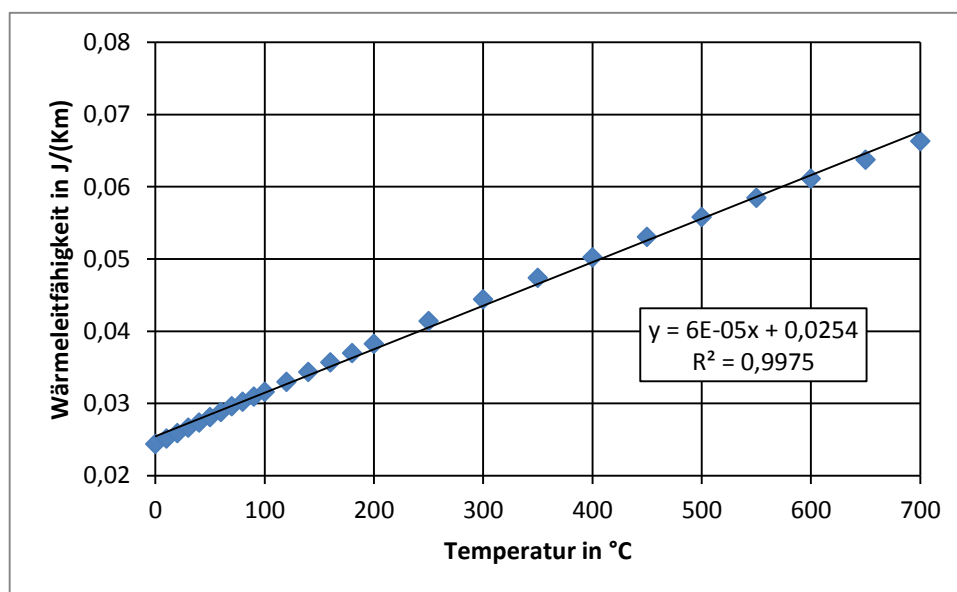


Abbildung 26: Approximationskurve der Wärmeleitfähigkeit von Luft

Tabelle 13: Spezifische Enthalpien verschiedener Temperaturen von Eisen [28]

Temperatur in °C	spezifische Enthalpie in kJ kg ⁻¹	Temperatur in °C	spezifische Enthalpie in kJ kg ⁻¹
0	0,0	700	427,7
100	46,4	721	445,9
150	70,8	750	477,0
200	96,0	780	526,3
300	149,8	800	541,7
400	208,8	850	580,5
500	274,1	906	623,9
600	346,7		

Tabelle 14: Errechnete spezifische Wärmekapazitäten verschiedener Temperaturen von Eisen

Temperatur in °C	spezifische Wärmekapazität in kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	Temperatur in °C	spezifische Wärmekapazität in kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
50	0,4644	650	0,7262
125	0,4866	710,5	0,8100
175	0,5050	735,5	0,8653
250	0,5377	765	1,0750
350	0,5900	790	1,6426
450	0,6529	825	0,7715
550	0,7262	878	0,7746

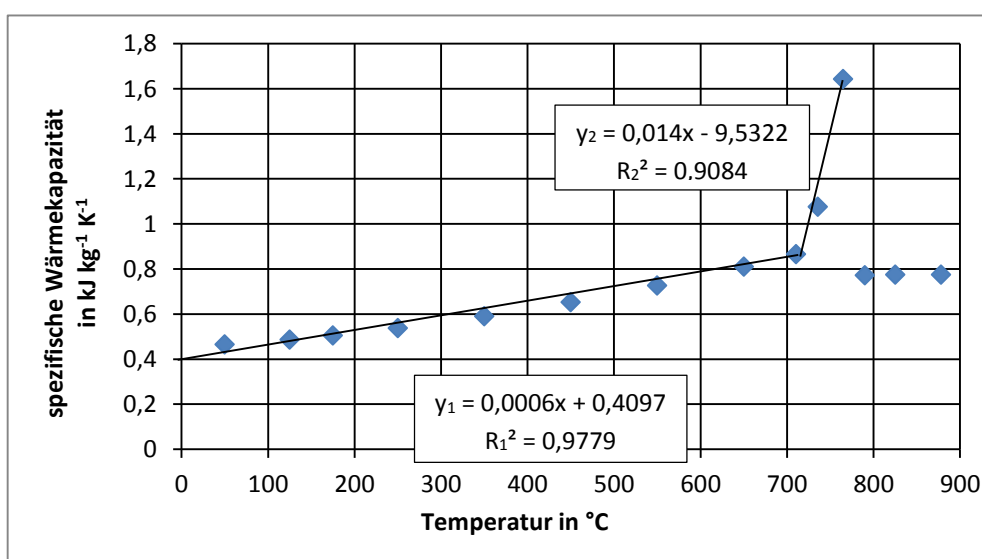


Abbildung 27: Approximationskurve der spezifischen Wärmekapazität von Eisen

Anhang D: Thermodynamische Berechnung (Beispiel)

Betrachtete Situation:

- Ende des Wendekühlbetts/Anfang des Gegenstrombetts
- Wenden der oberen Knüppel
- Diskretisierungsfeld in der axialen Mitte des Knüppels
- Querschnittsfeld {5,1} bei einer Aufteilung von 10 x 10
→Mitte einer unten liegenden Knüppelseite
- 21,6 m genutzte Wendekühlbettlänge:

Wärmestrom durch Strahlung:

 $Q_{oben,Strahlung,u}$ *(= abgegebene Strahlung**+ von den unteren Knüppeln erhaltene Strahlung**+vom Boden erhaltene Strahlung durch die Lücken der unteren Knüppel**+ erhaltene Reflexion der eigenen Strahlung an den unteren Knüppeln**+ erhaltene Reflexion der Dachstrahlung durch die Lücken der oberen Knüppel an den unteren Knüppeln)*

$$= -\sigma * \varepsilon_{oben} * A * (T_{oben} + 273.15)^4$$

$$+\varphi * Lücke * \sigma * \varepsilon_{unten} * \varepsilon_{oben} * A * (T_{unten} + 273.15)^4$$

$$+(1 - Lücke) * \sigma * \varepsilon_{Umgebung} * \varepsilon_{oben} * A * (T_{Boden} + 273.15)^4$$

$$+\varphi^2 * Lücke^2 * \sigma * (1 - \varepsilon_{unten}) * \varepsilon_{oben}^2 * A * (T_{oben} + 273.15)^4$$

$$+\varphi * (1 - Lücke) * Lücke * \sigma * (1 - \varepsilon_{unten}) * \varepsilon_{oben} * \varepsilon_{Umgebung} * A * (T_{Dach} + 273.15)^4$$

$$= -5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4} * 0,7696 * 0,0832 m^2 * ((8,7 + 273.15)K)^4$$

$$+0,8135 * 0,7354 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4} * 0,7995 * 0,7696 * 0,0832 m^2 * ((307,8 + 273.15)K)^4$$

$$+(1 - 0,7354) * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4} * 0,8 * 0,7696 * 0,0832 m^2 * ((45 + 273.15)K)^4$$

$$+0,8135^2 * 0,7354^2 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4} * (1 - 0,7995) * 0,7696^2 * 0,0832 m^2 * ((8,7 + 273.15)K)^4$$

$$\begin{aligned}
 & +0,8135 * (1 - 0,7354) * 0,7354 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} * (1 - 0,7995) * 0,7696 \\
 & \quad * 0,8 * 0,0832 m^2 * ((20 + 273,15)K)^4 \\
 & = 185,30 W
 \end{aligned}$$

Mit:

$$\sigma = 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

$$T_{unten} = 307,8 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{Boden} = 45 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{oben} = 8,7 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{Dach} = 20 \text{ } ^\circ C$$

$$\varepsilon_{unten} = 10^{-4} \frac{1}{^\circ C} * 307,8 \text{ } ^\circ C + 0,7687 = 0,7995$$

$$\varepsilon_{Umgebung} = 0,8$$

$$\varepsilon_{oben} = 10^{-4} \frac{1}{^\circ C} * 8,7 \text{ } ^\circ C + 0,7687 = 0,7696$$

$$A = 2 * 0,13 m * \frac{16 m}{50} = 0,0832 m^2$$

$$L\u00fccke = \frac{\sqrt{2 * 0,13^2 m^2}}{0,25 m} = 0,7354$$

$$\begin{aligned}
 \varphi = \frac{1}{\pi} * & \left(\frac{1}{\frac{16 m}{2 m} * \frac{21,6 m}{2 m}} * \ln \frac{\left(1 + \left(\frac{16 m}{2 m}\right)^2\right) * \left(1 + \left(\frac{21,6 m}{2 m}\right)^2\right)}{1 + \left(\frac{16 m}{2 m}\right)^2 + \left(\frac{21,6 m}{2 m}\right)^2} - \frac{2}{\frac{16 m}{2 m}} * \arctan \left(\frac{21,6 m}{2 m}\right) - \frac{2}{\frac{21,6 m}{2 m}} * \right. \\
 & \arctan \left(\frac{16 m}{2 m}\right) + \frac{2}{\frac{21,6 m}{2 m}} * \sqrt{1 + \left(\frac{21,6 m}{2 m}\right)^2} * \arctan \frac{\frac{16 m}{2 m}}{\sqrt{1 + \left(\frac{21,6 m}{2 m}\right)^2}} + \frac{2}{\frac{16 m}{2 m}} * \sqrt{1 + \left(\frac{16 m}{2 m}\right)^2} * \\
 & \left. \arctan \frac{\frac{21,6 m}{2 m}}{\sqrt{1 + \left(\frac{16 m}{2 m}\right)^2}} \right) = 0,8135
 \end{aligned}$$

Wärmestrom durch Konvektion:

$$Q_{oben, Konvektion, u}$$

$$= \alpha * A * (T_{Luft} - T_{oben})$$

$$= 25,25 \frac{W}{m^2 * K} * 0,0832 m^2 * (210,6 \text{ } ^\circ C - 8,7 \text{ } ^\circ C) \frac{K}{^\circ C}$$

$$= 424,15 W$$

Mit:

$$A = 2 * 0,13 \text{ m} * \frac{16 \text{ m}}{50} = 0,0832 \text{ m}^2$$

$$T_{oben} = 8,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{Luft} = 0,9 * 0,7 * 307,8 \text{ }^\circ\text{C} + (1 - 0,9 * 0,7) * 45,0 \text{ }^\circ\text{C} = 210,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\alpha = \frac{3,158 * 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0,1467 \text{ m}} * 117,3 = 25,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$l_c = \sqrt{\frac{4}{\pi} * 0,13^2 \text{ m}^2} = 0,1467 \text{ m}$$

$$\lambda_F = 6 * 10^{-5} \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} * \frac{210,6 + 8,7}{2} \text{ }^\circ\text{C} + 0,025 = 3,158 * 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}$$

$$Nu = \left\{ 0,752 + 0,387 * \left(9,108 * 10^8 * \left[1 + \left(\frac{0,559}{0,7831} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}} \right)^{\frac{1}{6}} \right\}^2 = 117,3$$

$$Ra = 0,7831 * 1,163 * 10^9 = 9,108 * 10^8$$

$$Pr = \frac{2,439 * 10^{-5} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2} * 1,014 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}}}{3,158 * 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}} = 0,7831$$

$$Gr = \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2,695 * 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} * (210,6 \text{ }^\circ\text{C} - 8,7 \text{ }^\circ\text{C}) \frac{\text{K}}{\text{ }^\circ\text{C}} * 0,1467^3 \text{ m}^3}{\left(\frac{2,439 * 10^{-5} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}}{0,9400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \right)^2} = 1,163 * 10^9$$

$$c_{pF} = 10^{-7} \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * \left(\frac{210,6 + 8,7}{2} \right)^2 \text{ }^\circ\text{C}^2 + 0,0001 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * \frac{210,6 + 8,7}{2} \text{ }^\circ\text{C} + 1,0016 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} = 1,014 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$\eta_F = 4 * 10^{-8} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2} * \frac{210,6 + 8,7}{2} \text{ }^\circ\text{C} + 2 * 10^{-5} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2} = 2,439 * 10^{-5} \frac{\text{N} * \text{s}}{\text{m}^2}$$

$$\rho_F = 2 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(\frac{210,6 + 8,7}{2} \right)^2 \text{ }^\circ\text{C}^2 - 0,0027 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{210,6 + 8,7}{2} \text{ }^\circ\text{C} + 1,212 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,9400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\beta = 6 * 10^{-9} \frac{1}{\text{ }^\circ\text{C}^2 * \text{K}} * \left(\frac{210,6 + 8,7}{2} \right)^2 \text{ }^\circ\text{C}^2 - 8 * 10^{-6} \frac{1}{\text{ }^\circ\text{C} * \text{K}} * \frac{210,6 + 8,7}{2} \text{ }^\circ\text{C} + 0,0035 \frac{1}{\text{K}} = 2,695 * 10^{-3} \frac{1}{\text{K}}$$

Wärmestrom durch Leitung:

$Q_{oben,Leitung(5,1)}$

$$\begin{aligned}
 &= \lambda * \frac{A}{\Delta h} * (T_{5,2} - T_{5,1}) \\
 &+ \lambda * \frac{A}{\Delta h} * (T_{6,1} - T_{5,1}) \\
 &+ \lambda * \frac{A}{\Delta h} * (T_{4,1} - T_{5,1}) \\
 &+ \lambda * \frac{A_{Querschnitt}}{\Delta h_{axial}} * (T_{5,1,axial-1} - T_{5,1}) \\
 &+ \lambda * \frac{A_{Querschnitt}}{\Delta h_{axial}} * (T_{5,1,axial+1} - T_{5,1}) \\
 &= 53,7 \frac{W}{m * K} * \frac{5,943 * 10^{-2} m^2}{0,013 m} * (8,7^\circ C - 8,7^\circ C) \\
 &+ 53,7 \frac{W}{m * K} * \frac{5,943 * 10^{-2} m^2}{0,013 m} * (8,7^\circ C - 8,7^\circ C) \\
 &+ 53,7 \frac{W}{m * K} * \frac{5,943 * 10^{-2} m^2}{0,013 m} * (8,7^\circ C - 8,7^\circ C) \\
 &+ 53,7 \frac{W}{m * K} * \frac{1,69 * 10^{-4} m^2}{0,32 m} * (8,7^\circ C - 8,7^\circ C) \\
 &+ 53,7 \frac{W}{m * K} * \frac{1,69 * 10^{-4} m^2}{0,32 m} * (8,7^\circ C - 8,7^\circ C) \\
 &= 0 W
 \end{aligned}$$

Mit:

$$A = 2 * 0,13 m * \frac{16 m}{50} = 0,0832 m^2$$

$$\Delta h = \frac{0,13 m}{10} = 0,013 m$$

$$A_{Querschnitt} = \frac{0,13^2}{100} m^2 = 1,69 * 10^{-4} m^2$$

$$\Delta h_{axial} = \frac{16 m}{50} = 0,32 m$$

$$\lambda = -0,0325 \frac{W}{m * K} * 8,7^\circ C + 54 \frac{W}{m * K} = 53,7 \frac{W}{m * K} \quad [17, S. 332]$$

$$T_{5,1} = T_{5,2} = T_{6,1} = T_{4,1} = T_{5,1,axial+1} = T_{5,1,axial-1} = 8,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperaturdifferenz:

$$\Delta T_{oben,(5,1)}$$

$$\begin{aligned} & \frac{(Q_{oben,Strahlung,u} + Q_{oben,Konvektion,u})}{2 * disk_r_h\ddot{o}he} + Q_{oben,Leitung(5,1)} \\ &= \frac{\frac{m}{t} * c}{\frac{185,30 \text{ W} + 424,15 \text{ W}}{2 * 10} + 0 \text{ W}} \\ &= \frac{0,425 \text{ kg}}{2 \text{ s}} * 0,4154 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}} \\ &= 0,35 \text{ K} \end{aligned}$$

Mit:

$$m = 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{0,13^2 \text{ m}^2 * \frac{16 \text{ m}}{50}}{100} = 0,425 \text{ kg}$$

$$t = 2 \text{ s}$$

$$c = 0,0006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 9,5 \text{ } ^\circ\text{C} + 0,4097 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} = 0,4149 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$