

Potenzialanalyse und Erstausslegung eines Gegenkolbensystems zur Nutzung von Biosynthesegas

Bachelorarbeit von
Dennis Buldt
7022008

Abgabedatum: 10.02.2025

Erstprüfer: Prof. Dr. Oliver Böcker
Zweitprüfer: Alex Heron-Himmel

Hochschule Emden/Leer · Fachbereich Technik · Abteilung Maschinenbau
Constantiaplatz 4 · 26723 Emden · <http://www.hs-emden-leer.de>

Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist Erstellung eines ersten Entwurfs von dem Brennraum eines Gegenkolbensystems mit einer anschließenden Simulation der Produktgasverbrennung. Ein weiteres Ziel ist die Durchführung einer Potenzialanalyse des Gegenkolbensystems mit Verwendung der Simulationsergebnisse.

Für die Erstausslegung des Brennraumes werden Berechnungen zu dem Luftbedarf und der Gemischdichte des Produktgases mit Luft durchgeführt. Weiterhin soll der Produktgasmassenstrom als Grundlage für die Erstausslegung verwendet werden. Für die anschließende Potenzialanalyse wird eine 0D-Simulation in Python mit Cantera erstellt und mit Versuchsdaten verglichen. Die Ergebnisse der ausgelegten und simulierten Brennraumgeometrie werden dann für die technologische Bewertung des Gegenkolbensystems zusammen mit zwei weiteren Technologien verwendet.

Der Brennraum des Gegenkolbensystems wurde auf Basis von Messungen eines Biosynthesegases ausgelegt und untersucht. Für die Untersuchung konnte eine 0D-Simulation des Gegenkolbensystems in Cantera erstellt und getestet werden. Der Vergleich mit Messdaten eines bestehenden Motors zeigte dabei Schwächen der Simulation. Die Schwächen zeigten sich in einem zu hohen Druck während des Ladungswechsels sowie einem sehr schnellen Brennverlauf durch hohe Druck- und Temperaturspitzen. Mit den Erkenntnissen über die Schwachstellen erfolgte im Anschluss die Simulation für die Produktgasverbrennung einer Strohvergasungsanlage in dem ausgelegten Gegenkolbensystem. Mit den Simulationsergebnissen und der Nutzung von identifizierten Verbesserungspotenzialen wurde der elektrische Wirkungsgrad $\eta_{elektrisch} = 27,9 \%$ für das Gegenkolbensystem berechnet. Als sehr wichtiges Kriterium konnte dabei ein hoher Fanggrad des Brennstoff-Luft-Gemischs beim Ladungswechsel erkannt werden. Die Simulation zeigte eine Einhaltung der Emissionsgrenzwerte von den Verbrennungsprodukten. Für die Potenzialanalyse wurde eine technologische Bewertung des Gegenkolbensystems zusammen mit einer Gasturbine mit FLOX[®]-Brennkammer und einem BHKW mit Kurbelwellenmotor durchgeführt. Die technologische Bewertung zeigte eine sehr gute Wertigkeit des Gegenkolbensystems. Im Vergleich mit den anderen Technologien konnte die hohe Wertigkeit des Gegenkolbensystems durch das variable Verdichtungsverhältnis und die Frequenzanpassung an verschiedene Massenströme begründet werden.

Eidesstattliche Versicherung

Ich, Dennis Buldt, erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst habe und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Alle Quellenangaben und Zitate sind richtig und vollständig wiedergegeben in den jeweiligen Kapiteln und im Literaturverzeichnis wiedergegeben. Die vorliegende Arbeit wurde nicht in dieser oder einer ähnlichen Form ganz oder in Teilen zur Erlangung eines akademischen Abschlussgrades eingereicht oder ist oder wird anderweitig veröffentlicht.

Mir ist bekannt, dass falsche Angaben im Zusammenhang mit dieser Erklärung strafrechtlich verfolgt werden können.

.....

Ort, Datum

.....

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Eidesstattliche Versicherung	i
Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	ix
Formelzeichen	xi
Abkürzungsverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Freikolbenmotoren	3
2.1.1 Freikolbenmotoren mit Gegenkolbenbrennraum	4
2.2 Verbrennung	5
2.3 Stöchiometrischer Luftbedarf	5
2.4 unterer Heizwert	6
2.5 Emissionen	6
2.6 Ladungswechsel	7
2.7 Wärmeübergangskoeffizient	7
2.8 Hubverhältnis	8
2.9 Cantera	8
2.10 FLOX® Verbrennung	10
2.11 Technische Bewertung	10
3 Stand der Technik	13
3.1 Strohvergasungsanlage	13
3.2 DLR Prüfstand mit Freikolbengesamtsystem GS10	14
3.2.1 Kennzahlen	14
3.2.2 Ladungswechsel	14
3.2.3 Wirkungsgrade der Komponenten	15
3.2.4 Versuch VB06-0043-907	16

Inhaltsverzeichnis

3.3	Alternative Technologien	17
3.3.1	Gasturbine Turbec T100 mit FLOX® Brennkammer	18
3.3.2	BHKW XRGI 6	19
4	Methodik	21
4.1	Berechnung Luftbedarf	21
4.2	Berechnung Gemisch Temperatur, Druck und Zusammensetzung . .	22
4.3	Betriebsparameter	23
4.4	Auslegung der Brennraumgeometrie	24
4.4.1	Durchmesser - Initial Parameter	25
4.4.2	Abgeleitete Parameter	26
4.5	Reaktornetzwerk	27
4.5.1	Einlass	28
4.5.2	Auslass	29
4.5.3	Zündkerze	29
4.5.4	Kolben	29
4.5.5	Kühlsystem	30
4.6	Ladungswechsel	30
4.6.1	Verdünnungsspülung	30
4.6.2	Verdrängungsspülung	31
4.7	Wärmeverlust	32
4.8	Ermitteln der Emissionswerte	32
4.9	Technische Bewertung	33
4.9.1	Kriterien	33
4.9.2	Gewichtung der Vergleichskriterien	34
5	Ergebnisse und Diskussion	35
5.1	Erstauslegung	35
5.1.1	Brennraumgeometrie	35
5.2	Vergleich Versuch und Simulation	36
5.2.1	Simulationsergebnisse	36
5.2.2	Diskussion des Vergleichs	36
5.3	Simulation für die ausgelegte Geometrie	38
5.3.1	Betriebsparameter	38
5.3.2	Druck- und Temperaturverlauf	39
5.3.3	Bilanz für die Leistung	40
5.3.4	Emissionen	42
5.4	Technologische Bewertung	43
5.4.1	Auswertung technologische Bewertung	45
5.4.2	Diskussion Technologische Bewertung	45

6 Fazit und Ausblick

47

Abbildungsverzeichnis

1.1	Anteil erneuerbarer Energien am Bruttostromverbrauch in Deutschland in den Jahren 1990 bis zum 1. Halbjahr 2024 [3]	1
2.1	Prinzipieller Aufbau Freikolbenmotoren [6]	3
2.2	Prinzipieller Aufbau eines Freikolbenmotors mit Gegenkolbenbrennraum [6]	4
2.3	Kolbentrajektorien für den Phasenversatz 4,5 % bei 15 Hz [8]	5
2.4	Darstellung idealisierter Spülverfahren: a Verdrängungsspülung, b Verdünnungsspülung, c Kurzschlusspülung [12]	7
2.5	Schematische Darstellung der FLOX [®] -Verbrennung für ein vorge-mischtes Brennstoff-Luftgemisch [17]	10
3.1	Zeitlicher Verlauf der Zusammensetzung von dem Produktgas [4] . .	14
3.2	Prinzipieller Aufbau von dem Gegenkolbensystem GS10 [6]	16
3.3	Druckverläufe der Perioden 25, 26 und 27	17
3.4	Turbine Turbec T100 konstruktiver Aufbau [19]	18
3.5	Emissionen abhängig von der Wasserstoffkonzentration nach [19] . .	20
4.1	Informationsfluss Brennraum Auslegung	21
4.2	Übersicht des Brennraums mit verwendetem Koordinatensystem nach [6]	25
4.3	Aufbau des Reaktornetzwerks für die Simulation	27
5.1	Druckverlauf aus der Simulation von dem Versuch	37
5.2	Übersicht der simulierten Zyklen	39
5.3	Leistungsbilanz	40
5.4	Emissionen des ausgelegten Systems	42

Tabellenverzeichnis

2.1	Emissionsgrenzwerte nach 44. BImSchV Abschnitt 2 §10 (7),(8) und (11)	6
2.2	Punkteskala für technische Bewertung nach VDI 2225 Blatt 3 . . .	11
2.3	Anhaltswerte für die Beurteilung der Wertigkeit nach [21]	11
3.1	Parameter Produktgas [4]	13
3.2	Chemische Zusammensetzung von dem Produktgas [4]	15
3.3	Geometrische Daten Freikolbenmotor [6]	15
3.4	Wirkungsgrade der Gesamtsystemkomponenten [6]	15
3.5	Betriebsparameter für VB06-0043-907	16
3.6	Vergleich der Gaszusammensetzungen	19
3.7	Kennzahlen für das BHKW XRGI 6 bei dem Betrieb mit Erdgas nach [24]	20
4.1	Paarvergleichsmatrix für die Gewichtung der Kriterien	34
5.1	Parameter für die Brennraumgeometrie	35
5.2	Parameter für die Brennraumgeometrie	38
5.3	Gewichtete Punktzahlen und Wertigkeit nach VDI Richtlinie 2225 Blatt 3	45

Formelzeichen

D	mm	Durchmesser
L_{St}	$\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}}$	stöchiometrischer Luftbedarf
H_u	$\frac{MJ}{kg}$	unterer Heizwert
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangskoeffizient
β	-	Hubverhältnis
$\dot{m}$	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
P_{ges}	-	Punktesumme
W	-	Wertigkeit
T	K	Temperatur
p	Pa	Druck
f	Hz	Frequenz
P	kW	Leistung
η	-	Wirkungsgrad
ϵ	-	Verdichtungsverhältnis
m	kg	Masse
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis

Formelzeichen

V	m^3	Volumen
H	mm	Hub
UT	mm	Lage unterer Totpunkt
OT	mm	Lage oberer Totpunkt
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte

Abkürzungsverzeichnis

BHKW Blockheizkraftwerk

CFD Computational Fluid Dynamics

DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.

GS Gesamtsystem

IPM Institut für Prozeßtechnik, Prozeßautomatisierung und Meßtechnik

MFC Multi Fuel Conversion GmbH

NVH Noise-Vibration-Harshness

OT oberer Totpunkt

UT unterer Totpunkt

VB Verbrennungssystem

WÜ Wärmeübertrager

1 Einleitung

In der Novelle des Erneuerbare-Energien-Gesetzes aus dem Jahr 2023 wird der Anteil von den erneuerbaren Energien am Bruttostromverbrauch in Deutschland bis 2030 auf 80 % gefordert [1]. Nach Abb. 1.1 lag der Anteil von den erneuerbaren Energien am Bruttostromverbrauch im 1. Halbjahr 2024 bei 58 % mit steigender Tendenz. Dass Biomasse bei dem weiteren Ausbau der erneuerbaren Energien - gerade aufgrund der guten Speicherfähigkeit - eine wichtige Rolle spielt, wird in [2] beschrieben.

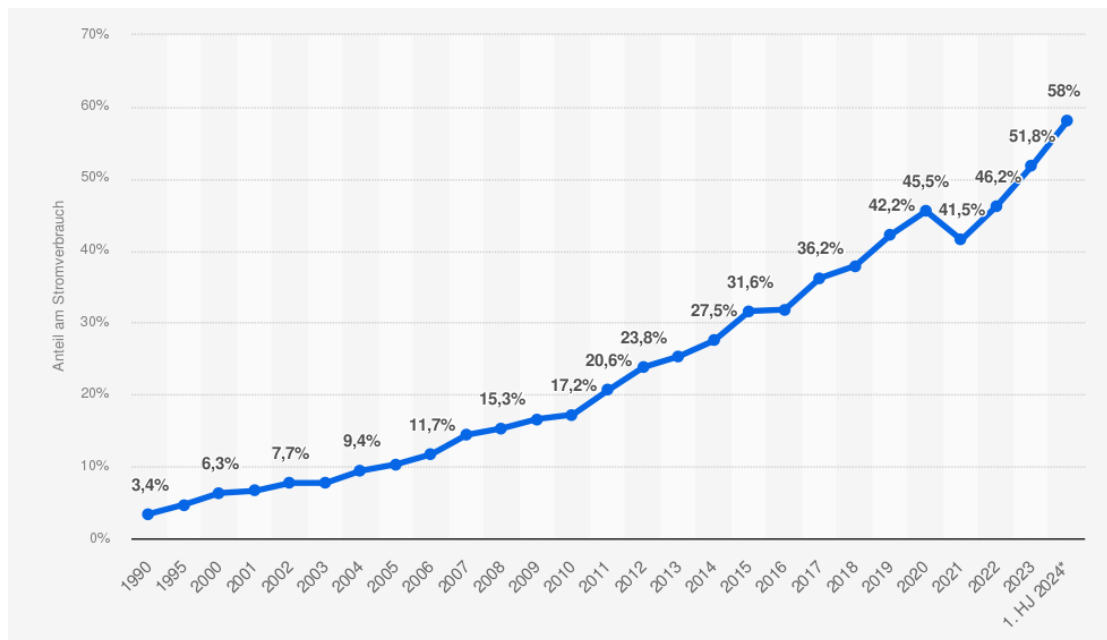


Abbildung 1.1: Anteil erneuerbarer Energien am Bruttostromverbrauch in Deutschland in den Jahren 1990 bis zum 1. Halbjahr 2024 [3]

Motivation

In der Arbeit [4] von dem IPM der Hochschule Zittau/Görlitz wird eine Anlage für die Vergasung von Strohpellets sowie das entstehende Produktgas untersucht. Die untersuchte Anlage könnte zu einer Verwertung von ungenutztem Stroh beitragen.

1 Einleitung

Im Jahr 2020 lag das technische Biomassepotenzial von Stroh beispielsweise bei knapp 7 Millionen Tonnen [5]. Im Rahmen dieser Arbeit soll das Potenzial eines Freikolbenmotors in Gegenkolbenbauweise für die Gewinnung elektrischer Energie aus dem Produktgas der Strohvergasungsanlage untersucht werden.

Ziel

Die Ziele dieser Arbeit sind die Erstellung eines ersten Entwurfs von dem Brennraum eines Gegenkolbensystems mit der anschließend simulierten Produktgasverbrennung sowie die Berechnung des potenziellen elektrischen Wirkungsgrades. Außerdem soll eine Potenzialanalyse des Gegenkolbensystems unter Verwendung der Simulationsergebnisse durchgeführt werden.

Vorgehen

Für die Erstausslegung des Brennraumes werden Berechnungen zu dem Luftbedarf und der Gemischdichte des Produktgases mit Luft durchgeführt. Weiterhin soll der Produktgasmassenstrom als Grundlage für die Erstausslegung verwendet werden. Für die anschließende Potenzialanalyse wird eine 0D-Simulation in Python mit Cantera erstellt und mit Versuchsdaten verglichen. Die Ergebnisse der ausgelegten und simulierten Brennraumgeometrie werden dann für die technologische Bewertung des Gegenkolbensystems zusammen mit zwei weiteren Technologien benutzt.

2 Grundlagen

Für die Durchführung der Erstausslegung erfolgt in diesem Kapitel zunächst die Definition von Freikolbenmotoren als Verbrennungsmotoren sowie der Gegenkolbenbrennraum Bauweise. Außerdem werden für die Auslegung wichtige Stoffgrößen wie zum Beispiel der stöchiometrische Luftbedarf erklärt. An die Auslegung soll eine Simulation des Gegenkolbensystems in Python anschließen. Deshalb wird Cantera als Erweiterungsmodul für Python in diesem Kapitel vorgestellt. Als Methode für die Potenzialanalyse wird zum Schluss dieses Kapitels die technische Bewertung nach der VDI Richtlinie 2225 beschrieben.

2.1 Freikolbenmotoren

Freikolbenmotoren sind durch einen Kolben gekennzeichnet, dessen kinetische Energie direkt in elektrische oder pneumatische Energie umgewandelt werden kann. Die Kolbentrajektorie ist dabei nicht geometrisch durch eine Kurbelwelle vorgegeben. Bei Freikolbenmotoren mit Verbrennungseinheit ist die Trajektorie das Ergebnis verschiedener Randbedingungen wie dem Druck in der Gasfeder, der elektromagnetischen Kraft des Lineargenerators und dem Brennverlauf. In Abb. 2.1 ist der prinzipielle Aufbau eines Freikolbenmotors mit Brennraum dargestellt. [6]

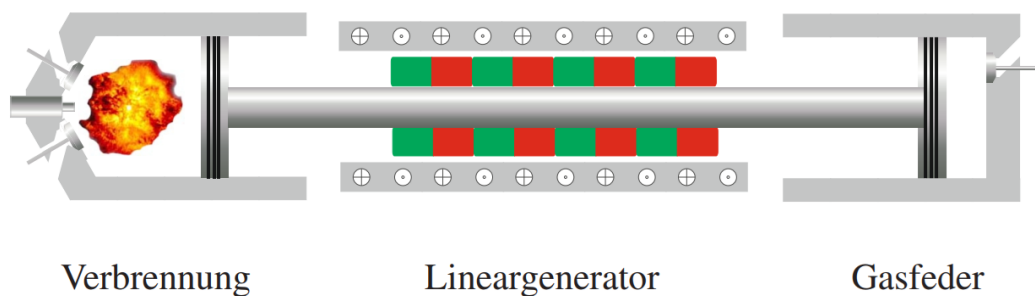


Abbildung 2.1: Prinzipieller Aufbau Freikolbenmotoren [6]

Die betrachteten Freikolbenmotoren arbeiten nach dem Zweitaktverfahren. Durch die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches nach der Kompressionsphase wird

2 Grundlagen

Energie in Form von Druck und Temperatur frei. Als Folge beschleunigt der Kolben in Richtung der Gasfeder und komprimiert diese dabei. So wird ein Teil der Verbrennungsenergie als Druckenergie in der Gasfeder gespeichert. Während der Kolben sich um den UT befindet erfolgt der Ladungswechsel. Anschließend beschleunigt die Gasfeder den Kolben wieder in Richtung des Brennraums und komprimiert dabei das neue Kraftstoff-Luft-Gemisch, bis dieses verbrennt und ein neuer Zyklus startet.

2.1.1 Freikolbenmotoren mit Gegenkolbenbrennraum

Bei Freikolbenmotoren mit Gegenkolbenbrennraum teilen sich zwei gegenüberliegende Kolben einen gemeinsamen Brennraum wie in Abb. 2.2 dargestellt.

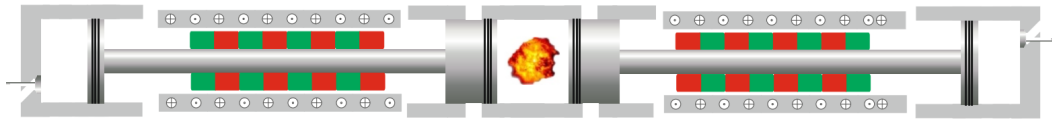


Abbildung 2.2: Prinzipieller Aufbau eines Freikolbenmotors mit Gegenkolbenbrennraum [6]

Die Gegenkolbenanordnung bringt verschiedene Vorteile mit sich. Zum Einen ist der vollständige Massenausgleich durch die gegenläufige Kolbenbewegung möglich woraus ein sehr gutes Noise-Vibration-Harshness (NVH)-Verhalten resultiert [6]. Hinzu kommt ein thermodynamischer Wirkungsgradvorteil durch den Wegfall eines Zylinderkopfes [7].

Phasenversatz

Bei Freikolbenmotoren mit Gegenkolbenbrennraum ist zunächst ein synchrones Schwingen der gegenüberliegenden Kolben gewünscht. Jedoch kann gezielt ein Phasenversatz in den zeitlichen Verlauf der beiden Kolbentrajektorien eingebracht werden. Der Phasenversatz wird so gewählt, dass der Auslasskolben einen kleinen Vorsprung gegenüber dem Einlasskolben hat, wie in Abb. 2.3 dargestellt wird. Dadurch werden die Auslassschlitze bereits vor den Einlassschlitzen geöffnet und die Verbrennungsgase können in den Auslass strömen. Resultierend sinkt der Druck im Zylinder und die Frischluftmasse kann beim Öffnen der Einlassschlitze besser in den Zylinder einströmen.

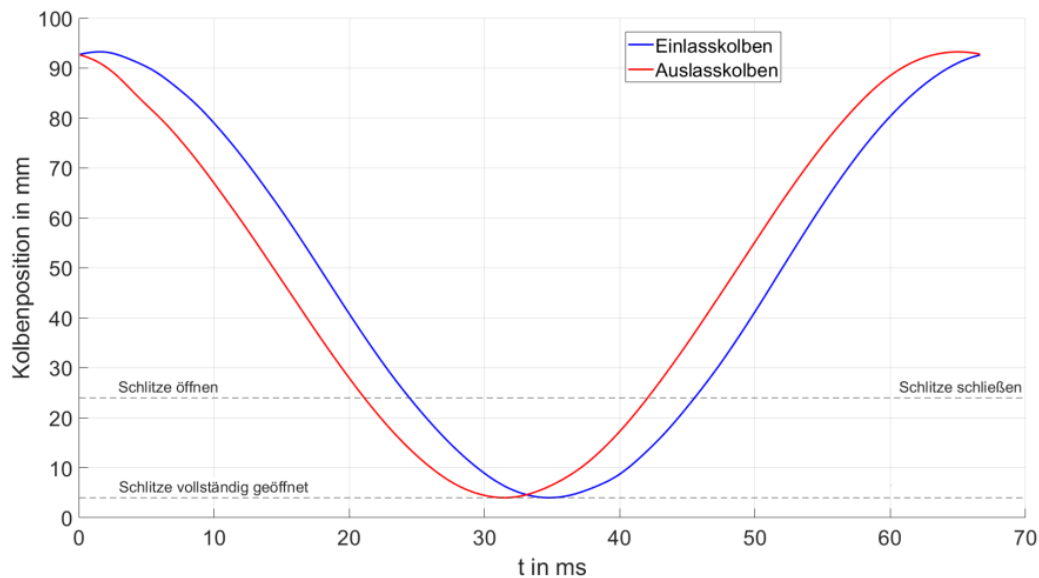
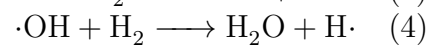
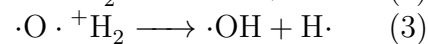
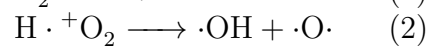
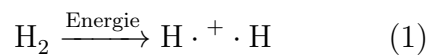


Abbildung 2.3: Kolbentrajektorien für den Phasenversatz 4,5 % bei 15 Hz [8]

2.2 Verbrennung

Als Verbrennung wird eine sich selbst erhaltene Oxidation von Brennstoffen unter Abgabe von Wärme und Licht bezeichnet. Häufige Bestandteile von Verbrennungen sind Kohlenstoff und Wasserstoff sowie Sauerstoff als Oxidationsmittel. Der Zündvorgang kann als Start einer Verbrennung mit der Zufuhr von externer Energie umgesetzt werden [9]. Im Folgenden ist der Ablauf einer Knallgasreaktion als Beispiel für eine Verbrennung aufgeführt. Im ersten Schritt der Reaktion entstehen dabei Wasserstoffradikale als Resultat einer Energiezufuhr.



2.3 Stöchiometrischer Luftbedarf

Der stöchiometrische Luftbedarf L_{St} gibt die Luftmasse pro Brennstoffmasse an, die für eine vollständige Verbrennung des Brennstoffes notwendig ist. Bei bekannten Massenanteilen der Elemente Kohlenstoff c , Wasserstoff h und Sauerstoff o lässt sich der stöchiometrische Luftbedarf mit der Formel 2.1 berechnen [10].

$$L_{St} = 4,31 \cdot (2,664 \cdot c + 7,937h - o) \left[\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}} \right] \quad (2.1)$$

2.4 unterer Heizwert

Der untere Heizwert ist die maximal freiwerdende Energie bei der Verbrennung von einem Stoff. Das bei der Verbrennung entstehende Wasser bleibt dabei gasförmig und die bei der Kondensation freiwerdende Energie wird nicht dazugerechnet. Mit der Formel 2.2 lässt sich der untere Heizwert bei bekannter Standardbildungsenthalpie der Reaktionsprodukte und -Edukte berechnen. [11]

$$H_u = H_{Produkte} - H_{Edukte} \quad (2.2)$$

2.5 Emissionen

Gemäß der 44. BImSchV Stand 12.10.2022 gelten die in Tab. 2.1 dargestellten Emissionsgrenzwerte für die Verwertung von Stroh in einer Feuerungsanlage mit der Feuerungswärmeleistung kleiner als 1 Megawatt.

Tabelle 2.1: Emissionsgrenzwerte nach 44. BImSchV Abschnitt 2 §10 (7),(8) und (11)

Stoff	zulässige Massenkonzentration
NO ₂ [g/m ³]	0,75
CO [g/m ³]	0,37
Gesamtkohlenstoff [mg/m ³]	50
SO ₂ [g/m ³]	0,20
HCl [mg/m ³]	45

Die Grenzwerte in Tab. 2.1 beziehen sich für Verbrennungsmotoranlagen auf den Bezugssauerstoffgehalt von 5 % gemäß 44. BImSchV §3. Mit der Formel 2.3 können gemessene Emissionswerte gemäß der 44. BImSchV Anlage 3 auf den Bezugssauerstoffgehalt umgerechnet werden.

$$E_B = (21 - O_B)/(21 - O_M) \cdot E_M \quad (2.3)$$

Dabei wird die auf den Sauerstoffgehalt O_B bezogene Massenkonzentration E_B aus der gemessenen Massenkonzentration E_M mit dem Sauerstoffgehalt O_M berechnet.

2.6 Ladungswechsel

Aus der Literatur [12] sind drei idealisierte Spülverfahren für den Spülvorgang bei Motoren, die nach dem 2 Takt Verfahren betrieben werden, bekannt:

- a Verdrängungsspülung
- b Verdünnungsspülung
- c Kurzschlusspülung

In Abb. 2.4 wird die Funktionsweise der verschiedenen Spülverfahren dargestellt. Bei der Verdrängungsspülung wird das Abgas durch das eintretende Frischgas aus dem Zylinder verdrängt, es findet keine Vermischung der beiden Gase statt. Bei der Verdünnungsspülung vermischt sich das Frischgas direkt nach Zylindereintritt vollständig mit dem Abgas. Dadurch stimmt die Zusammensetzung des austretenden Gases stets mit der Zusammensetzung des Gases des gesamten Zylinders überein. Bei der Kurzschlusspülung strömt das eintretende Frischgas ohne Vermischung mit dem Abgas direkt von dem Einlass in den Auslass und die Zusammensetzung des Gases im Zylinder bleibt unverändert.

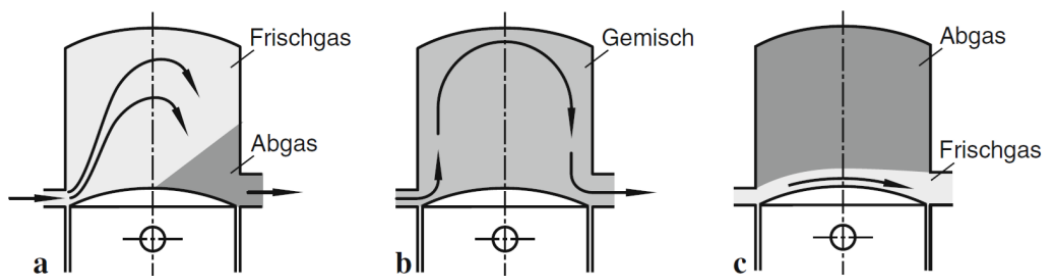


Abbildung 2.4: Darstellung idealisierter Spülverfahren: a Verdrängungsspülung, b Verdünnungsspülung, c Kurzschlusspülung [12]

2.7 Wärmeübergangskoeffizient

Der Wärmeübergangskoeffizient α für die Wärmeübertragung bei Verbrennungsmotoren kann mit der Formel 2.4 nach Hohenberg berechnet werden [13]. Diese Gleichung ist das Ergebnis umfangreicher Untersuchungen an verschiedenen Motoren [14].

$$\alpha = 130 \cdot V^{-0,06} \cdot T_z^{-0,53} \cdot p_z^{0,8} \cdot \left(T_z^{0,163} \cdot (c_m + 1,4) \right)^{0,8} \quad (2.4)$$

2 Grundlagen

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α wird der Zylinderdurchmesser D , die Massenmitteltemperatur T_z des Zylinders, der Zylinderdruck p_z , die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m und das Zylindervolumen V als Maß für die charakteristische Länge benötigt.

2.8 Hubverhältnis

Das Hubverhältnis β kann aus der Hublänge H_{ges} und dem Durchmesser D berechnet werden 2.5. Für Gegenkolbenmotoren wird ein Hubverhältnis $\beta > 2$ empfohlen [15]. Auf der Basis des vorherigen Freikolbenmotors wird das Hubverhältnis $\beta = 2,5$ angestrebt [6].

$$\beta = \frac{H_{ges}}{D} \quad (2.5)$$

2.9 Cantera

Cantera wird als freie Software in dem Bereich der Chemieinformatik angewendet und ermöglicht z. B. zeitlich aufgelöste 0D Simulationen von chemischen Reaktionen. Cantera wurde 1998 von Dave Goodwin ins Leben gerufen und wird seitdem stetig durch eine offene Community weiterentwickelt. Die Verwendung von Cantera erfolgt unter der überarbeiteten BSD-Lizenz und ist damit frei zugänglich. In dem folgenden Abschnitt soll die Funktionsweise von Cantera erklärt werden. [16]

Reaktionsmechanismus

Der Reaktionsmechanismus bildet die Basis für die Simulation mit Cantera. In einem Reaktionsmechanismus sind die verschiedenen Elemente und Moleküle unter Angabe der thermodynamischen und kinematischen Modelle definiert. Weiterhin werden die möglichen Reaktionen der Bestandteile untereinander spezifiziert. Für die Verwendung von Cantera gibt es erprobte Reaktionsmechanismen und es muss im Normalfall kein eigener Reaktionsmechanismus angelegt werden. Für den Austausch und die Nutzung werden Reaktionsmechanismen als YAML-Dateien gespeichert und können per Befehl in das eigene Programm geladen werden. Für diese Arbeit wird der Reaktionsmechanismus mit dem Namen gri30 verwendet. In dem Reaktionsmechanismus gri30 sind Sauerstoff, Wasserstoff und Stickstoff genauso wie Kohlenstoffverbindungen bis zu einer Kettenlänge von 3 Kohlenstoffatomen mit den dazugehörigen Reaktionen beschrieben.

Quantity Klasse

Ein Objekt der Klasse Quantity beschreibt eine definierte Masse oder Mol-Anzahl von einer bestimmten Phase. Das Verbinden von zwei Objekten der Klasse Quantity mit dem Operator + entspricht dem Mischen von zwei Phasen.

Reservoir

Ein Reservoir behält die Stoffgrößen mit denen es definiert wird konstant. Dazu gehören der Druck, die Temperatur und die Zusammensetzung. Ein Reservoir lässt sich zum Beispiel über ein Rohr oder einen Massenstromregler mit anderen Komponenten verbinden.

Massenstromregler

Ein Massenstromregler hält den geforderten Massenstrom $\dot{m}$ aufrecht. Der Massenstrom $\dot{m}$ durch einen Massenstromregler ist nach der Formel 2.6 definiert. [16]

$$\dot{m} = \max(\dot{m}_0 \cdot g(t), 0.) \quad (2.6)$$

Der Wert von der Variablen $\dot{m}_0$ kann über die Eigenschaft `mass_flow_coeff` definiert werden. $g(t)$ ist eine zeitabhängige Funktion, die über die Eigenschaft `time_function` festgelegt werden kann. Ein Massenstromregler kann nur mit der Angabe von einem darüber liegenden Objekt und einem darunter liegenden Objekt initialisiert werden. Der Durchfluss bei einem Massenstromregler ist ausschließlich in der Richtung von dem oberen Objekt in das untere Objekt möglich.

Reaktor

In einem Reaktor können in Cantera Reaktionen ablaufen. Dabei hat der Reaktor keine räumliche Auflösung und das Gemisch in dem Reaktor wird stets als homogen angenommen. Für einen Reaktor können das Volumen sowie die thermodynamischen Größen spezifiziert werden. Außerdem kann ein Reaktor durch Rohre mit anderen Komponenten wie zum Beispiel einem Reservoir verbunden werden.

Wand

Eine Wand kann in Cantera zwischen zwei Reaktoren oder einem Reaktor und einem Reservoir definiert werden. Standardmäßig hat eine Wand in Cantera die Fläche $A = 1 \text{ m}^2$, solange dieser Wert nicht geändert wird. Über die Fläche von einer Wand kann Wärme zwischen den anliegen Reaktoren oder Reservoirs übertragen werden. Außerdem kann ein Geschwindigkeitsprofil für eine Wand in

Cantera hinterlegt werden. Bei einer Bewegung von links nach rechts hat die Geschwindigkeit von der Wand ein positives Vorzeichen.

2.10 FLOX® Verbrennung

Die FLOX®-Verbrennung ist ein Verfahren zur Schwachgas Verwertung mit geringen Emissionen. Das Verfahren ist durch eine hohe Brenngasgeschwindigkeit sowie hoher Abgasrückführrate gekennzeichnet. In Abb. 2.5 ist das Konzept der FLOX® Verbrennung dargestellt.

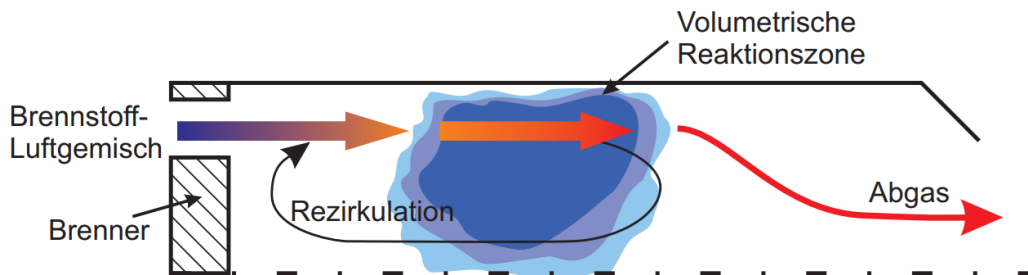


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der FLOX®-Verbrennung für ein vorge-mischtes Brennstoff-Luftgemisch [17]

Die FLOX® Verbrennung wird zum Beispiel in Turbinen zur Schwachgas Verwertung angewendet [18] [19].

2.11 Technische Bewertung

Anhand der VDI Richtlinie 2225 Blatt 3 können Lösungsvarianten, basierend auf der Erfüllung von Lösungskriterien, untereinander verglichen werden. Dafür werden im ersten Schritt Kriterien aufgestellt. Die Kriterien sollten voneinander unabhängig sein und alle wichtigen Eigenschaften enthalten. Als nächstes werden die aufgestellten Kriterien ihrer Wichtigkeit nach mit einem Gewichtungsfaktor versehen. Nun wird eine Punkteskala aufgestellt. Die verwendete Punkteskala richtet sich nach der VDI Richtlinie 2225 Blatt 3 und ist in Tab. 2.2 dargestellt. [20]

Anschließend wird für jedes Kriterium der Erfüllungsgrad E abgeschätzt und eine entsprechende Punktzahl nach Tab. 2.2 vergeben. Anhand der Gewichtung G wird dann mit der Formel 2.7 die Punktesumme P_{ges} berechnet.

$$P_{ges} = \sum G \cdot E \quad (2.7)$$

Weiterhin sieht die VDI Richtlinie 2225 Blatt 3 die Berechnung der Wertigkeit W vor. Die Wertigkeit W stellt über die Formel 2.8 einen Zusammenhang der

Tabelle 2.2: Punkteskala für technische Bewertung nach VDI 2225 Blatt 3

Punktzahl P	Bedeutung
4 Punkte	sehr gut (Idealfall)
3 Punkte	gut
2 Punkte	durchschnittlich
1 Punkt	schlecht
0 Punkte	untragbar

erreichten Punktzahl P zu der maximal möglichen Punktzahl P_{max} her. Zur Beurteilung der berechneten Wertigkeit W kann die Tab. 2.3 als Anhaltswert verwendet werden.

$$W = \frac{P_{ges}}{P_{max}} \quad (2.8)$$

Tabelle 2.3: Anhaltswerte für die Beurteilung der Wertigkeit nach [21]

Wertigkeit W	Bedeutung
über 0,8	sehr gut
0,8 bis 0,7	gut
0,7 bis 0,6	brauchbar
unter 0,6	unzureichend

3 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird eine Strohvergasungsanlage und das Produktgas dieser Anlage als Basis für die Erstausslegung vorgestellt. Anschließend wird das aktuelle Gegenkolbensystem am Prüfstand von dem DLR zusammen mit Versuchsdaten der Verbrennungseinheit für einen späteren Vergleich mit Simulationsdaten beschrieben. Für die Potenzialanalyse werden zum Schluss dieses Kapitels zwei weitere Technologien zur möglichen Verwertung des Produktgases charakterisiert.

3.1 Strohvergasungsanlage

Als Basis für die Potenzialanalyse soll das Biosynthesegas aus einer Vergasungsanlage der Firma MFC dienen. Die Vergasungsanlage trägt die Kennzeichnung X5 und ist als Festbett-Gleichstromvergaser klassifiziert. Bestandteil der Anlage sind Filterkerzen zum groben Reinigen des Produktgases. Weiterhin ist ein Doppelrohrwärmeübertrager verbaut, um die angesaugte Luft für die Vergasung vorzuwärmen. [4] Auf Basis mehrerer kurzer Versuchsfahrten konnte in [4] eine Messfahrt mit der Dauer von knapp 22 Stunden durchgeführt werden. In Tab. 3.1 sind Ergebnisse für die Produktgasparameter der langen Messfahrt dargestellt.

Tabelle 3.1: Parameter Produktgas [4]

Massenstrom [kg/h]	17,16
Temperatur am Reaktorausritt [°C]	431,98
Temperatur am WÜ-Austritt [°C]	102,73
Druck am Filteraustritt [mbar]	15,05
Heizwert [MJ/kg]	4,2

Während der Versuchsdurchführung wurde kontinuierlich die Zusammensetzung des entstandenen Produktgases gemessen. Die Ergebnisse von der Produktgaszusammensetzung sind in Abb. 3.1 dargestellt.

In der Tab. 3.2 wird der Mittelwert für die Produktgaszusammensetzung für den Auswertungszeitraum dargestellt.

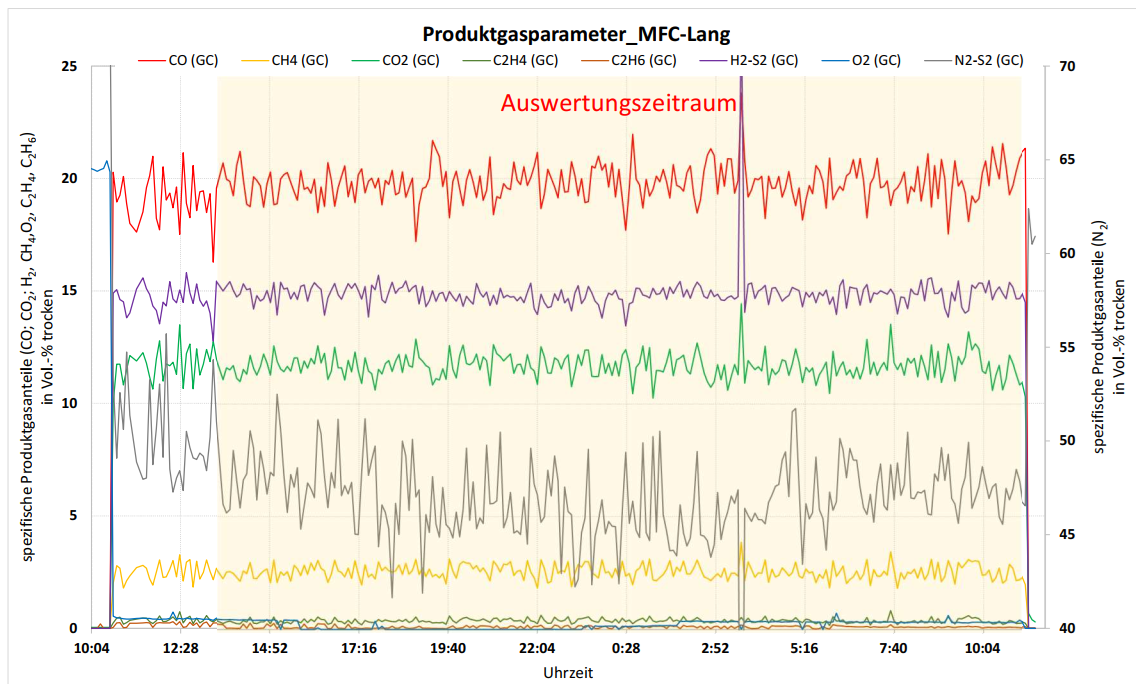


Abbildung 3.1: Zeitlicher Verlauf der Zusammensetzung von dem Produktgas [4]

3.2 DLR Prüfstand mit Freikolbengesamtsystem GS10

Das aktuelle Freikolbengesamtsystem GS10 beim DLR ist in der Gegenkolbenbrennraum Variante ausgeführt. In Abb. 3.2 ist der prinzipielle Aufbau des Freikolbenmotors dargestellt. Bei der gezeigten Variante befinden sich die Lineargeneratoren seitlich neben der Hauptachse wodurch eine kürzere Bauweise erreicht wird.

3.2.1 Kennzahlen

Die geometrischen Daten des aktuellen Freikolbenmotors werden in der Tab. 3.3 dargestellt.

3.2.2 Ladungswechsel

Der Ladungswechsel von dem GS10 ist als Längsspülung umgesetzt. Die Öffnungszeiten werden durch die Kolbenbewegungen gesteuert. Die Rohre für Ein- und Auslass sind über Schlitze mit dem Brennraum verbunden. Sobald die Kolben sich über

3.2 DLR Prüfstand mit Freikolbengesamtsystem GS10

Tabelle 3.2: Chemische Zusammensetzung von dem Produktgas [4]

Molekül	Anteil [Vol.-%]
CO	17,3
H ₂	13,0
CH ₄	2,2
C ₂ H ₄	0,3
C ₂ H ₆	0,09
CO ₂	10,2
O ₂	0,17
H ₂ O	12,7
N ₂ *	44,04

*Stickstoffanteil berechnet sich als Differenz zu 100%

Tabelle 3.3: Geometrische Daten Freikolbenmotor [6]

Brennraumdurchmesser [mm]	71
maximaler Hub pro Kolben [mm]	94
Verdichtungsverhältnis	7,5:1 bis 12,5:1
Schlitzzlage [mm]	78

die Schlitze wegbewegen sind Ein- und Auslass offen. Durch einen Phasenversatz der Kolben kann die Zylinderspülung beeinflusst werden.

3.2.3 Wirkungsgrade der Komponenten

Die chemische Energie des Kraftstoffes wird mithilfe mehrerer Komponenten als elektrische Energie entkoppelt. In der Tab. 3.4 sind die Wirkungsgrade der unterschiedlichen Prüfstandkomponenten dargestellt.

Tabelle 3.4: Wirkungsgrade der Gesamtsystemkomponenten [6]

Komponente	Wirkungsgrad [%]
Verbrennung	38
Gasfeder	92
Reibung	75
Lineargenerator	90
Umrichter	72
Gesamt	17

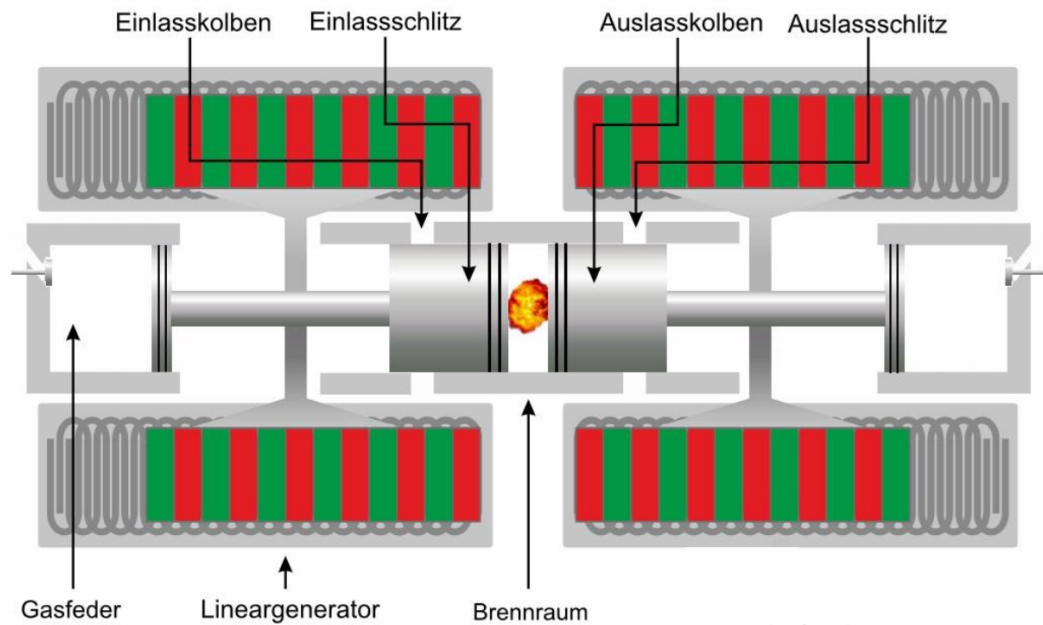


Abbildung 3.2: Prinzipieller Aufbau von dem Gegenkolbensystem GS10 [6]

3.2.4 Versuch VB06-0043-907

Für den späteren Vergleich von Simulationsergebnissen mit Versuchsdaten wird in diesem Abschnitt der Versuch VB06-0043-907 beschrieben. VB06 diente als Entwicklungsplattform für die Verbrennungseinheit. Die Versuche zur Verbrennung wurden dabei mit hydraulisch gesteuerten Kolben durchgeführt. Für den betrachteten Versuch VB06-0043-907 wurden die Betriebsparameter wie in Tab. 3.5 verwendet.

Tabelle 3.5: Betriebsparameter für VB06-0043-907

Verdichtungsverhältnis	8
Frequenz [Hz]	15
Ladedruck [bar, absolut]	1,5
Zündung [% T vor OT]	2,5
Kraftstoffart	Benzin
Kraftstoffmasse [mg/Zyklus]	67

Druckverlauf

Die Druckverläufe für die Perioden 25, 26 und 27 von dem Versuch VB06-0043-907 werden in der Abb. 3.3 gezeigt. Für die dargestellten Perioden liegt der Druck nach der Verdichtung und vor der Zündung bei ca. 20,70 bar. Vor der Kompressionsphase liegt der Druck bei 1,11 bar.

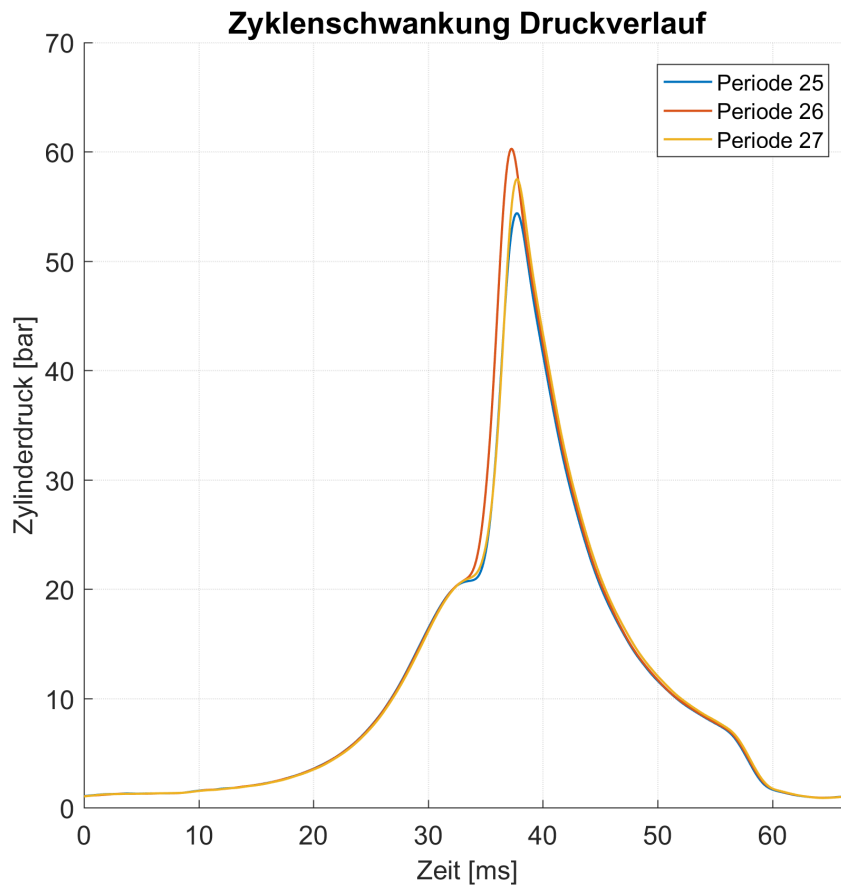


Abbildung 3.3: Druckverläufe der Perioden 25, 26 und 27

3.3 Alternative Technologien

Für die Potenzialanalyse des Gegenkolbensystems sollen in diesem Abschnitt zwei weitere Technologien für eine mögliche Nutzung des Produktgases vorgestellt werden. Als erste Alternative wird eine Gasturbine mit einer speziellen Brennkammer

für Schwachgase beschrieben. Als zweite Alternative soll ein BHKW mit einem üblichen Kolbenmotor betrachtet werden. Mit den beiden Technologien wird in Abschnitt 5.4 die technologische Bewertung für die Potenzialanalyse des Gegenkolbensystems durchgeführt.

3.3.1 Gasturbine Turbec T100 mit FLOX® Brennkammer

Die Verwertung des Produktgases in einer Gasturbine ist durch die Verbrennung des Gases mit einer anschließenden Turbinenstufe denkbar. In [19] wird eine Gasturbine für die energetische Verwertung von Holzgas benutzt. Der Brennraum arbeitet dabei nach dem FLOX® Konzept. Der konstruktive Aufbau der verwendeten Turbine Turbec T100 wird in Abb. 3.4 dargestellt. Das System besteht aus dem Brenngasverdichter, der Mikrogasturbine und einem Abgaswärmetauscher.

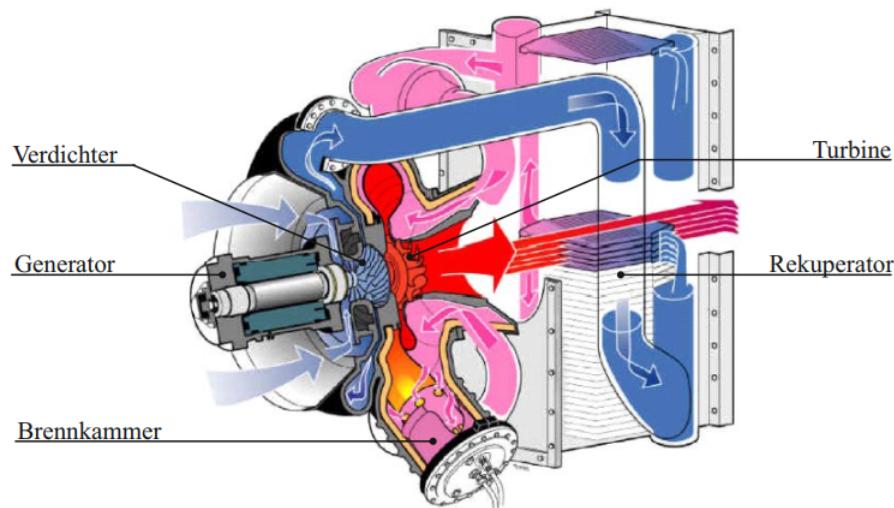


Abbildung 3.4: Turbine Turbec T100 konstruktiver Aufbau [19]

Die Turbine hat die elektrische Nennleistung $P_{el} = 100$ kW und die maximale Brennstoffleistung $P_{Brennstoff} = 333$ kW bei der Verwendung von Erdgas [22]. In [19] wird der Turbinenbetrieb mit verschiedenen Holzgaszusammensetzungen geprüft. Die Zusammensetzung von dem untersuchten Holzgas HG 3 weist dabei eine hohe Übereinstimmung mit dem Produktgas der Vergasungsanlage aus [4] auf. In Tab. 3.6 werden die beiden Gaszusammensetzungen gegenübergestellt.

Bei dem Betrieb der Turbine Turbec T100 kann der elektrische Wirkungsgrad $\eta_{elektrisch} = 26,8$ % erreicht werden. Dafür liegt der Brenngasmassenstrom $\dot{m}_{Brenngas} = 183 \frac{kg_{Brenngas}}{h}$ bei der Turbinendrehzahl von 82,5 % vor. Die Emissionen für diesen Betriebspunkt sind in der Abb. 3.5 dargestellt. [19]

Tabelle 3.6: Vergleich der Gaszusammensetzungen

Molekül	Strohvergasungsanlage [4]	Holzgas HG 3 [19]
CO [Vol.-%]	17,3	17,6
H ₂ [Vol.-%]	13,0	15
CH ₄ [Vol.-%]	2,2	5
C ₂ H ₄ [Vol.-%]	0,3	-
C ₂ H ₆ [Vol.-%]	0,09	-
CO ₂ [Vol.-%]	10,2	12
O ₂ [Vol.-%]	0,17	-
H ₂ O [Vol.-%]	12,7	-
N ₂ [Vol.-%]	44,04*	50,4

*Stickstoffanteil berechnet sich als Differenz zu 100%

Die Emissionen liegen deutlich unter den gesetzlichen Grenzwerten und es wäre keine Abgasnachbehandlung notwendig. Die Turbine weise zudem einen stabilen Betrieb in dem gesamten Betriebsbereich auf und sei robust gegen Schwankungen der Gaszusammensetzung. [19]

Mikrogasturbine EnerTwin mit FLOX® Brennkammer

In [18] wird eine Mikrogasturbine in der Leistungsklasse $P_{el} < 5$ kW untersucht. Der verwendete Brennstoff ist hier anders als im vorherigen Abschnitt 3.3.1 Methan. Die Brennkammer wurde jedoch auch für die FLOX® Verbrennung entwickelt. Die Arbeit [18] zeigt, dass die Verwendung des FLOX®-Brennkammersystems auch in Turbinen mit der Leistungsklasse $P_{el} < 5$ kW möglich ist.

3.3.2 BHKW XRGI 6

Eine andere Alternative für die Verwertung von dem Produktgas wäre die Verbrennung in einem herkömmlichen Verbrennungsmotor, der in einem BHKW verbaut ist. Beispielhaft soll hier das BHKW XRGI 6 von EC Power vorgestellt werden. Als Verbrennungseinheit wird dabei ein von Toyota weiterentwickelter 3 Zylinder Motor verwendet [23]. Der Motor ist für den Betrieb mit Erdgas ausgelegt, kann jedoch auch mit Butan und Propan betrieben werden. Die Beimischung von bis zu 10 % Wasserstoff ist auch möglich. [24] Die Kennwerte von dem BHKW XRGI 6 sind in der Tab. 3.7 dargestellt.

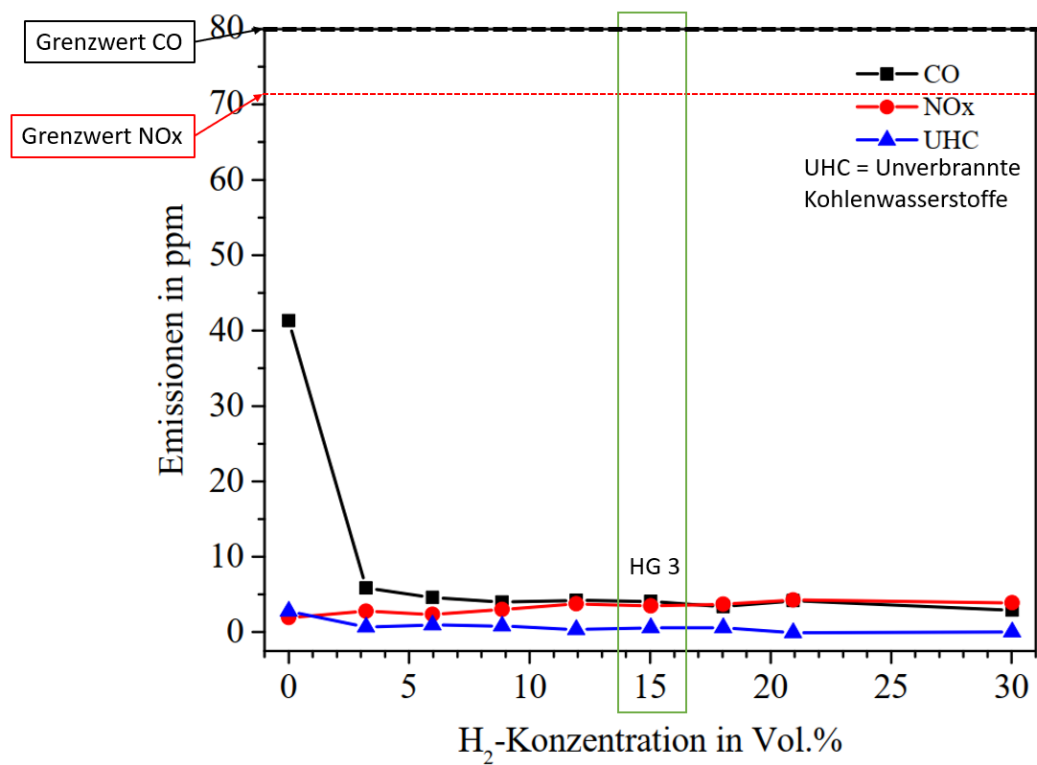


Abbildung 3.5: Emissionen abhängig von der Wasserstoffkonzentration nach [19]

Tabelle 3.7: Kennzahlen für das BHKW XRGI 6 bei dem Betrieb mit Erdgas nach [24]

elektrischer Wirkungsgrad [%]	24,8 bis 30,1
CO Emissionen [$\frac{mg}{Nm^3}$]	< 150
NOx Emissionen [$\frac{mg}{kWh}$]	< 240
Schalldruckpegel 1 m Abstand [dB]	49
Wartungsintervall Betriebsstunden [Std.]	10.000

4 Methodik

In diesem Kapitel wird das Vorgehen zur Erstausslegung des Brennraums für das Gegenkolbensystem beschrieben. Abb. 4.1 zeigt die gewählte Abfolge der Arbeitsschritte: Die Pfeile enthalten jeweils die resultierenden und notwendigen Informationen der Arbeitsschritte.

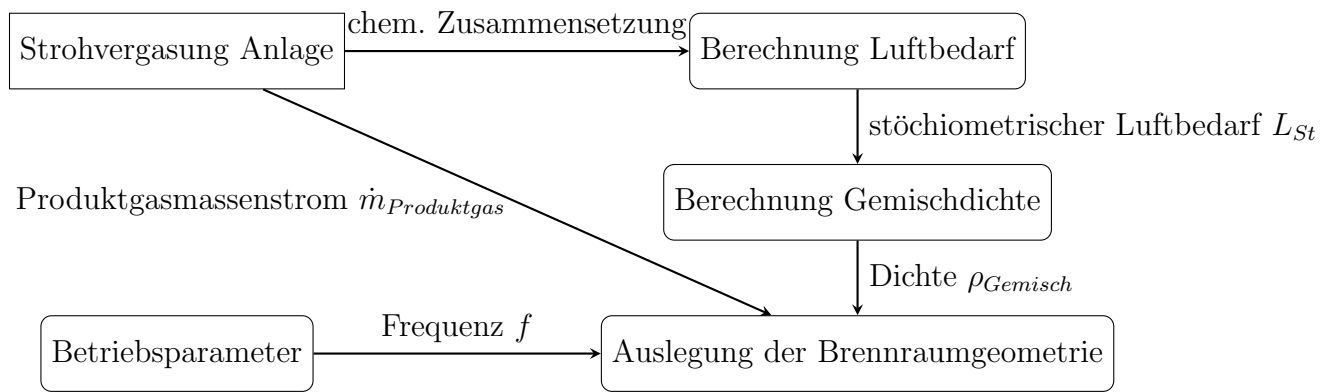


Abbildung 4.1: Informationsfluss Brennraum Auslegung

Weiterhin wird in diesem Kapitel der Aufbau für die Simulation der Produktgasverbrennung in dem ausgelegten Brennraum erarbeitet. Folgend zum Simulationsaufbau wird beschrieben wie die Kenngrößen für die technische Bewertung aus der Simulation gewonnen werden. Den Abschluss dieses Kapitels bildet die Aufstellung der Gewichtungen für die Kriterien der technischen Bewertung.

4.1 Berechnung Luftbedarf

Der theoretische Hintergrund für die Berechnung von dem stöchiometrischen Luftbedarf ist in dem Abschnitt 2.3 erklärt. In dem Programm für die Erstausslegung wird der stöchiometrische Luftbedarf L_{St} mit der Funktion 4.1 bestimmt.

```
1 def calc_oxidizer_requirement(x_fuel = v.x_fuel, x_oxidizer = v.  
   x_oxidizer):  
2     phi = 1
```

4 Methodik

```
3 gas = ct.Solution(v.reaction_mechanism, v.phase_name)
4 gas.set_equivalence_ratio(phi, x_fuel, x_oxidizer)
5 Z = gas.mixture_fraction(x_fuel, x_oxidizer)
6 L = (1/Z) - 1
7 return L
```

Listing 4.1: Berechnung Luftbedarf

Die Funktion `calc_oxidizer_requirement()` erwartet als Übergabeparameter die Brennstoff- und Oxidationsmittel-Zusammensetzungen. Für die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs L_{St} wird das Kraftstoff-Oxidationsmittel-Verhältnis $\phi = 1$ festgelegt. Innerhalb der Funktion wird der Kraftstoff mit dem Oxidationsmittel abhängig von dem gegebenen Verhältnis ϕ gemischt und der Mischungsbruch Z von dem Gemisch bestimmt. Mit der Formel 4.1 kann der Mischungsbruch Z zu dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{St} umgerechnet werden. Die Herleitung folgt aus der umgestellten Definition für den Mischungsbruch Z :

$$\begin{aligned} Z &= \frac{m_{Kraftstoff}}{m_{Kraftstoff} + m_{Oxidationsmittel}} \\ \Leftrightarrow Z &= \frac{1}{1 + \frac{m_{Oxidationsmittel}}{m_{Kraftstoff}}} \\ \Leftrightarrow Z \cdot \left(1 + \frac{m_{Oxidationsmittel}}{m_{Kraftstoff}}\right) &= 1 \\ \Leftrightarrow 1 + \frac{m_{Oxidationsmittel}}{m_{Kraftstoff}} &= \frac{1}{Z} \\ \Leftrightarrow \frac{m_{Oxidationsmittel}}{m_{Kraftstoff}} &= \frac{1}{Z} - 1 \end{aligned}$$

Mit der Formel $L_{St} = \frac{m_{Oxidationsmittel}}{m_{Kraftstoff}}$ folgt dann:

$$L_{St} = \frac{1}{Z} - 1 \quad (4.1)$$

Der Rückgabewert von der Funktion ist schließlich der berechnete stöchiometrische Luftbedarf L_{St} $\left[\frac{kg_{Luft}}{kg_{Brennstoff}}\right]$.

4.2 Berechnung Gemisch Temperatur, Druck und Zusammensetzung

Die Temperatur, der Druck und die Zusammensetzung des Gemisches werden in dem Programm für die Erstausslegung mit der Funktion 4.2 berechnet.

```

1 def calc_mixture_TPX(oxidizer_requirement, afr=v.afr):
2     gas = ct.Solution(v.reaction_mechanism, v.phase_name)
3
4     # Menge an Brennstoff
5     mass_fuel = 1
6     gas.TPX = v.T_fuel, v.p_fuel, v.x_fuel
7     qty_fuel = ct.Quantity(gas)
8     qty_fuel.mass = mass_fuel
9
10    # Oxidationsmittel
11    gas.TPX = v.T_oxidizer, v.p_oxidizer, v.x_oxidizer
12    qty_oxidizer = ct.Quantity(gas)
13    qty_oxidizer.mass = oxidizer_requirement * mass_fuel * afr
14
15    qty_mix = qty_fuel + qty_oxidizer
16
17    return qty_mix.T, qty_mix.P, qty_mix.mole_fraction_dict(),
    qty_mix.density

```

Listing 4.2: Funktion für die Berechnung der Brennstoff-Luft-Gemisch-Werte: Temperatur, Druck, Zusammensetzung und Dichte

Die Funktion `calc_mixture_TPX()` erwartet als Übergabewert den geforderten Luftbedarf des Brennstoffs. Innerhalb der Funktion wird eine Kraftstoffmenge mit der Masse $m_{Kraftstoff} = 1$ kg, der Kraftstoffzusammensetzung, der Temperatur und dem Druck definiert. Genauso wird eine Oxidationsmittelmenge definiert. Die Masse des Oxidationsmittels $m_{Oxidationsmittel}$ wird dabei auf Basis der Kraftstoffmasse $m_{Kraftstoff} = 1$ kg dem Luftbedarf L und dem Verbrennungs-Luft-Verhältnis λ berechnet 4.2.

$$m_{Oxidationsmittel} = m_{Kraftstoff} \cdot L_{St} \cdot \lambda \quad (4.2)$$

Anschließend werden die beiden Mengen homogen gemischt. Schließlich gibt die Funktion als Rückgabewert die Temperatur T [K], den Druck p [Pa], die Zusammensetzung in Mol-Anteilen und die Dichte ρ [kg/m³] zurück.

4.3 Betriebsparameter

Zu den Betriebsparametern zählen Parameter, die sich ohne konstruktiven Aufwand während des Betriebes ändern lassen. Für die Durchführung der Simulation werden die folgenden Betriebsparameter identifiziert:

Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ϵ wird möglichst hoch gewählt um den Wirkungsgrad zu erhöhen. Die Erhöhung von dem Verdichtungsverhältnis ϵ wird durch die Klopf-festigkeit des Kraftstoffes limitiert.

Zündzeitpunkt

Der Zündzeitpunkt wird so gewählt, dass die Verbrennung auf einem möglichst hohen Druckniveau ablaufen kann. Dabei sollte die Druckspitze jedoch hinter dem oberen Totpunkt liegen.

Betriebsfrequenz

Bei einer höheren Betriebsfrequenz f kann mit weniger Bauraum mehr Energie umgesetzt werden. Die Frequenz f wird nach oben, durch hohe Massenkräfte und Geschwindigkeiten limitiert. Für die Auslegung der Brennraumgeometrie wird sich deshalb an dem aktuellen Gegenkolbenmotor GS10 orientiert. Für das Systems GS10 wurden Versuche mit der Frequenz $f = 20$ Hz durchgeführt.

Phasenversatz

Durch einen Phasenversatz kann der Ladungswechsel wie in Abschnitt 2.1.1 beschrieben verbessert werden. Durch den Phasenversatz geht jedoch auch der Massenausgleich von den gegenüberliegenden Kolben zum Teil verloren und das NVH-Verhalten verschlechtert sich.

Temperatur Kühlsystem

Die Temperatur von dem Fluid im Kühlsystem stellt sich durch verschiedene Randbedingungen ein. Für diese Auslegung soll die Kühlsystemtemperatur aus den Versuchen mit dem Gegenkolbenmotor GS10 übernommen werden.

4.4 Auslegung der Brennraumgeometrie

Das Zylindervolumen $V_{Zylinder}$ kann mit der Formel 4.3 aus dem Durchmesser D und dem Gesamthub H_{ges} berechnet werden.

$$V_{Zylinder} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot H_{ges} \quad (4.3)$$

Für die Auslegung wird im ersten Schritt der Durchmesser D über den Zusammenhang für das Zylindervolumen und das Hubverhältnis bestimmt. Anschließend

werden die anderen Geometrieparameter als abgeleitete Größen von dem Durchmesser berechnet. Die Geometrieübersicht in Abb. 4.2 veranschaulicht die verwendeten Koordinatensysteme.

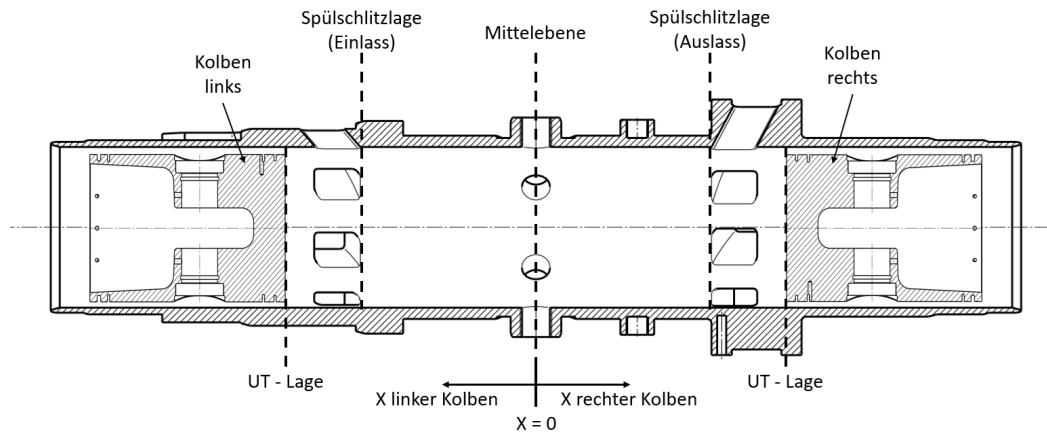


Abbildung 4.2: Übersicht des Brennraums mit verwendetem Koordinatensystem nach [6]

4.4.1 Durchmesser - Initial Parameter

Aus den Zusammenhängen 2.5 und 4.3 kann die Formel 4.5 für den Zylinderdurchmesser hergeleitet werden. Dafür wird zunächst die Formel 2.5 für das Hubverhältnis nach dem Hub H_{ges} umgeformt:

$$\beta = \frac{H_{ges}}{D} \Leftrightarrow H_{ges} = \beta \cdot D$$

Anschließend kann für den Hub H_{ges} in die Formel 4.3 für das Zylindervolumen eingesetzt und die Formel 4.4 nach dem Durchmesser D umgestellt werden:

$$V_{Zylinder} = \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot \beta \quad (4.4)$$

$$\Leftrightarrow D^3 = \frac{4 \cdot V_{\text{Zylinder}}}{\pi * \beta}$$

$$\Leftrightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{Zylinder}}{\pi * \beta}} \quad (4.5)$$

Um den Durchmesser D berechnen zu können wird neben dem Hubverhältnis β das Zylindervolumen $V_{Zylinder}$ benötigt. Das Zylindervolumen $V_{Zylinder}$ wird auf

4 Methodik

Basis der Masse m_{Zyklus} die pro Zyklus zur Verfügung steht sowie der Dichte $\rho_{Gemisch}$ des Gemisches mit der Formel 4.6 berechnet.

$$V_{Zylinder} = m_{Zyklus} * \rho_{Gemisch} \quad (4.6)$$

Die pro Zyklus verfügbare Masse m_{Zyklus} wird aus dem Massenstrom $\dot{m}_{Produktgas}$ von dem Produktgas, dem Luftbedarf L_{St} des Produktgases, dem Verbrennungs-Luft-Verhältnis λ und der Betriebsfrequenz f mit der Formel 4.7 berechnet.

$$m_{Zyklus} = \frac{\dot{m}_{Kraftstoff}}{f} \cdot (1 + L_{St} * \lambda) \quad (4.7)$$

4.4.2 Abgeleitete Parameter

An die Berechnung des Zylinderdurchmessers schließen nun die Berechnungen der weiteren Geometrieparameter an.

Hub

Bei bekanntem Durchmesser lässt sich der Hub über das in Abschnitt 2.8 beschriebene Hubverhältnis berechnen. Für die Berechnung des Hubes H_{ges} wird die Formel 2.5 zu der Formel 4.8 umgestellt.

$$H_{ges} = \beta \cdot D \quad (4.8)$$

UT Position

Die Lage des UT kann mit dem bekannten Hub H_{ges} , der OT-Position und der Formel 4.9 berechnet werden. Der gesamte Hub H_{ges} wird halbiert, da sich dieser auf die beiden gegenüberliegenden Kolben verteilt.

$$UT = OT + \frac{H_{ges}}{2} \quad (4.9)$$

Schlitzlage

Als Vorlage für die Berechnung der Spülschlitzlage wird der Brennraum von dem Gegenkolbenmotor GS10 verwendet. Das Verhältnis von der Totpunktlage zu der Lage von den Spülschlitzten soll dabei gleich bleiben. Mit der Formel 4.10 wird dann die Lage der neuen Spülschlitzlage $Schlitzlage_{neu}$ berechnet.

$$Schlitzlage_{neu} = \frac{Schlitzlage_{alt}}{UT_{alt}} \cdot UT_{neu} \quad (4.10)$$

4.5 Reaktornetzwerk

Für die Verwertung des Produktgases in einem Gegenkolbenmotor soll in Python eine Simulation implementiert werden. Dafür wird ein Reaktornetzwerk bestehend aus Objekten von Cantera aufgebaut. Abb. 4.3 zeigt die Struktur des Reaktornetzwerkes.

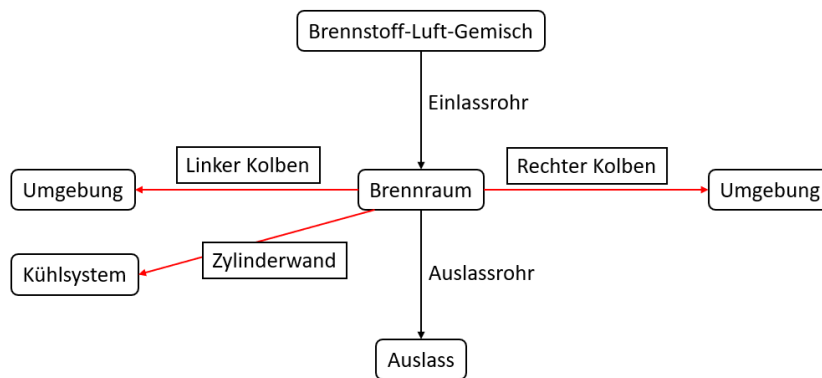


Abbildung 4.3: Aufbau des Reaktornetzwerks für die Simulation

Die einzelnen Komponenten des Reaktornetzwerks werden mit dem Programmcode 4.3 erstellt.

```

1  # Zylinder initialisieren
2  gas.TPX = v.T_ambient, v.p_ambient, v.x_ambient
3  rec_cyl = ct.IdealGasReactor(gas, name="Brennraum")
4  rec_cyl.volume = f.volume_bdc()
5
6  # Umgebung initialisieren
7  gas.TPX = v.T_ambient, v.p_ambient, v.x_ambient
8  res_ambient = ct.Reservoir(gas, name="Umgebung")
9
10 # Einlass mit Luft-Brennstoff-Gemisch initialisieren
11 gas.TPX = T_mixture, p_mixture, x_mixture
12 res_inlet = ct.Reservoir(gas, name="Brennstoff-Luft-Gemisch")
13
14 # Auslass initialisieren
15 gas.TPX = v.T_outlet, v.p_outlet, v.x_outlet
16 res_outlet = ct.Reservoir(gas, name="Auslass")
17
18 # Zündkerze initialisieren
19 gas.TPX = v.T_spark, v.p_spark, v.x_spark
20 res_spark = ct.Reservoir(gas, name="Zündkerze")
21
22 # Warmesenke für das Kühlsystem initialisieren

```

4 Methodik

```
23 gas.TPX = v.T_cooling, v.p_cooling, v.x_ambient
24 res_heat_sink = ct.Reservoir(gas, name="Kuhlsystem")
```

Listing 4.3: Erstellen der Reaktornetzwerkkomponenten

Die verwendeten Klassen von dem Modul Cantera sind an Abschnitt 2.9 beschrieben. Für das Erstellen wird zunächst der Druck p , die Temperatur T und die Zusammensetzung x für die jeweilige Komponente festgelegt. Anschließend wird die Komponente als Objekt der passenden Klasse von Cantera initiiert. Im Folgenden werden die Komponenten des Reaktornetzwerks entweder über Wände oder Massenstromregler miteinander verbunden.

4.5.1 Einlass

Das Reservoir mit dem Brennstoff-Luft-Gemisch wird über einen Massenstromregler als Einlass mit dem Brennraum verbunden 4.4.

```
1 # Einlassrohr als Massenstrom Regler
2 mfc_inlet = ct.MassFlowController(res_inlet, rec_cyl, name="
  Einlass Rohr")
3 mfc_inlet.mass_flow_coeff = (v.x_thinning_flushing * f.
  calc_mass_in_cycle(oxidizer_requirement)) / f.delta_t_port_open
  ()
4 mfc_inlet.time_function = (
5   lambda t: (np.mod(t, v.T)<f.t_port_closed()) or (np.mod(t, v.T)>
6     f.t_port_open())
  )
```

Listing 4.4: Implementierung des Einlassrohrs als Massenstromregler

Die Funktionsweise des Massenstromreglers wird in Abschnitt 2.9 beschrieben. Der Massenstromkoeffizient $\dot{m}_0$ wird mit der Formel 4.11 berechnet.

$$\dot{m}_0 = \frac{X_{\text{Verdünnungsspülung}} \cdot m_{\text{LW}}}{\Delta t_{\text{LW}}} \quad (4.11)$$

Dafür wird der Anteil von der Verdünnungsspülung $X_{\text{Verdünnungsspülung}}$ am Ladungswechsel, die für den Ladungswechsel bereitstehende Masse m_{LW} und die Dauer t_{LW} des Ladungswechsels benötigt. Die Zeitfunktion $g(t)$ ist nach der Formel 4.12 definiert.

$$g(t) = t \bmod T < t_{\text{EinlassGeschlossen}} \vee t \bmod T > t_{\text{EinlassOffen}} \quad (4.12)$$

Die Formel 4.12 gibt den Wert 1 in zwei möglichen Fällen zurück. Entweder die Zeit innerhalb von einem Zyklus ist kleiner als der Zeitpunkt von dem Event Einlass schließt oder die Zeit innerhalb von einem Zyklus ist größer als der Zeitpunkt von dem Event der Einlass öffnet wieder.

4.5.2 Auslass

Der Auslass ist analog zu dem Einlass als Massenstromregler implementiert. Durch den Massenstromregler als Auslass werden der Brennraum und das Reservoir für die Abgasseite miteinander verbunden.

4.5.3 Zündkerze

In Cantera kann die Zündkerze nicht wie in einem klassischen Motor als Funke implementiert werden. Deswegen soll über einen Umweg die Wirkung des Zündkerzenfunkens über einen Massenstromregler umgesetzt werden. In Abschnitt 2.2 wird der Ablauf einer Verbrennungsreaktion gezeigt. Beim Start der Verbrennung entstehen durch Energieeinbringung Wasserstoffradikale. Deswegen soll für die Zündung des Gemisches in der Simulation eine kleine Menge Wasserstoffradikale eingespritzt werden. Mit dem Code 4.5 wird die Einspritzung der Wasserstoffradikale für die Zündung umgesetzt.

```

1 mfc_spark = ct.MassFlowController(res_spark, rec_cyl, name="
    Zundkerzenrohr")
2 mfc_spark.mass_flow_coeff = v.spark_mass / v.spark_duration
3 mfc_spark.time_function = (
4 lambda t: (np.mod(t, v.T)>v.spark_start) and (np.mod(t, v.T)<v.
    spark_start+v.spark_duration)
5 )

```

Listing 4.5: Implementierung der Zündkerze als Massenstromregler

Der Massenstromkoeffizient $\dot{m}_0$ für die Zündkerze wird mit der Formel 4.13 berechnet.

$$\dot{m}_0 = \frac{m_{H\text{Radikale}}}{\Delta t_{\text{Zündung}}} \quad (4.13)$$

Die Aktivierungszeiten der Zündkerze sind wie in Formel 4.14 definiert.

$$g(t) = t \bmod T < t_{\text{ZündungStart}} \vee t \bmod T > t_{\text{ZündungEnde}} \quad (4.14)$$

4.5.4 Kolben

Die Kolben werden in Cantera als bewegende Wände implementiert. In Abschnitt 2.9 ist der theoretische Hintergrund für Wände in Cantera erklärt. Der linke Kolben wird mit dem Code 4.6 implementiert, die Umsetzung des rechten Kolbens erfolgt analog.

```

1 # linker Kolben
2 wall_piston_left = ct.Wall(res_ambient, rec_cyl, name="linker
    Kolben")

```

4 Methodik

```
3 wall_piston_left.area = f.cross_section_cyl()
4 wall_piston_left.velocity = f.piston_velocity_1
```

Listing 4.6: Implementierung des linken Kolbens als bewegende Wand

Die Simulation soll mit der Kolbenposition im UT starten. In Cantera kann der Geschwindigkeitsverlauf einer Wand vorgegeben werden. Die Vorgabe der Kolbenposition direkt ist nicht möglich. Das Geschwindigkeitsprofil von dem Kolben wird mit der Formel 4.15 beschrieben.

$$v(t) = \hat{A} \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) + v_0 \quad (4.15)$$

4.5.5 Kühlsystem

Das Kühlsystem wird als Wand zwischen dem Brennraum und der Kaltseite definiert 4.7.

```
1 # Kühlsystem
2 wall_cooling = ct.Wall(rec_cyl, res_heat_sink, name="Kuhlwand")
3 wall_cooling.area = f.area_cool_sys(rec_cyl.volume)
4 wall_cooling.heat_transfer_coeff = f.
  calc_heat_transfer_coefficient(v.p_ambient, v.T_ambient,
  rec_cyl.volume)
```

Listing 4.7: Implementierung des Kühlsystems als Wand

Die Fläche A für den Wärmeübergang wird dabei mit der Funktion `area_cool_sys()` berechnet und entspricht der aktuellen Innenfläche des Brennraums. Der Wärmeübergangskoeffizient α wird mit der Funktion `calc_heat_transfer_coefficient()` berechnet.

4.6 Ladungswechsel

Der Ladungswechsel wird durch eine Kombination der beiden Spülverfahren Verdünnungsspülung und Verdünnungsspülung umgesetzt (siehe Abschnitt 2.6).

4.6.1 Verdünnungsspülung

Die Verdünnungsspülung wird durch das Ein- und Auslassrohr wie in 4.5.1 und 4.5.2 beschrieben umgesetzt. Das Brennstoff-Luft-Gemisch vermischt sich sofort und homogen beim Eintritt in den Brennraum mit den restlichen Brennraumbestandteilen. Beim Auslass strömt parallel das Gas mit der Zusammensetzung des homogen gemischten Zylinders aus und damit direkt auch ein Anteil des frischen Brennstoff-Luft-Gemisches.

4.6.2 Verdrängungsspülung

Die Verdrängungsspülung ist mit dem Code 4.8 implementiert.

```

1  def calc_TPX_displacement_flushing(cyl, inlet, ox_req):
2      gas = ct.Solution(v.reaction_mechanism, v.phase_name)
3
4      inlet_density = inlet.thermo.density
5      mass_inlet_flushing = v.x_displacement_flushing *
6      calc_mass_in_cycle(ox_req)
7      volume_mass_inlet_flushing = mass_inlet_flushing /
8      inlet_density
9
10     volume_gas_rest = cyl.volume - volume_mass_inlet_flushing
11
12     mass_gas_rest = volume_gas_rest * cyl.thermo.density
13
14     # Gas mit der Zusammensetzung vom Zylinder und der Masse,
15     # berechnet aus dem restlichen Volumen und der Dichte
16     gas.TPX = cyl.thermo.T, cyl.thermo.P, cyl.thermo.X
17     qty_cyl = ct.Quantity(gas)
18     qty_cyl.mass = mass_gas_rest
19
20     # Gas mit der Zusammensetzung vom Einlass und dem Anteil der
21     # Masse entsprechend von dem Anteil der Verdrängungsspülung
22     gas.TPX = inlet.thermo.T, inlet.thermo.P, inlet.thermo.X
23     qty_inlet = ct.Quantity(gas)
24     qty_inlet.mass = mass_inlet_flushing
25
26     # Mischen der beiden Gase (basierend auf dem Verhältnis der
27     # Gewichtsanteile)
28     qty_mix = qty_cyl + qty_inlet
29
30     return qty_mix.T, qty_mix.P, qty_mix.X, mass_inlet_flushing

```

Listing 4.8: Implementierung der Verdrängungsspülung

Im ersten Schritt für die Verdrängungsspülung wird das Volumen von der Masse berechnet, die für die Verdrängungsspülung zur Verfügung steht. Damit steht fest, wie viel Volumen das Brennstoff-Luft-Gemisch beim Ladungswechsel in dem Brennraum einnimmt. Die Differenz zwischen dem Brennstoff-Luft-Gemisch-Volumen und dem Brennraum-Volumen ist dann das Volumen des Restgases der Verdrängungsspülung im Zylinder. Mithilfe der Dichte von dem Restgas wird die entsprechende Masse berechnet. Im nächsten Schritt können dann über das Mischen von den beiden Massen die resultierenden Eigenschaften Temperatur, Druck und Zusammensetzung von dem Gemisch im Zylinder nach der Verdrängungsspülung ermittelt werden.

Verhältnis Verdrängungsspülung zu Verdünnungsspülung

Das Verhältnis von der Verdrängungsspülung zu der Verdünnungsspülung wird als Randbedingung vorgegeben und basiert auf vorangegangenen 3D-CFD Simulationen des Ladungswechsels.

4.7 Wärmeverlust

Der Wärmeverlust durch den Zylinder wird mit der Funktion 4.9 für jeden Zyklus ermittelt.

```
1 def calc_q_out(time, q_dot):
2     q_out = {}
3     for c in range(v.n_cycles):
4         q_out[c] = float(integrate_over_cycle(time, q_dot, c))
5     return q_out
```

Listing 4.9: Berechnung der abgegebenen Wärme durch das Kühlsystem

Der berechnete Wärmestrom in das Kühlsystem wird dafür über der Zeit für jeden Zyklus integriert.

4.8 Ermitteln der Emissionswerte

Die Emissionen werden aus der Gemischzusammensetzung im Zylinder ermittelt. Die Gemischzusammensetzung wird dafür zu dem Zeitpunkt vor Spülschützöffnung ausgelesen. Mit der Formel 2.3 werden dann die Emissionen für einen Abgleich mit den Grenzwerten aus Abschnitt 2.5 berechnet. Die Ermittlung der Emissionswerte wird folgend beispielhaft für die Kohlenstoffmonoxid-Emission beschrieben. Die Kohlenstoffmonoxid Emissionen werden mit dem Code 4.10 ermittelt.

```
1 mfrac_CO = states.CO[index_emissions]
2 mass_CO = mfrac_CO * states.m[index_emissions]
3 density_CO = mass_CO / f.volume_bdc() * 1e3
4
5 # Sauerstoff O2-Anteil in Prozent
6 portion_O2 = states.mole_frac_O2[index_emissions] * 1e2
7
8 O2reference_CO = f.calc_norm_O2(5, portion_O2, density_CO)
```

Listing 4.10: Berechnung der Kohlenstoffmonoxid Emissionen

Im ersten Schritt wird der Massenbruch mit dem Anteil von dem Kohlenstoffmonoxid im Zylinder ausgelesen. Als nächstes kann die Kohlenstoffmonoxid Masse in dem Zylinder mit Hilfe des Massenbruches und der gesamten Gemisch Masse im Zylinder berechnet werden. Nun wird die Kohlenstoffmonoxid Masse auf das

Zylinder Volumen bezogen und anschließend mit der Formel 2.3 auf den Bezugssauerstoffwert von 5 % umgerechnet. Für die mögliche Ermittlung der SO- und HCl-Emissionen fehlen die Messwerte von dem Produktgas.

4.9 Technische Bewertung

In Abschnitt 2.11 wird die technische Bewertung nach der VDI Richtlinie 2225 Blatt 3 als Methode vorgestellt. In diesem Abschnitt werden die Kriterien sowie die Gewichtungen für die technische Bewertung erarbeitet.

4.9.1 Kriterien

Die Kriterien werden nach den in Abschnitt 2.11 genannten Kriterien aufgestellt.

Elektrischer Wirkungsgrad

Das primäre Ziel bei der Produktgasverwertung ist die Bereitstellung elektrischer Leistung. Der Wirkungsgrad für die elektrische Leistung wird hier mit der Formel 4.16 berechnet. Für die Punktevergabe folgt aus einem höheren elektrischen Wirkungsgrad eine höhere Punktzahl.

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_{Brennstoff}} \quad (4.16)$$

Gasemissionen

Die chemisch gebundene Energie von dem Produktgas wird durch Reaktionen nutzbar gemacht. Die Reaktionsprodukte gelangen anschließend als Emissionen in die Umwelt. Für einige Emissionsbestandteile sind die in Abschnitt 2.5 beschriebenen Grenzwerte gesetzlich festgelegt. Sollten die Grenzwerte für eine Technologie überschritten werden, wäre eine zusätzliche Abgasnachbehandlung notwendig und die Punktzahl fällt geringer aus. Beim Unterschreiten der betrachteten Grenzwerte kann die volle Punktzahl gegeben werden.

Schallemissionen

Die potenzielle Anwendung in der Nähe von Wohnräumen fordert geringe Schallemissionen. Bei der Punktevergabe für dieses Kriterium sollen die Schallemissionen qualitativ abgeschätzt werden. Für geringere Schallemissionen wird eine höhere Punktzahl vergeben.

Betrieb bei variierender Gaszusammensetzung

Bei der Verwendung von Stroh oder ähnlichen Brennstoffen unterliegt die Zusammensetzung von dem entstehendem Produktgas natürlichen Schwankungen. Aus diesem Grund sollte der Betrieb der Wärmekraftmaschine mit variierenden Gaszusammensetzungen möglich sein, z. B. durch eine Anpassung der Betriebsparameter.

Betrieb bei variierendem Massenstrom

Neben einer Variation in der Produktgaszusammensetzung sollte auch mit einer möglichen Variation in dem Massenstrom von dem Produktgas gerechnet werden. Deswegen sollte der Betrieb an verschiedene Massenströme anpassbar sein.

4.9.2 Gewichtung der Vergleichskriterien

Die verschiedenen Kriterien werden ihrer Relevanz nach gewichtet. Für die Gewichtung der Kriterien untereinander soll die Paarvergleichsmatrix wie in Tab. 4.1 verwendet werden. Dabei wird wie folgt vorgegangen. Werden zwei Kriterien als gleichbedeutend bewertet, wird eine 1 eingetragen. Wird das Kriterium in der Spalte wichtiger als das in der Zeile erachtet, wird eine 2 eingetragen. Sollte das Kriterium der Spalte weniger wichtig bewertet werden, wird eine 0 eingetragen.

Tabelle 4.1: Paarvergleichsmatrix für die Gewichtung der Kriterien

	elektr. Wirkungsgrad	Gasemissionen	Schallemissionen	var. Zusammensetzung	var. Massenstrom
elektr. Wirkungsgrad	1	1	0	0	0
Gasemissionen	1	1	0	1	1
Schallemissionen	2	2	1	2	2
var. Zusammensetzung	2	1	0	1	1
var. Massenstrom	2	1	0	1	1
Punktesumme	8	6	1	5	5
Gewichtung [%]	32	24	4	20	20

5 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden zunächst die berechneten Brennraumparameter für das Gegenkolbensystem zur Verwertung von dem Produktgas vorgestellt und diskutiert. Anschließend wird ein Vergleich zwischen dem Versuch VB06-0043-907 und der Simulation des Versuchs durchgeführt. Mit den Erkenntnissen von dem Vergleich folgt dann die Simulation der Produktgasverbrennung in aufeinander folgenden Zyklen sowie die Diskussion der Ergebnisse. Zum Schluss werden die Simulationsergebnisse zusammen mit den Informationen aus dem Stand der Technik Abschnitt 3.3 für die Technische Bewertung verwendet.

5.1 Erstausslegung

Die Erstausslegung des Brennraums richtet sich an der chemischen Zusammensetzung und dem Massenstrom von der in Abschnitt 3.1 beschriebene. In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse für die berechnete Brennraumgeometrie mit einer anschließenden Diskussion dargestellt.

5.1.1 Brennraumgeometrie

Die Brennraumgeometrie wird auf Basis von dem in Abschnitt 4.4 beschriebenen Programm berechnet. Die Ergebnisse sind in der Tab. 5.1 dargestellt.

Tabelle 5.1: Parameter für die Brennraumgeometrie

Durchmesser [mm]	59
UT [mm]	74
Schlitzlage [mm]	59

Diskussion zur Brennraumgeometrie

Die Brennraumgeometrie ist passend für die Verbrennung von dem Produktgasmassenstrom der in Abschnitt 3.1 vorgestellten Strohvergasungsanlage ausgelegt. Für die Auslegung wurde das Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1,03$ festgelegt sowie die Betriebsfrequenz $f = 20$ Hz. Die Auslegung der Brennraumparameter schränkt

5 Ergebnisse und Diskussion

den Betrieb jedoch nicht auf einen festen Arbeitspunkt ein. Auf eine Veränderung des Produktgasmassenstroms kann beispielsweise mit einer Änderung der Frequenz f reagiert werden. Mit der Formel 5.1 kann der mögliche Brennstoffmassenstrom in den Brennraum in Abhängigkeit von der Frequenz berechnet werden.

$$\dot{m}_{Brennstoff,neu}(f) = \dot{m}_{Brennstoff,alt} \cdot \frac{f}{f_{alt}} \quad (5.1)$$

Mit der Betriebsfrequenz $f = 15$ Hz könnte dann der Produktgasmassenstrom $\dot{m} = 12,87 \frac{kg}{h}$ verwertet werden. Der Produktgasmassenstrom $\dot{m} = 21,45 \frac{kg}{h}$ würde sich mit der Frequenz $f = 25$ Hz verwerten lassen. Der Durchmesser $D = 59$ mm des Brennraums wird als plausibel eingestuft. Für Außenboard Motoren in der Leistungsklasse $P = 3,7$ kW werden beispielsweise ähnliche Durchmesser angegeben. So wird für einen 5 Ps Motor mit einem Zylinder von Yamaha der Durchmesser $D = 62$ mm in dem Datenblatt [25] genannt.

5.2 Vergleich Versuch und Simulation

Die Messwerte von dem Versuch VB06-0043-907 3.2.4 sollen mit der Simulation verglichen werden. Der Vergleich soll eine Einschätzung über die Aussagekraft der Simulation ermöglichen. Die Simulation wird für den Vergleich mit den gleichen Betriebsparametern wie bei dem Versuch aufgesetzt.

5.2.1 Simulationsergebnisse

Der Druckverlauf in Abb. 5.1 ist das Ergebnis des simulierten Versuchs. Das Gemisch zündet während der Simulation nicht. Der Druck nach der Verdichtung liegt bei knapp 29,8 bar. Das Druckniveau bevor die Verdichtung startet liegt bei ca. 1,44 bar.

5.2.2 Diskussion des Vergleichs

Auf Basis des Vergleichs soll die Aussagekraft der Simulationsergebnisse für die folgende Erstausslegung und technische Bewertung diskutiert werden. Der Ladungswechsel bei dem Versuch findet bei dem Druck $p_{0,Versuch} = 1,11$ bar statt. Bei der Simulation liegt während des Ladungswechsels der Druck $p_{0,Simulation} = 1,44$ bar vor. In diesem Fall überschätzt die Simulation den Druckwert während des Ladungswechsels mit $\delta p = 0,33$ bar. Die Überschätzung des Druckwertes lässt sich mit der Umsetzung der Verdrängungsspülung erklären, wodurch der Druck $p_{Einlass} = 1,5$ bar im Einlass einen verstärkten Einfluss auf den Druck im Zylinder beim Ladungswechsel hat. Bei dem Versuch wird bis zum OT auf den Druck $p_{1,Versuch} =$

5.2 Vergleich Versuch und Simulation

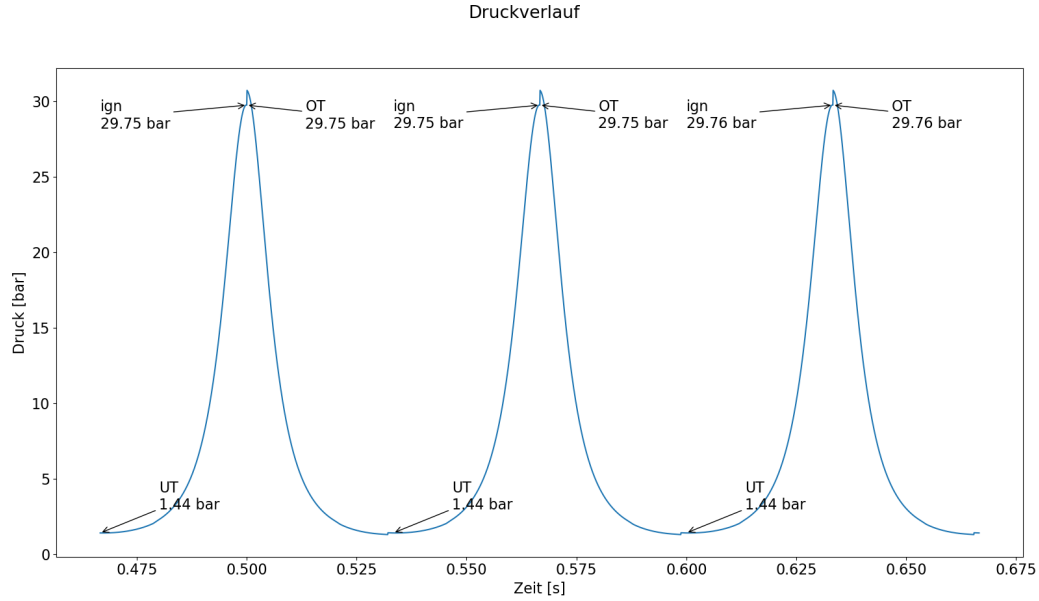


Abbildung 5.1: Druckverlauf aus der Simulation von dem Versuch

20,7 bar verdichtet. Die Simulation erreicht den Druck $p_{1,Simulation} = 29,8$ bar nach der Verdichtung. Die Druckdifferenz $\delta p = 9,1$ bar zwischen Versuch und Simulation lässt sich zum Teil mit dem Druck während des Ladungswechsels vor der Verdichtung erklären. Um das Druckniveau vor der Kompressionsphase zu berücksichtigen wird mit der Formel 5.2 der relative Druckanstieg p_{rel} für den Versuch und die Simulation berechnet.

$$p_{rel} = \frac{p_1}{p_0} \quad (5.2)$$

Für den Versuch wird der relative Druckanstieg $p_{rel,Versuch} = 18,67$ und für die Simulation der relative Druckanstieg $p_{rel,Versuch} = 20,70$ berechnet. Damit unterscheiden sich die relativen Druckanstiege um ca. 10 % voneinander. Der Druckunterschied resultiert aus verschiedenen Ursachen. Zum Beispiel werden in der Simulation noch keine Blow-By Effekte, wie in [26] beschrieben, berücksichtigt. Der Massenverlust durch den Blow-By Effekt kann nach [26] bis zu 10 % für den gesamten Zyklus betragen. Außerdem können die zu Beginn der Kompression anfallenden Druckverluste durch die noch nicht vollständig geschlossenen Ein- und Auslassschlitze nicht mit der vorliegenden 0D-Simulation abgebildet werden. Mit diesen Kenntnissen im Hinterkopf wird die vorliegende relative Abweichung nach der Kompression als verkraftbar gewertet. Während des Versuchs konnte das Gemisch nach dem Einspritzen in den Zylinder zünden. In der Simulation hingegen konnte keine Zündung des Gemisches stattfinden. Dafür gibt es vor Allem eine

Ursache. Bei einer 0D-Simulation müsste die eingebrachte Energie der Zündkerze ausreichen, um das gesamte Gemisch im Brennraum zünden zu können. Bei dem Versuch hingegen reicht eine punktuelle Zündung aus, woraufhin sich eine Flammenfront von der Zündstelle ausbreiten kann. Das erschwerte Zünden des Gemisches ist also kein realer Effekt, sondern eine Eigenheit der 0D-Simulation und wird deswegen für die weitere Auslegung und Bewertung beachtet.

5.3 Simulation für die ausgelegte Geometrie

Die Verbrennung von dem Produktgas der Strohvergasungsanlage in der ausgelegten Geometrie soll simuliert werden. Dafür werden zunächst die Betriebsparameter für die Simulation beschrieben.

5.3.1 Betriebsparameter

Die Betriebsparameter in Tab. 5.2 werden wie in Abschnitt 4.3 beschrieben ermittelt.

Tabelle 5.2: Parameter für die Brennraumgeometrie

Verdichtungsverhältnis ϵ	15,7
Aktivierung Zündkerze	Zeitpunkt OT
Betriebsfrequenz f [Hz]	20
Temperatur Kühlsystem T [K]	330

Diskussion Verdichtungsverhältnis

Für die Zündung und Verbrennung des Brennstoff-Luftgemisches wird in der Simulation das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 15,7$ gewählt. In Abschnitt 5.2.2 wird das erschwerte Zünden des Brennstoff-Luftgemisches als Eigenheit der 0D-Simulation beobachtet. Bei einem Versuch würde das Brennstoff-Luftgemisch deutlich eher zünden. In [4] konnte das Produktgas in einer Fackel verbrannt werden. Die Betriebsweise der Fackel ist jedoch nicht näher beschrieben. Für die Ermittlung des optimalen Verdichtungsverhältnisses wäre die Durchführung einer Versuchsreihe notwendig. In [27] konnte Klopfen ab dem Verdichtungsverhältnis $\eta = 11$ bei der Verwendung von Benzin beobachtet werden. An dieser Stelle bietet der Freikolbenmotor den Vorteil, dass das Verdichtungsverhältnis ein Betriebs- und kein Geometrieparameter ist.

5.3.2 Druck- und Temperaturverlauf

Die in Abschnitt 5.1.1 beschriebene Geometrie wird mit den in Abschnitt 5.3.1 gezeigten Betriebsparametern für die Verbrennung von dem Biosynthesegas simuliert. Der von der Simulation berechnete Druck- und Temperaturverlauf innerhalb des Brennraums wird in Abb. 5.2 dargestellt.

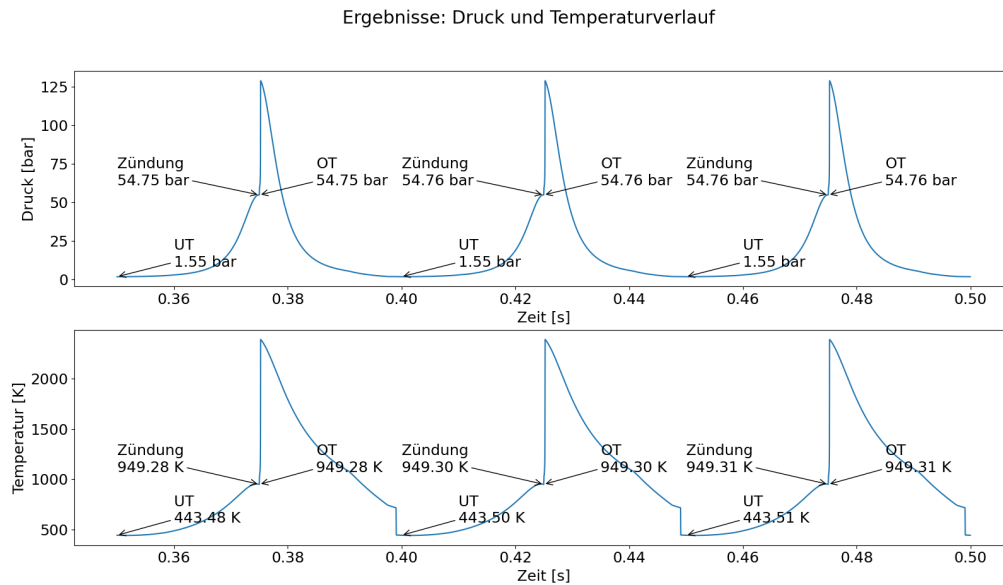


Abbildung 5.2: Übersicht der simulierten Zyklen

Diskussion Druck und Temperaturverlauf

Während des Ladungswechsels im UT liegt in dem Zylinder der Druck $p_{UT} = 1,55$ bar vor. Wie in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, wird der Druck in dem UT durch die Umsetzung des Ladungswechsels etwas überschätzt. Nach einer Korrektur des Wertes sollte in dem UT etwa der Druck $p_{UT, korrigiert} = 1,2 \text{ bar} \pm 0,1 \text{ bar}$ vorliegen. Nach der Kompression liegt der Druck $p = 54,76$ bar vor. Durch die Verbrennung liegt nach dem OT der Druck $p_{OT} = 129$ bar vor. Der hohe Druck $p_{OT} = 129$ bar folgt aus der sehr schnellen Verbrennung des Brennstoff-Luft-Gemisches in 0D. Anders als in 3D fehlt hier der zeitliche Verzug durch die räumliche Ausbreitung der Flammenfront. Das gesamte Gemisch wird fast zeitgleich umgesetzt. Daraus folgt die hohe Druckspitze. Aus demselben Grund liegt bei der Verbrennung die hohe Spitzentemperatur $T = 2389$ K vor.

5.3.3 Bilanz für die Leistung

Bei der Simulation werden an mehreren Stellen in dem System die zur Verfügung stehenden Leistungen berechnet. Zunächst wird die Leistung $P_{Brennstoff} = 19,9$ kW des Brennstoffmassenstroms, der aus der Strohvergasungsanlage kommt, berechnet. Im nächsten Schritt wird die Leistung $P_{Zylinder} = 16,16$ kW von dem im Zylinder gefangenen Brennstoffmassenstrom ermittelt. Anschließend wird die umgesetzte Leistung $P_{Umgesetzt} = 16,03$ kW durch die Verbrennung berechnet. Zuletzt erfolgt die Ermittlung der mechanischen Leistung $P_{mech} = 6,36$ kW durch die Volumenänderungsarbeit durch die Kolbenbewegung. In Abb. 5.3 ist die Bilanz für die Leistung in einem Sankey Diagramm dargestellt.

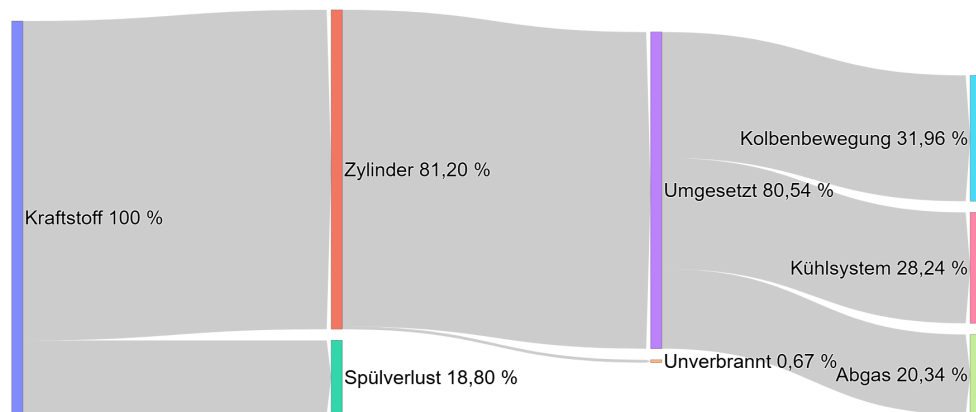


Abbildung 5.3: Leistungsbilanz

Diskussion der Leistungsbilanz

Bei dem simulierten Ladungswechsel gehen ca. 18,80 % der Kraftstoffenergie unverbrannt in den Auslass. In [6] konnte bei 3D-CFD Simulation ein Fanggrad von knapp 80 % erreicht werden, also ist ca. 20 % der Spülmasse beim Ladungswechsel in den Auslass gelangt. Bei der Verwendung von reiner Luft als Spülmasse wie in [6] ist dies weniger problematisch als bei der Spülung mit einem Brennstoff-Luft-Gemisch. In diesem Fall wäre der Einsatz einer Schichtspülung sinnvoll. Dabei würde zu Beginn des Ladungswechsels Luft in den Zylinder strömen und anschließend mit einer Klappe zu dem Brennstoff-Luft-Gemisch als einströmendes Gas gewechselt werden. Dadurch wäre eine Erhöhung des Fanggrades und damit auch des Wirkungsgrades denkbar.

5.3 Simulation für die ausgelegte Geometrie

Das im Zylinder vorhandene Brennstoff-Luft-Gemisch kann nach der Kompression zum Großteil bei der Verbrennung umgesetzt werden. 81,20 % der ursprünglich vorhanden Energie stehen nach der Verbrennung als thermische Energie zur Verfügung. Nur 0,67 % der anfänglichen Energie werden bei der Verbrennung nicht umgesetzt. Damit hat die Verbrennung einen Wirkungsgrad von 99,2 %. Der hohe Umsetzungsgrad lässt sich hier mit der 0D-Simulation erklären. Das Gemisch wird als vollständig homogen angenommen und es gibt keine lokalen fetten oder mageren Bereiche. Außerdem kann in der Simulation kein Flammen-Quenchen in der Brennraumwandnähe abgebildet werden. Deswegen kann der Verbrennungswirkungsgrad als obere Abschätzung verstanden werden. Der reale Wirkungsgrad der Verbrennung wird geringer eingeschätzt. Die Möglichkeit für genauere Untersuchung des Ladungswechsels und der Verbrennung mithilfe von Versuchen und 3D-CFD Simulationen wird im Ausblick diskutiert.

Die thermische Energie der Verbrennung fließt zu 28,24 % der ursprünglichen Energie als Wärme in das Kühlsystem. Hier wäre eine Kraft-Wärme-Kopplung interessant. Die thermische Energie des Kühlwassers könnte so einen Beitrag zur Wärmeversorgung leisten und den Gesamtwirkungsgrad des Systems steigern. In dem Abgas finden sich 20,34 % der ursprünglich im Kraftstoff vorhandenen Energie als thermische Energie. Mit dieser Energie wäre der Betrieb eines Abgas-Turboladers, wie in [8] beschrieben, denkbar. Die Nutzung der Abgasenergie würde so den Gesamtwirkungsgrad weiter steigern.

Nach der Verbrennung kann 31,96 % der ursprünglich vorhandenen Energie in die kinetische Energie der Kolben umgewandelt werden. An dieser Stelle sollen die Wirkungsgrade des bestehenden Gegenkolbensystems als Richtwerte für die Umwandlung in elektrische Energie herangezogen werden. In Abschnitt 3.2.3 sind die Wirkungsgrade für die Gasfeder, den Lineargenerator und den Umrichter sowie die Reibungsverluste beschrieben. Die genannten Komponenten weisen zusammen einen Wirkungsgrad von 44,7 % auf. Unter Berücksichtigung dieser Komponenten würde der elektrische Wirkungsgrad für das ausgelegte Gegenkolbensystem $\eta_{elektrisch} = 14,3 \%$ betragen.

Verbesserungspotenziale

Verbesserungspotenziale für den elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{elektrisch}$ des Gegenkolbensystems werden beim Ladungswechsel und den weiteren Komponenten aus Abschnitt 3.2.3 gesehen. Sollte beispielsweise der Spülverlust des Brennstoff-Luft-Gemisches durch den Einsatz einer Schichtspülung im Idealfall auf 0 % reduziert werden können, wäre für die kinetische Energie in den Kolben der Wirkungsgrad 39,36 % im Gegensatz zu 31,96 % denkbar. Weiterhin wäre eine Verbesserung der Wirkungsgrade von den Systemkomponenten für die Umwandlung zur elektrischen Energie sinnvoll. Hier werden Untersuchungen für die Optimierung des Umrich-

5 Ergebnisse und Diskussion

ters und der Lagerung als zielführend eingeschätzt. Für eine Verbesserung des Umrichters mit dem Wirkungsgrad $\eta = 95\%$ und die Optimierung der Lagerung auf den Wirkungsgrad $\eta = 90\%$ würde der Wirkungsgrad $\eta_{\text{weitereKomponenten}} = 71\%$ für die weiteren Komponenten mit der Formel 5.3 berechnet werden. Daraus würde dann der potenzielle elektrische Wirkungsgrad $\eta_{\text{elektrisch}} = 27,9\%$ folgen. Unter Annahme des elektrischen Wirkungsgrades $\eta_{\text{elektrisch}} = 27,9\%$ könnte das Gegenkolbensystem mit Lineargenerator die elektrische Leistung $P_{el} = 5,55\text{ kW}$ bereitstellen.

$$\eta_{\text{weitereKomponenten}} = \eta_{\text{Umrichter,opt.}} \cdot \eta_{\text{Lagerung,opt.}} \cdot \eta_{\text{Lineargenerator}} \cdot \eta_{\text{Gasfeder}} \quad (5.3)$$

5.3.4 Emissionen

Die Emissionsmessung der simulierten Produktgasverbrennung ist wie in Abschnitt 4.8 beschrieben umgesetzt. In der Abb. 5.4 werden die ermittelten Emissionen zusammen mit den Grenzwerten aus Abschnitt 2.5 dargestellt.

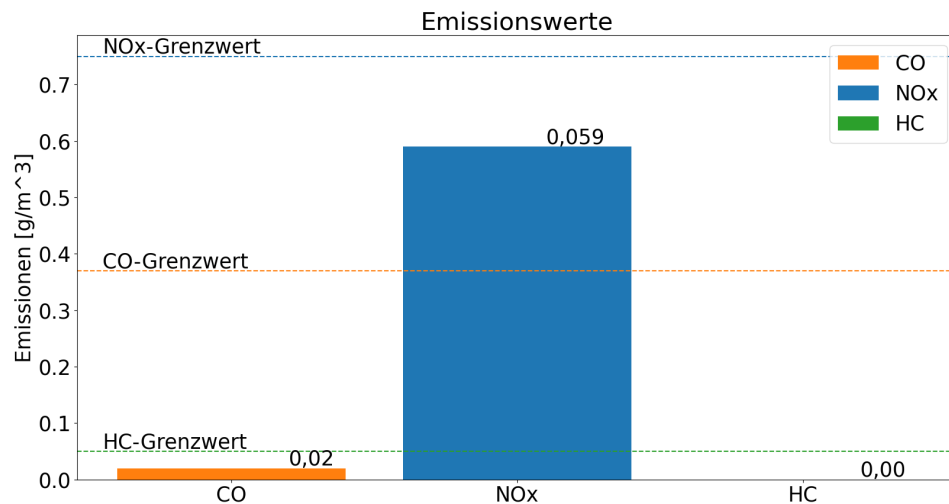


Abbildung 5.4: Emissionen des ausgelegten Systems

Diskussion der Emissionen

Die berechneten CO-Emissionen betragen $0,02 \frac{\text{g}}{\text{m}^3}$ und liegen damit unterhalb des gesetzlichen Grenzwertes. CO-Emissionen entstehen bei der unvollständigen Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Brennstoffen. In der 0D-Simulation wird das

Gemisch in dem Brennraum als homogen betrachtet und es liegt das Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1,03$ vor. So kann es im Brennraum nicht zu Stellen mit einem lokalen Sauerstoffmangel kommen und die Kohlenstoffmonoxidemissionen fallen entsprechend gering aus. Für eine bessere Abschätzung der CO-Emissionen wären Versuche oder eine 3D-CFD Simulation notwendig. Die berechneten NO_x-Emissionen betragen $0,59 \frac{g}{m^3}$ und befinden sich innerhalb des gesetzlichen Grenzwertes. NO_x-Emissionen entstehen bei hohen Temperaturen. Wie in Abschnitt 5.3.2 beschrieben, wird die Temperatur überschätzt und damit die NO_x-Bildung in der Simulation möglicherweise auch zu hoch berechnet. Die ermittelten HC-Emissionen betragen $0,00 \frac{g}{m^3}$. Damit wird der gesetzliche Grenzwert eingehalten. Ähnlich wie bei den CO-Emissionen wird hier eine Unterschätzung der Simulation vermutet. Durch Inhomogenitäten und Flammen-Quenchen in der Brennraumwandnähe würde in mehr als 0 Dimensionen ein größerer Wert für die HC-Emissionen erwartet werden. Außerdem wird für die Emissionsermittlung ein optimaler Ladungswechsel ohne Durchspülen von unverbranntem Brennstoff-Luft-Gemisch angenommen.

5.4 Technologische Bewertung

In diesem Abschnitt soll die technologische Bewertung des ausgelegten Gegenkolbensystems erfolgen. Dabei wird für das Gegenkolbensystem von einer Umsetzung der in Abschnitt 5.3.3 beschriebenen Verbesserungspotenziale ausgegangen. Neben dem Gegenkolbensystem soll die technologische Bewertung auch für die Turbine Turbec T100 und das BHKW-Modul durchgeführt werden. Dafür erfolgt zunächst die qualitative Begründung der Punktevergabe. Folgend wird die gewichtete Punktzahl sowie die Wertigkeit wie in Abschnitt 2.11 beschrieben berechnet. Abschließend werden die berechneten Wertigkeiten der Technologien diskutiert.

Elektrischer Wirkungsgrad

Für das ausgelegte Gegenkolbensystem wäre mit einer Ausnutzung von den Verbesserungspotenzialen der elektrische Wirkungsgrad $\eta_{el} = 27,9 \%$ möglich. Wobei noch weitere Steigerungen durch Verbesserungen der Systemkomponenten denkbar wären. Für die Turbine T100 beträgt der elektrische Wirkungsgrad $\eta_{el} = 26,8 \%$. Dabei sollte beachtet werden, dass die Turbine für den Produktgasmassenstrom der Strohvergasanlage deutlich überdimensioniert wäre und eine Reduzierung der Leistungsklasse bei Turbinen mit einem geringerem elektrischen Wirkungsgrad einhergeht [28]. Für das BHKW XRGI 6 ist für die Verwendung von Erdgas der Bereich für den elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el} = 24,8 \%$ bis $30,1 \%$ angegeben. Die elektrischen Wirkungsgrad von dem Gegenkolbensystem und dem BHKW XRGI 6 werden als Gleichwertig aber noch nicht ideal eingeschätzt und bekommen 3

5 Ergebnisse und Diskussion

Punkte. Aufgrund der hohen Leistungsklasse $P_{\text{Brennstoff}} = 333 \text{ kW}$ und der damit verknüpften elektrischen Wirkungsgradangabe $\eta_{el} = 26,8 \%$ wird der elektrische Wirkungsgrad für die Nutzung des Produktgases mit der Leistung $P_{\text{Brennstoff}} = 19,9 \text{ kW}$ qualitativ geringer eingeschätzt und es werden 2 Punkte vergeben.

Gasemissionen

Die gesetzlichen Grenzwerte für die Kohlenstoffmonoxid und Stickoxid Emissionen sowie die unverbrannten Kohlenwasserstoffe werden von den drei Technologien eingehalten. Damit läge der Idealfall vor, dass keine weitere Nachbehandlung des Abgases für die betrachteten Bestandteile nötig wäre. Alle drei Technologien bekommen in dieser Kategorie 4 Punkte.

Schallemissionen

Für das Gegenkolbensystem liegen für die Schallemissionen keine Messwerte vor. Nach einer qualitativen Abschätzung sollten die Schallemission des Gegenkolbensystem durch das gute NVH-Verhalten gering ausfallen. Außerdem begünstigt die Spülung mit einer kontinuierlichen Schlitzöffnungsphase im Vergleich zu einer abrupten Ventilöffnungen geringere Schallemissionen. Für die Bewertung des Lautstärkepegels einer Turbine wird der Messwert von 69 dB in 10 Meter Entfernung von einer Gasturbine in der Leistungsklasse $P_{el} = 7 \text{ kW}$ herangezogen [29]. Für das BHKW XRGI 6 wird der Schallleistungspegel von 63 dB im Innenraum angegeben [24]. Der Schallpegel solle in einem Meter Entfernung bei 49 dB(A) liegen. Das Gegenkolbensystem bekommt nach der qualitativen Abschätzung 4 Punkte. Das BHKW XRGI 6 bekommt 3 Punkte und der Turbine wird 1 Punkt gegeben.

Variierende Zusammensetzung

Das Gegenkolbensystem kann durch die geometrisch ungebundene Kolbentrajektorie das Verdichtungsverhältnis ändern. Dadurch könnte das Gegenkolbensystem sehr gut auf Variationen in der Produktgaszusammensetzung reagieren und eine Anpassung an verschiedene Zusammensetzungen mit unterschiedlichen Klopffestigkeiten wäre möglich. Die Untersuchungen der Turbine T100 mit einer FLOX®-Brennkammer in [19] weisen auf eine stabile Verbrennung für unterschiedliche Brennstoffzusammensetzungen hin. In dem BHKW XRGI 6 ist ein Motor mit einem konstruktiv festgelegtem Verdichtungsverhältnis verbaut. Dadurch könnte der Motor bei einer Klopffestigkeitsänderung von dem Brennstoff nicht mit einer Anpassung des Verdichtungsverhältnisses reagieren. Das Gegenkolbensystem mit den freien Kolben und die Turbine bekommen 4 Punkte. Das BHKW XRGI 6 bekommt 1 Punkt.

Variierender Massenstrom

Das Gegenkolbensystem könnte bei einer Veränderung des Produktgasmassenstroms mit einer Änderung der Betriebsfrequenz reagieren. In Abschnitt 5.1.1 wurde beispielhaft eine Anpassung für die Massenstromvariation von $\pm 25\%$ durch eine Frequenzänderung von ± 5 Hz berechnet. Die Turbine T100 könnte durch eine Änderung der Drehzahl auf einen veränderten Massenstrom reagieren. In [19] wurde der Drehzahlbereich von 100 % bis 75 % der maximalen Drehzahl variiert. Bei einer direkten Proportionalität zwischen Massenstrom und Drehzahl könnte der Massenstrom bei der Turbine T100 damit zu $\pm 12,5\%$ um den Betriebspunkt bei 87,5 % der maximalen Drehzahl variieren. Das BHKW XRG 6 könnte ähnlich wie das Gegenkolbensystem durch eine Frequenzänderung auf einen veränderten Massenstrom reagieren. Das Gegenkolbensystem und das BHKW XRG 6 bekommen 4 Punkte für diese Kategorie. Die Gasturbine erhält 3 Punkte.

5.4.1 Auswertung technologische Bewertung

Die Punktzahlen aus dem vorherigen Abschnitt werden mit den entsprechenden Gewichtungen aus dem Abschnitt 4.9.2 multipliziert und anschließend in die Tab. 5.3 eingetragen. Folgend wird in der Tab. 5.3 die Punktesumme für jede der drei Technologien gebildet und die Wertigkeit nach der Formel 2.8 berechnet.

Tabelle 5.3: Gewichtete Punktzahlen und Wertigkeit nach VDI Richtlinie 2225 Blatt 3

	Gegenkolbenmotor	Gasturbine T100	BHKW XRG 6
elektrischer Wirkungsgrad	0,96	0,64	0,96
Gasemissionen	0,96	0,96	0,96
Schallemissionen	0,16	0,04	0,12
var. Zusammensetzung	0,8	0,8	0,2
var. Massenstrom	0,8	0,6	0,8
Punktesumme	3,68	3,04	3,04
Wertigkeit	0,92	0,76	0,76

5.4.2 Diskussion Technologische Bewertung

Nach der technologischen Bewertung hätte das betrachtete Gegenkolbensystem die Wertigkeit 0,92 für die Verbrennung von dem Produktgas aus der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Strohvergasungsanlage. Die Gasturbine T100 mit der FLOX® Brennkammer hätte genauso wie das BHKW XRG 6 die Wertigkeit 0,76. Damit

5 Ergebnisse und Diskussion

wäre der Gegenkolbenmotor nach der Tab. 2.3 sehr gut und die Turbine T100 sowie das BHKW XRGI 6 gut für die Verwertung des Produktgases geeignet. Im folgenden sollen die berechneten Wertigkeiten für die Technologien diskutiert werden. Die hohe Wertigkeit des Gegenkolbensystems kann durch die Kombination der Vorteile von den anderen beiden Technologien erklärt werden. Während das BHKW XRGI 6 genauso wie der Gegenkolbenmotor einen guten potenziellen elektrischen Wirkungsgrad aufweist und gut auf einen veränderten Massenstrom reagieren könnte, kann die Verbrennung in dem BHKW XRGI 6 durch das konstruktiv festgelegte Verdichtungsverhältnis nicht an die Nutzung unterschiedlicher Brennstoffzusammensetzung angepasst werden. Im Gegensatz dazu ließen sich in dem Gegenkolbenmotor durch die freie Kolbentrajektorie und der Turbine T100 mit der FLOX[®] Brennkammer Brennstoffe mit unterschiedlichen Zusammensetzungen und Eigenschaften verwerten. Für die technologische Bewertung des Gegenkolbensystems wurden für den Wirkungsgrad und die Emissionen beim Ladungswechsel in Abschnitt 5.3.4 sowie den weiteren Komponenten Annahmen in Abschnitt 5.3.3 getroffen.

6 Fazit und Ausblick

In dieser Arbeit wurde der Brennraum für ein Gegenkolbensystem zur Verbrennung von Biosynthesegas ausgelegt und untersucht. Für die Untersuchung konnte eine 0D-Simulation des Gegenkolbensystems in Cantera erstellt und getestet werden. Der Vergleich mit Messdaten eines bestehenden Motors zeigte dabei Schwächen der Simulation. Die Schwächen zeigten sich in einem zu hohen Druck während des Ladungswechsels sowie einem sehr schnellen Brennverlauf durch hohe Druck- und Temperaturspitzen. Mit den Erkenntnissen über die Schwachstellen erfolgte im Anschluss die Simulation für die Produktgasverbrennung einer Strohvergasungsanlage in dem ausgelegten Gegenkolbensystem. Mit den Simulationsergebnissen und der Nutzung von identifizierten Verbesserungspotenzialen wurde der elektrische Wirkungsgrad $\eta_{elektrisch} = 27,9 \%$ für das Gegenkolbensystem berechnet. Als sehr wichtiges Kriterium konnte dabei ein hoher Fanggrad des Brennstoff-Luft-Gemischs beim Ladungswechsel erkannt werden. Die Simulation zeigte eine Einhaltung der Emissionsgrenzwerte von den Verbrennungsprodukten. Für die Potenzialanalyse wurde eine technologische Bewertung des Gegenkolbensystems zusammen mit einer Gasturbine mit FLOX®-Brennkammer und einem BHKW mit Kurbelwellenmotor durchgeführt. Die technologische Bewertung zeigte eine sehr gute Wertigkeit des Gegenkolbensystems. Im Vergleich mit den anderen Technologien konnte die hohe Wertigkeit des Gegenkolbensystems durch das variable Verdichtungsverhältnis und die Frequenzanpassung an verschiedene Massenströme begründet werden.

Für die Simulation des Ladungswechsels und der Verbrennung wären zukünftig 3D-CFD Simulationen sinnvoll. Dafür wäre die Einbindung von Cantera in ein Ansys FLuent Simulationsmodell denkbar.

Literatur

- [1] Bundesregierung. *Ausbau erneuerbarer Energien massiv beschleunigen*. <https://www.bundesregierung.de/breg-de/aktuelles/novelle-eeg-gesetz-2023-2023972>[Zugriff: 06.02.2024]. März 2023.
- [2] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft. *Biogas*. <https://www.bmel.de/DE/themen/landwirtschaft/bioeconomie-nachwachsende-rohstoffe/biogas.html>[Zugriff: 06.02.2024]. Aug. 2024.
- [3] BDEW. *Anteil Erneuerbarer Energien am Bruttostromverbrauch in Deutschland in den Jahren 1990 bis zum 1. Halbjahr 2024*. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/2142/umfrage/erneuerbare-energien-anteil-am-stromverbrauch/>[Zugriff: 06.02.2024]. Statista, 2024.
- [4] Roman Schneider, Steffen Grusla, Michael Hofmeister, Ralf Pohl, Prof. Dr.-Ing. habil. Tobias Zschunke. “Forschungsbericht: Strohvergasung”. In: (Feb. 2021).
- [5] Friederike Naegeli de Torres u. a. *DBFZ Resource Database: DE-Biomass Monitor. Biomass Potentials and Utilization of Biogenic Wastes and Residues in Germany 2010-2020*. Zenodo, Dez. 2024. DOI: 10.5281/zenodo.14273285.
- [6] Stephan Johannes Schneider. “Beitrag zur systemischen Entwicklung und experimentellen Untersuchung eines Freikolbenmotors in Gegenkolben-Bauweise”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2021.
- [7] Suramya Naik u. a. *Practical Applications of Opposed-Piston Engine Technology to Reduce Fuel Consumption and Emissions*. Techn. Ber. Achates Power, Inc., Nov. 2013.
- [8] Mustafa Ümit Kadioglu. “Auslegung und Untersuchung eines Turboladers für einen Freikolbenmotor”. Master’s Thesis. Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, März 2023.
- [9] Franz Joos. *Technische Verbrennung*. Springer Berlin, Heidelberg, Okt. 2006. DOI: 10.1007/3-540-34334-2.
- [10] Cornel Stan. *Thermodynamik für Maschinen- und Fahrzeugbau*. Springer Vieweg Berlin, Heidelberg, Juni 2020. DOI: 10.1007/978-3-662-61790-8.

- [11] Martin Dehli, Ernst Dehli und Herbert Schedwill. *Grundlagen der Technischen Thermodynamik*. Springer Vieweg Wiesbaden, 2023. DOI: 10.1007/978-3-658-41251-7.
- [12] Helmut Eichlseder, Manfred Klütting und Walter F. Piöck. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Vienna, 2008. DOI: 10.1007/978-3-211-47104-3.
- [13] Günter Hohenberg. “Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren”. Habilitation. 1980.
- [14] Michael Bargende. “Wärmeübergang und Wärmebelastung im Dieselmotor”. In: *Handbuch Dieselmotoren*. Hrsg. von Helmut Tschöke, Klaus Mollenhauer und Rudolf Maier. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 1–26. DOI: 10.1007/978-3-658-07997-0_41-1.
- [15] Gerhard Regner u. a. “Modernizing the Opposed Piston, Two Stroke Engine for Clean, Efficient Transportation”. In: *SAE Technical Papers* 5 (Jan. 2013). DOI: 10.4271/2013-26-0114.
- [16] David G. Goodwin u. a. *Cantera: An Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes*. <https://www.cantera.org>. Version 3.0.1. 2023. DOI: 10.5281/zenodo.8137090.
- [17] Jan Zanger. “Experimentelle Charakterisierung eines atmosphärisch betriebenen, FLOX-basierten Mikrogasturbinenbrenners für Erdgas”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2016. DOI: 10.18419/opus-8827.
- [18] Hannah Seliger-Ost. “Entwicklung eines FLOX®-basierten Brennersystems für eine rekuperierte Mikrogasturbine im kleinen Leistungsbereich”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2019.
- [19] Timo Zornek. “Entwicklung eines Holzgas-Brennkammersystems für die Mikrogasturbine Turbec T100”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2019. DOI: 10.18419/opus-10747.
- [20] VDI-Richtlinie 2225. *Technisch-wirtschaftliche Bewertung*. 1998.
- [21] Josef Schlattmann und Arthur Seibel. *Aufbau und Organisation von Entwicklungsprozessen*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2017. DOI: 10.1007/978-3-662-49548-3_6.
- [22] TurbecAB. *D12451 Technical Description T100 - Series 3*. Juni 2002.
- [23] Bernd Genath. “Zwölf für Zwanzig - Mikro-BHKW tut weit mehr als seine Pflicht”. In: *heizungsjournal* 3 (2018), S. 38–43.
- [24] *XRGI 6 Technische Daten*. 01D0C1051-02. EC Power. Nov. 2023.

- [25] *2022 Außenboardmotoren 25hp - 2,5hp und Elektromotoren*. 2022 DL1 OE POR DE-DE PRINT. Yamaha. 2022.
- [26] Mulyana Tandy. *Untersuchung eines Konzeptes für trocken geschmierte Kolben in einer Gegenkolbenverbrennungseinheit*. Okt. 2019.
- [27] Marcel Schneider. *Experimentelle Untersuchung verschiedener Otto-Kraftstoffe in einem Zweitakt-Freikolbenmotor in Gegenkolbenbauweise*. Jan. 2017.
- [28] Adam Joseph Head und W. P. J. Visser. "Scaling 3-36kW Microturbines". In: *Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition* 5 (Juni 2012).
- [29] *Gas Turbine Generator 7kW*. 1.04.21. RIPLEnergy AG. Apr. 2021.