Das Ganze sehen.

KÖTTER
CONSULTING ENGINEERS

TAGUNGSBAND



Bildquelle:
Shutterstock · GTS Productions

Schwerpunktthema
H_2 WASSERSTOFF

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026 · KCE-Akademie in Rheine

KÖTTER Consulting Engineers

Wir sind ein spezialisiertes und unabhängiges Ingenieurunternehmen, das sich seit 1978 mit der Lösung besonders schwieriger Probleme im ganzen Spektrum der Schall- und Schwingungstechnik beschäftigt. Rund 60 Experten an den Standorten Rheine und Berlin stehen Ihnen international mit einem Höchstmaß an technischem Know-how und Erfahrung zur Verfügung.

Wir begleiten Sie bis ins Ziel.

Exakte und zuverlässige Ursachenanalysen aus messtechnisch oder rechnerisch gewonnenen Daten und Informationen bilden die Grundlage für dauerhaft wirksame Lösungen, die nicht nur die Symptome beheben, sondern auch deren Ursache ausschalten.

Dabei lassen wir Sie jederzeit – vom Beginn eines Projektes bis zu seiner erfolgreichen Umsetzung – transparent an unserem Vorgehen teilhaben. Von uns präsentierte Ergebnisse sind messbar, geplante Maßnahmen werden mit Ihnen abgestimmt. All das mündet in unser Verständnis einer partnerschaftlichen Zusammenarbeit: Sie bestimmen das Ziel, wir erreichen es auf bestem Wege.

Das Ganze sehen.

Die Besonderheit unserer Beratungsingenieure liegt auch in der Fähigkeit, Randgebiete und scheinbar Nebensächliches in ihre analytischen Betrachtungen einfließen zu lassen. Denn wer ein Problem im Detail lösen will, muss es zunächst im Ganzen betrachten und wissenschaftlich fundiert interpretieren.

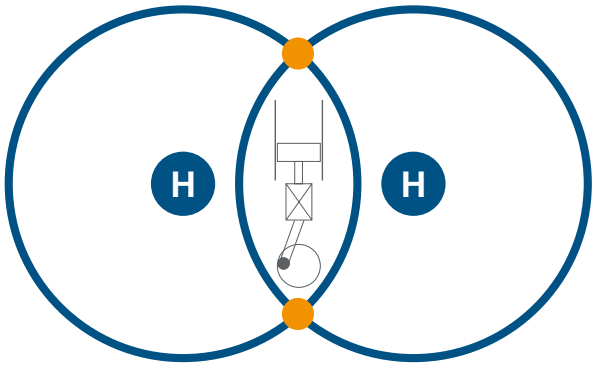
Das Erkennen komplexer Zusammenhänge und Wirkungsmechanismen führt zu individuellen Lösungskonzepten, die praxisnah umgesetzt werden können.

Qualifikationen.

- Wir sind eine nach § 29b BImSchG bekannt gegebene Messstelle
- Wir sind ein von der DAkkS akkreditiertes Prüflaboratorium (DIN EN ISO/IEC 17025 : 2005 für die Ermittlung von Geräuschen und Erschütterungen)
- Wir sind international anerkannte Schwingungsexperten (Level III, Level II) für allgemeine Maschinenschwingungen nach International Standard ISO 18436
- Wir sind VMPA anerkannte Schallschutzprüfstelle nach DIN 4109
- Wir sind staatlich anerkannte Sachverständige für Schall- und Wärmeschutz in NRW
- Wir sind durch das DHTC-Sicherheitstraining zum weltweiten Einsatz auf Offshore-Plattformen befähigt
- Wir engagieren uns in verschiedenen Arbeitskreisen und Ausschüssen

UNSERE LEISTUNGEN IM BEREICH WASSERSTOFF

- Pulsations- und Schwingungsstudien
- Lärmtechnisches Engineering von gastechnischen Anlagen
- Beratung und Troubleshooting bei der Gasmengenmessung
- Kundenspezifische Lösungen: Magic Tube | Pulsations-Dämpferplatte



WEITERE INFOS
bekommen Sie auf unserer Homepage!

27. Workshop Kolbenverdichter

07. und 08. Oktober 2026

KCE-Akademie Rheine

Veranstalter:

KÖTTER Consulting Engineers

Sehr geehrte Damen und Herren,
liebe Teilnehmerinnen und Teilnehmer,

wir heißen Sie herzlich zum **27. Workshop Kolbenverdichter** von KÖTTER Consulting Engineers in unserer Akademie in Rheine willkommen. Seit vielen Jahren bietet diese Veranstaltung Fachleuten aus Industrie, Forschung und Entwicklung eine etablierte Plattform, um aktuelle Herausforderungen zu diskutieren, Erfahrungen auszutauschen und gemeinsam neue Lösungsansätze für den zuverlässigen und effizienten Betrieb von Kolbenverdichtern zu entwickeln.

Auch 2026 stehen die technologischen Veränderungen im Zuge der Energiewende im Fokus. Insbesondere der Einsatz von **Wasserstoff** stellt neue Anforderungen an Auslegung, Betrieb und Überwachung von Kolbenverdichtern. Fachkundige Referentinnen und Referenten geben Einblicke in aktuelle Entwicklungen und berichten aus der betrieblichen Praxis.

Neben den Fachvorträgen erwarten Sie praxisnahe Versuchsvorführungen und eine begleitende Fachausstellung. Nutzen Sie die Gelegenheit, mit Expertinnen und Experten ins Gespräch zu kommen, Erfahrungen aus unterschiedlichen Anwendungsbereichen auszutauschen und neue Kontakte zu knüpfen.

Unser besonderer Dank gilt allen Referierenden, Ausstellenden und Mitwirkenden, die mit ihrem Engagement zum Gelingen des Workshops beitragen. Ihnen, liebe Gäste, danken wir für Ihre Teilnahme und Ihr Interesse.

Wir wünschen Ihnen zwei erkenntnisreiche Tage mit spannenden Diskussionen, wertvollen Impulsen und anregenden persönlichen Begegnungen.

Herzlich willkommen in Rheine!

Mit freundlichen Grüßen,



Dr.-Ing. Johann Lenz
KÖTTER Consulting Engineers GmbH

PS: Für die Inhalte der Vorträge zeichnen die Autoren verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

Nr.	Referent	Titel des Vortrags	Seite
1	**Roland Schuhmann, Axel Schuhmann** BASF SE Ludwigshafen	Erfassen von Kolbenstangenkräften online - Ein alternatives Konzept	6
2	**Oliver Franz, Tobias Freitag** Burckhardt Compression AG	Flexibilität als Auslegungsprinzip: Technische Lösungen für die bedarfsgerechte Verdichtung in Wasserstoff-Pipelines sowie H_2-/Erdgasspeichern	25
3	**Robert Missal** KÖTTER Consulting Engineers	Lärmemissionen von Rohrleitungen	37
4	**Christoph Nagl** MAT Energy Systems GmbH	Mobile 70-MPa-Betankung für Wasserstoff- fahrzeuge und On-Board-Druckhaltesystem	52
5	**Torsten Klette** Hochschule Zittau/Görlitz	Entwicklung einer kompakten umkehrbaren Fluidenergiemaschine für dampfbasierte thermomechanische Energiespeicher	79
6	**Ludger Feldkamp** PROGNOST Systems GmbH	UP! Detect Von reaktiver zu vorausschauender Instandhaltung	94
7	**Jacob Lambregts, Hubertus Streblow** ROESEN GmbH	Instandsetzung und Optimierung von Zylinder- & Packungsschmierung an Bestandsanlagen	108
8	**Christopher Petersen, Torben Hasse** J.P. Sauer & Sohn Maschinenbau GmbH	Entwicklung von Kolbenkompressoren für neuartige CO2-Anwendungen	119
9	**Sami Tuffaha** TU Dresden	Tesla-Ventile für Kolbenverdichter: Eine Potentialanalyse mittels CFD	134
10	**Ralf Thien** PROGNOST Systems GmbH	Vorstellung der neuen ISO-Norm 17934 – Condition Monitoring und Diagnostik von Kolbenverdichtern	151
11	**Edward Effendi** TU Dresden	Projekt CoolSkin: Fortschrittliche Oberflächentechnologien für Kolbenstangen zur Steigerung der Packungskühlung	169
12	**Dr.-Ing. Kai Neikes** VEM Sachsenwerk GmbH	Extreme Betriebsfälle – Mechanische Belastungen bei Direktanlauf, Kurzschluss und Fehlsynchronisierung	197
13	**Nils Hallbauer** NEUMANN & ESSER Hochdrucktechnik (NEA Group)	Transiente Berechnung des Anfahrvorgangs von Biogaskompressoren unter Settle-out-Druck	213
14	**Joachim Holstein** KÖTTER Consulting Engineers	Modernisierung einer Kolbenverdichteranlage: Messung – Studie – Retrofit – Wirksamkeitskontrolle	227
15	**Dr.-Ing. Sandra Hüttemann** RWE Gas Storage West GmbH	H_2-Kolbenverdichter für die Wasserstoffspeicherung – Optimierungsmaßnahmen und Erkenntnisse aus den ersten Inbetriebnahmen	244

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 1

Erfassen von Kolbenstangenkräften online

Ein alternatives Konzept

Axel Schuhmann

Roland Schuhmann

BASF SE Ludwigshafen

Einleitung

Kolbenverdichter in der Prozessindustrie haben jede Menge Bauteile, die hoch belastet und dynamischen Kräften ausgesetzt sind. Daher sind Bauteil-/ Material-Ermüdungen zu erwarten. Es haben sich daher Überwachungssysteme seit langen Jahren etabliert, wurden verfeinert und haben sich bewährt. Insbesondere die kurbelwinkelbezogene Auswertung von Schwingungssignalen sowie die Erfassung von Drücken und Temperaturen sind heutzutage Standard. Auch wurden in den vergangenen Jahren ausgiebig Untersuchungen und Statistiken gemacht, welche Bauteile wie stark betroffen sind und welche Auswirkungen ein Schaden an einem Bauteil hat. Bild 1 zeigt die Untersuchung des EFRC aus dem Jahre 2021.

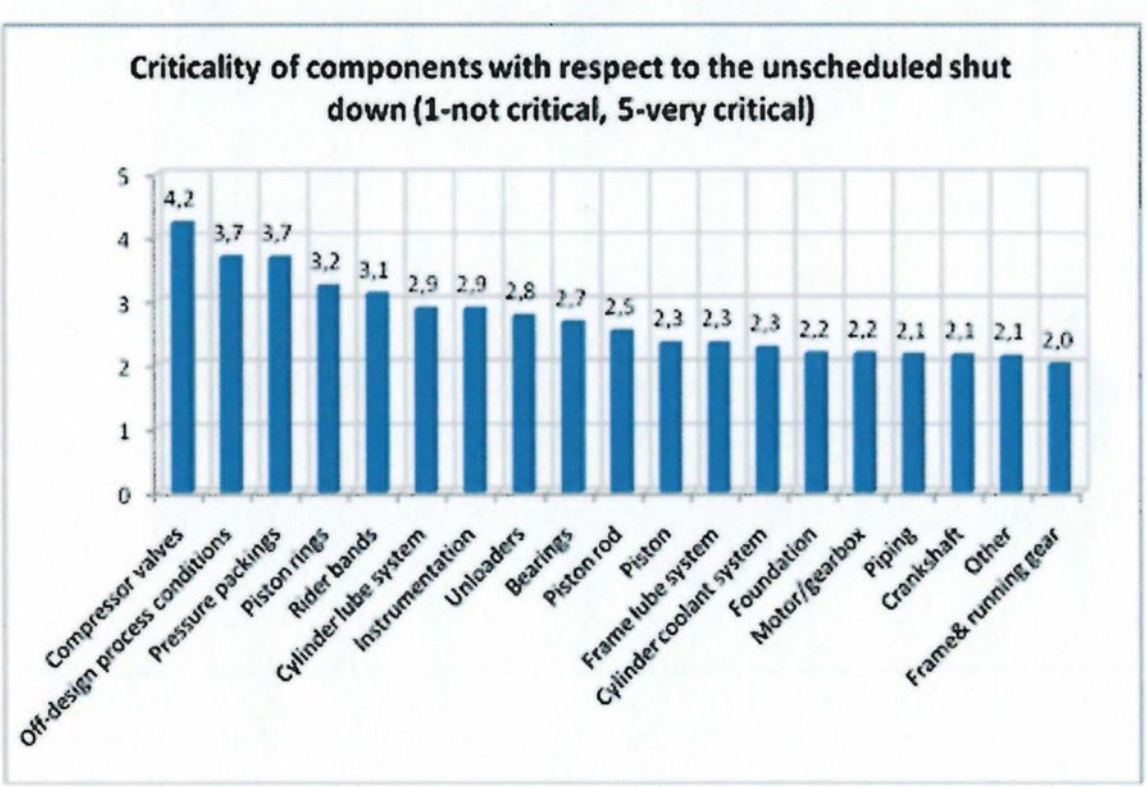


Bild 1: Kritikalität von Bauteilen beim Kolbenverdichter

Auf dem 2.Platz steht hier die Betriebsweise des Verdichters (Off design process conditions) aber auch die Kolbenstange und mit ihr die Kreuzkopf – Kolbenstangenverbindung ist auf einem vorderen Platz. Gerade die Kreuzkopf–Kolbenstangenverbindung führt bei einem Versagen zu erheblichen Folgeschäden, die auch mit hohen Sicherheitsrisiken verbunden sind.

Es macht daher Sinn diese Bauteile und deren Belastung, die ja auch stark von den Prozessbedingungen abhängen, zu überwachen und gegebenenfalls Überschreitungen von Grenzen zu alarmieren.

Der Vortrag befasst sich daher damit, wie man die Belastung der Kreuzkopf-Kolbenstangen-Verbindung möglichst gut – und vielleicht auch besser als mit den bisherigen Methoden – überwachen kann.

Etablierte Verfahren zur Ermittlung der Kolbenstangenkraft

Ob Baker Hughes, Prognost Systems oder BKVibro, alle am Markt verfügbaren Hersteller von Überwachungs- und Monitoring-Systemen für Kolbenverdichter benutzen dieselben Strategien zur Erfassung der Kolbenstangenkraft. Bild 2 zeigt das traditionelle Verfahren:

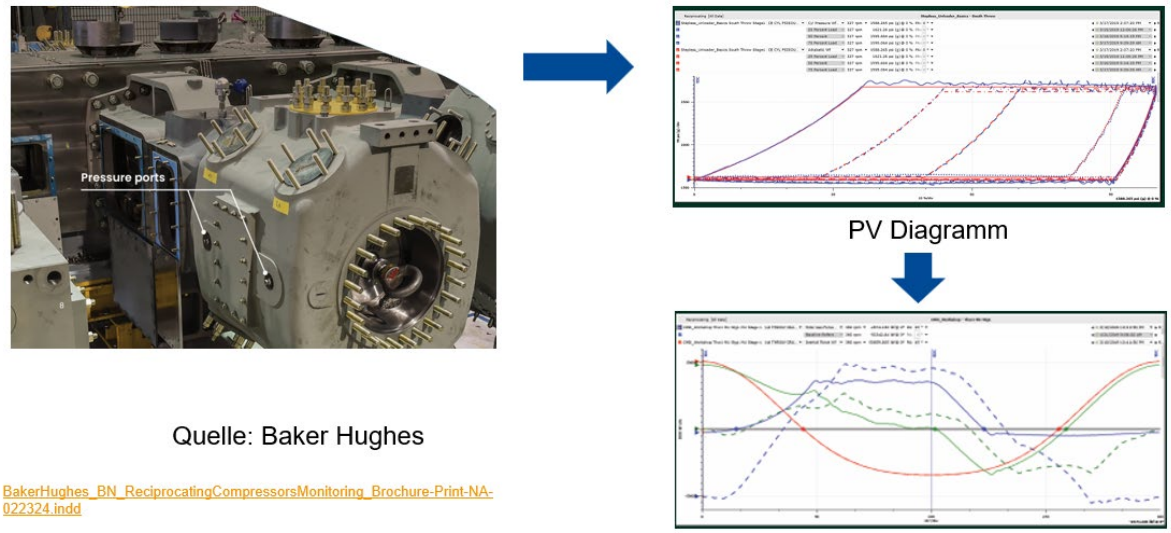


Bild 2: Traditionelles Verfahren zur Erfassung der Kolbenstangenkräfte

Mittels Drucksensoren werden die Gaskräfte gemessen und danach mit den oszillierenden Massenkräften verrechnet, sodass hieraus die Kolbenstangenkraft über dem Grad Kurbelwinkel aufgezeichnet werden kann.

Fragt man sich jedoch einmal, wie genau diese Berechnung ist bzw. welche möglichen Fehlerquellen auftreten können, so kommen einem eine Anzahl von Einflussgrößen in den Sinn:

Wie genau wurden denn die oszillierenden Massen bestimmt? Schon allein die Aufgabenstellung den rotatorischen und oszillatorischen Anteil des Pleuels zu bestimmen, wirft Fragen auf. Außerdem bleibt bei der Berechnung die Reibung der Kolben- und Führungsringe völlig außen vor! Ein weiterer Aspekt ist die Messgenauigkeit. Nicht nur die Drucksensoren müssen für den entsprechenden Druckbereich sorgfältig ausgewählt werden, ein entscheidender Punkt ist auch wie die Messung z.B. auf den oberen Totpunkt getriggert wird. Geht man davon aus, dass die Triggerung nicht akkurat ist (aus Erfahrung weicht der gemessene obere Totpunkt vom mechanischen oberen Totpunkt um mehrere Grad Kurbelwinkel ab), so ergibt sich die Problematik, dass die gemessenen Gaskräfte aus der Druckmessung nicht richtig mit den Massenkräften überlagert werden. Bild 3 zeigt, wie sich

die errechnete Kolbenstangenkraft ändert, wenn man den Triggerpunkt der Messung um einige Grad Kurbelwinkel verändert.

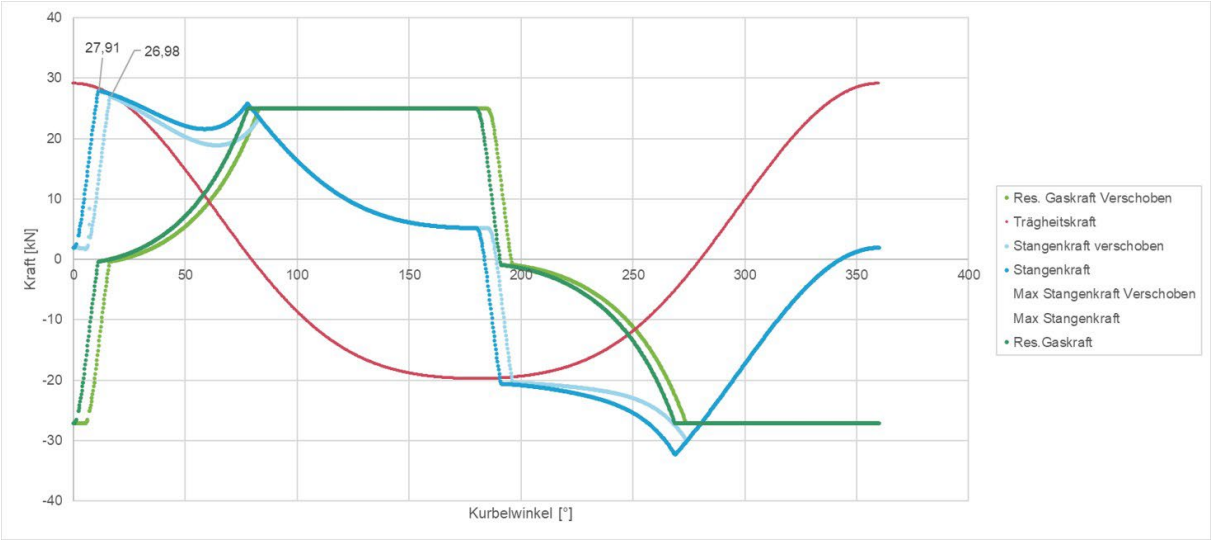


Bild 3: Kolbenstangenkraft bei „verschobenen“ Triggerpunkt

Fazit aus dieser Betrachtung ist, dass sich doch einige Unsicherheiten bei der Erfassung der Kolbenstangenkraft ergeben. Außerdem bedingt diese Art der Erfassung eine Vielzahl von Sensoren, denn für jeden Zylinderraum wird ein Drucksensor benötigt. Man kann sich dazu noch die Frage stellen, inwieweit kurzzeitige Kraftspitzen mit dieser Methode überhaupt erfasst werden. Denn gerade bei gekühlten Zylindern sitzt der Drucksensor am Ende eines längeren Kanals. Bekommt der Drucksensor auch jede Druckspitze mit?

Aus den vorangegangenen Betrachtungen entwickelte sich die Idee, die Kolbenstangenkraft direkt zu messen. Die Vor- und Nachteile zeigt das Bild 4.

Vorteile der direkten Kolbenstangenkraft – Messung

- Absolute Messung
- Messung in „Echtzeit“
- Erfassung von kurzzeitigen Spitzen
- Keine Ungenauigkeiten wegen ungenauer Messung des oberen Totpunktes
- Alle Kräfte wie Massenkräfte und Reibung eingeschlossen
- Weniger Sensoren > Nur ein Sensor pro Kolbenstange

Nachteil

- Nur die Gesamtkraft einer Kolbenstange kann gemessen werden
- Bei mehreren Zylindern auf eine Stange können Veränderungen nicht den einzelnen Zylindern zugeordnet werden

Bild 4: Vor- und Nachteile der direkten Kolbenstangenkraftmessung

Auf Prüfständen wurden solche Messungen durchgeführt. Geeignete Messverfahren hierfür sind Dehnmessstreifen-Messungen. Dies ist in diversen Veröffentlichungen publiziert. Hierbei handelt es sich aber immer um kurzzeitige Prüfstands Messungen. Die Frage lautet daher: Mit welchem Messverfahren könnte man die Kolbenstangenkraft direkt messen, welches aber auch für dauerhafte Messungen ohne großen Aufwand geeignet ist.
Verschiedene Verfahren wurden recherchiert. DMS ist schwierig, da der Streifen auf der bewegten Kolbenstange appliziert und mit Energie versorgt werden muss. Ein Telemetrie–System ist hier notwendig, um die Signale an ein Überwachungssystem weiter zu leiten.
Als nächste Variante wurde untersucht, ob man mit piezoresistiven Beschichtungen (z.B. Druckplatte in der Kreuzkopfkolbenstangen-Verbindung) die Kraft messen könnte. Aber auch hier benötigt man eine Telemetrie-Einrichtung um die Signale entsprechend weiterzuleiten.

Idee: Magnetostriktive Sensoren

Die Idee einen derartigen Sensor zu verwenden, kam aus einer ganz anderen Anwendung:
Ein Kontakt mit dem Fraunhofer ITWM Institut in Kaiserslautern, die einen berührungslosen Drehmomentsensor bei uns vorstellten, kam die Idee, dass man damit nicht nur Drehmomente, sondern auch Zug- Druck Beanspruchungen messen könnte. Eine Literatur – Recherche zeigte, dass die Fa. ABB schon 1954 einen Kraftsensor unter dem Namen Pressductor auf Basis des magnetostriktiven Effekts (Villari-Effekt) entwickelt hatte.
Weitere Recherchen zeigten, dass diese Messmethode auch bei Spannbetonbauteilen Anwendung findet, wo die Spannkraft der Stahlseile überwacht wird.



Bild 5: Magetostriktive Sensoren im Stahlbau

Natürlich gibt es im Vergleich zum Kolbenverdichter hier immer noch erhebliche Unterschiede. Denn beim Kolbenverdichter bewegt sich die Stange durch die Spule hindurch und es handelt sich um dynamische und nicht um statische Beanspruchungen. Auch die Spannungshöhe in den Zugseilen ist wesentlich höher als bei den Kolbenstangen der Kolbenverdichter.
Dennoch lag der Schluss nahe, zu testen, ob ein Sensor auf Basis des magnetostriktiven Effekts geeignet wäre, Kolbenstangenkräfte zu messen.

Masterarbeit und Ergebnisse:

Eine Masterarbeit an der Hochschule Kaiserslautern wurde durchgeführt, mit dem Ziel, zu zeigen, ob die Idee tatsächlich umsetzbar ist (proof of concept).
Bild 6 und 7 zeigen die mögliche Anordnung und die Vorteile des Konzepts.

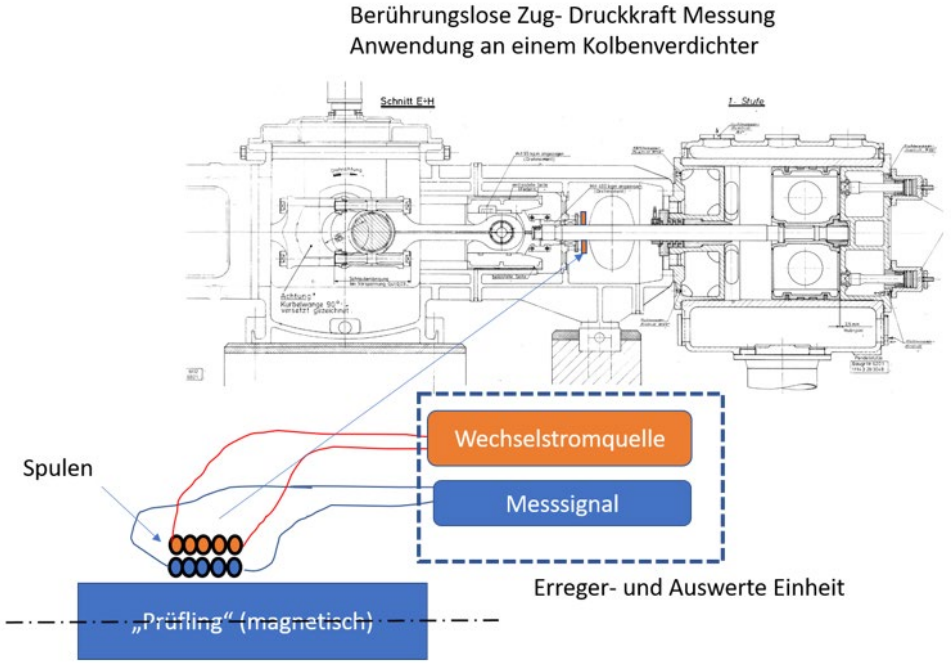


Bild 6: Mess-Konzept

Vorteile eines magnetostriktiven Sensors für die Kolbenstangenkraftmessung

- Keine konstruktiven Änderungen am Bauteil Kolbenstange / Kreuzkopf notwendig
- Kein Sensor am bewegten Bauteil
- Sehr einfache Installation
- Einfache Signalübertragung keine „Telemetrie“ notwendig
- „Echtzeitmessung“ auch kurzzeitige Lastspitzen können erfasst werden
- Diese können auch alarmiert werden
- Tatsächliche Kraft wird gemessen und nicht indirekt und berechnet
- Alle Kräfte Massen- Druck- und auch Reibungskräfte in der Messung enthalten

Bild 7: Vorteile des Mess- Konzepts

Das Prinzip eines magnetostriktiven Sensors nach dem Villari Effekt funktioniert wie folgt:
Eine Spule (Erregerspule), die mit einem Wechselstrom durchflossen wird, erzeugt in dem magnetischen Material – in unserem Fall die Kolbenstange – ein Magnetfeld. In einer zweiten Spule (Empfängerspule) wird hierdurch eine elektrische Spannung induziert, die gemessen werden kann. Die induzierte Spannung hängt nun von den magnetischen Eigenschaften des Materials (Kolbenstange) ab. Diese verändern sich mit den Spannungen im Material.
Bild 8 zeigt den prinzipiellen Messaufbau.

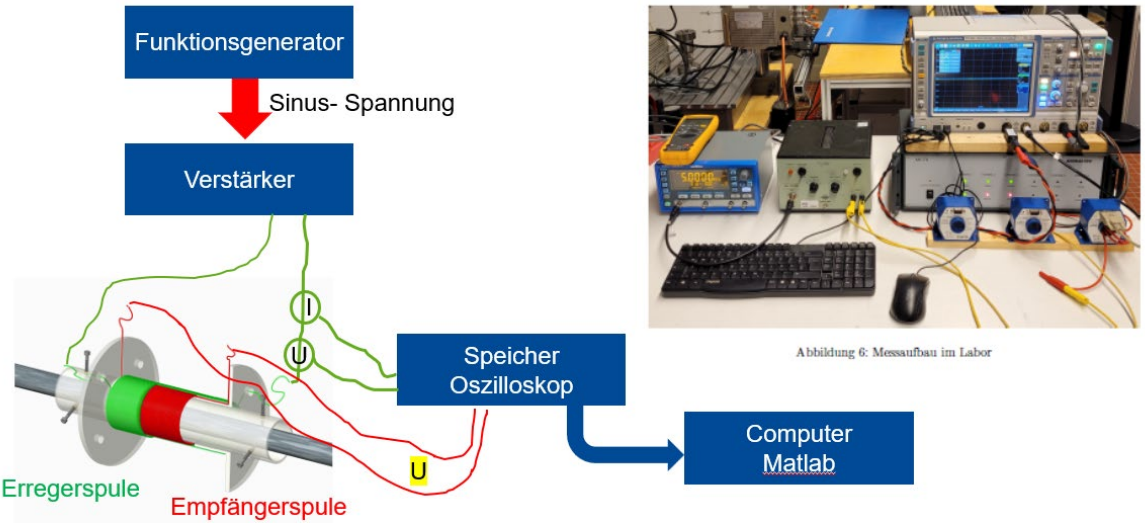


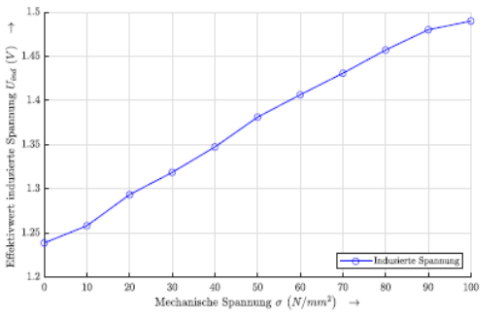
Bild 8: Messaufbau

Abbildung 6: Messaufbau im Labor

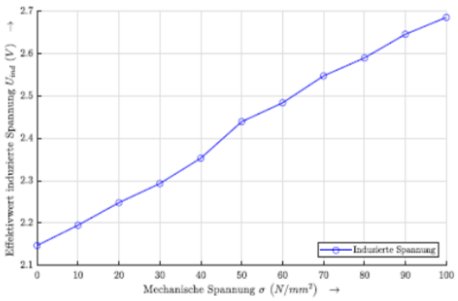
Es wurden unterschiedliche Spulen mit unterschiedlichen Windungszahlen gefertigt und getestet. Auch die entsprechenden Parameter wie Erregerfrequenz, Erregerstrom wurden bei den Versuchen variiert.
Als Prüfling wurde eine originale Kolbenstange verwendet. Diese wurde in eine Zug- Druck Prüfmaschine im Fachbereich Werkstoffkunde und Werkstoffprüfung der Hochschule Kaiserslautern eingebaut und dort mit definierten Kräften belastet.
Zunächst wurden statische Kräfte aufgebracht und die Ergebnisse dokumentiert.
In den folgenden Bildern werden die Ergebnisse exemplarisch dargestellt.
Bild 9 zeigt den Zusammenhang zwischen aufgebrachter mechanischer Zugkraft bzw. Zugspannung und induzierter Spannung in der Empfängerspule bei 2 unterschiedlichen Erregerstromfrequenzen (500Hz und 5000Hz). Bis zu einer gewissen Grenze ergibt sich ein linearer Zusammenhang, der sich somit sehr gut für eine Messanordnung eignet.

Messung der Induktionsspannung der Empfängerspule bei konstant gehaltenem Erregerstrom
Einfluss von Erregerstrom und Erregerfrequenz

1,5 V



2,7 V



100 Windungen Erregerstrom 1A Frequenz 500Hz

100 Windungen Erregerstrom 400mA Frequenz 5000Hz

Bild 9: Zusammenhang zwischen Kraft (mechanischer Spannung) und induzierter Spannung

Im Folgenden wurde auch getestet, wie sich das Signal bei mechanischen Druckspannungen verhält. Bild 10 zeigt diesen Zusammenhang.

Änderung der Induktionsspannung der Empfängerspule bei Zug und Druck Beanspruchung

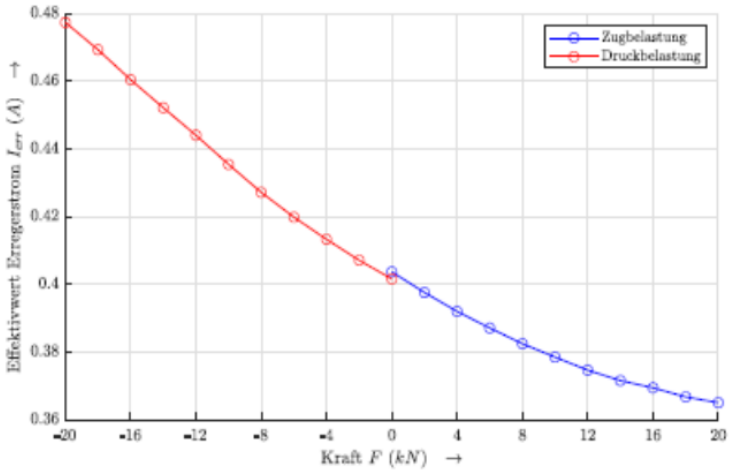
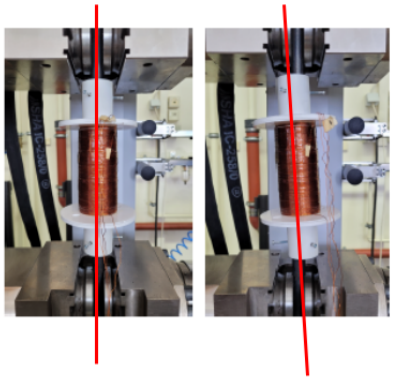


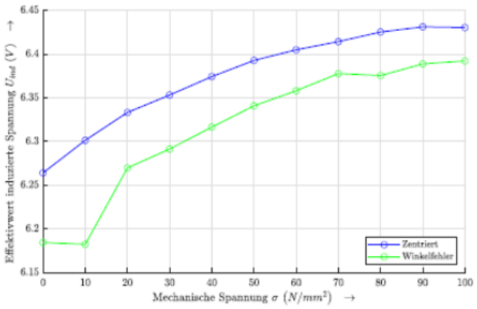
Bild 10: Versuch Zug – Druck

Da man nicht davon ausgehen kann, dass sich die Kolbenstange exakt zentrisch in der Spule bewegt, wurden auch untersucht, welchen Einfluss eine „Schrägstellung“ der Spule zum Prüfling (Kolbenstange) auf die induzierte Spannung hat.
Bild 11 zeigt den Versuchsaufbau und die Ergebnisse

Einfluss eines Winkelfehlers auf das Messergebnis
Induktionsspannung in der Empfängerspule bei konstantem Erregerstrom



Versuchsaufbau: Winkelfehler

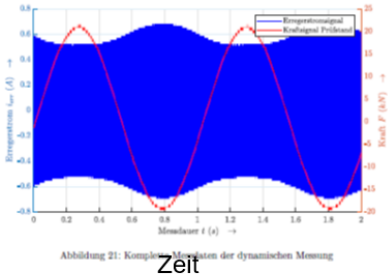


Vergleich der Induktionsspannung:
Zentriert - Winkelfehler

Messfehler < 1%

Bild 11: Versuch „Winkelfehler“

Im letzten Schritt wurde untersucht, ob man mit diesem Messprinzip auch dynamische Kräfte messen kann. Dies ist die Voraussetzung dafür, dass das Messprinzip überhaupt für die Messung an einem Kolbenverdichter geeignet ist.
Bild 12 zeigt die Ergebnisse dieses Versuchs.

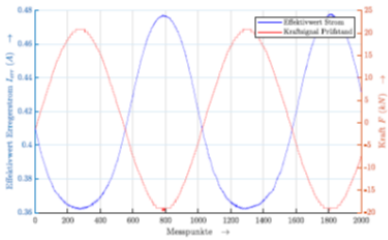


Kraft

Zeit

Rohsignale: Kraft - Induktionsspannung

Messung von dynamischen Kräften kein Problem!



Kraft

Bereinigtes Spannungssignal: Kraft - Induktionsspannung

Bild 12: Versuch dynamische Kraft

Im oberen Diagramm sieht man die sinusförmig aufgebrachte mechanische Kraft (rote Kurve). Das blaue „Band“ ist das Rohsignal der induzierten Spannung. Logischerweise beinhaltet dieses Signal die Erregerfrequenz der Erregerspule (Trägerfrequenz). Man erkennt aber deutlich eine Amplitudenmodulation, die dem Verlauf der Kraft folgt. Mittels MATLAB wurde das gemessene induzierte Signal „bereinigt“, sodass nur noch die Amplitudenmodulation als

Kurve sichtbar bleibt. Das Ergebnis zeigt anschaulich, dass auch dynamische Kräfte problemlos mit dem vorgestellten Messprinzip gemessen werden können.

Fazit und Ausblick

Die ersten Versuche berührungslos die Kolbenstangenkraft bei Kolbenverdichtern mittels eines magnetostriktiven Sensors, der nach dem Villari- Effekt arbeitet, sehen sehr vielversprechend aus. Natürlich ist dies erst der Anfang einer Entwicklung zu einem industriell tauglichen Sensor bzw. Messsystem. Hier müssen noch zusätzliche Untersuchungen durchgeführt werden, um weitere Einflüsse wie Material, Temperatur etc. zu verstehen. Auch kann die Spulenkonfiguration mit Sicherheit noch optimiert werden.

Wie zum Beginn bereits beschrieben ergeben sich durch die direkte Kolbenstangenkraftmessung einige Vorteile bei der Überwachung von Kolbenverdichtern. Insbesondere die Erkennung von sehr kurzzeitigen Kraftspitzen scheint hierdurch möglich zu sein. Auch eine Kombination aus online – PV – Monitoring und der direkten Kolbenstangenkraftmessung könnte weitere Erkenntnisse bei der Überwachung von Kolbenverdichtern bringen.

Einleitung

Kolbenverdichter in der Prozessindustrie haben jede Menge Bauteile, die hoch belastet und dynamischen Kräften ausgesetzt sind. Daher sind Bauteil-/ Material-Ermüdungen zu erwarten. Es haben sich daher Überwachungssysteme seit langen Jahren etabliert, wurden verfeinert und haben sich bewährt. Insbesondere die kurbelwinkelbezogene Auswertung von Schwingungssignalen sowie die Erfassung von Drücken und Temperaturen sind heutzutage Standard. Auch wurden in den vergangenen Jahren ausgiebig Untersuchungen und Statistiken gemacht, welche Bauteile wie stark betroffen sind und welche Auswirkungen ein Schaden an einem Bauteil hat. Bild 1 zeigt die Untersuchung des EFRC aus dem Jahre 2021.

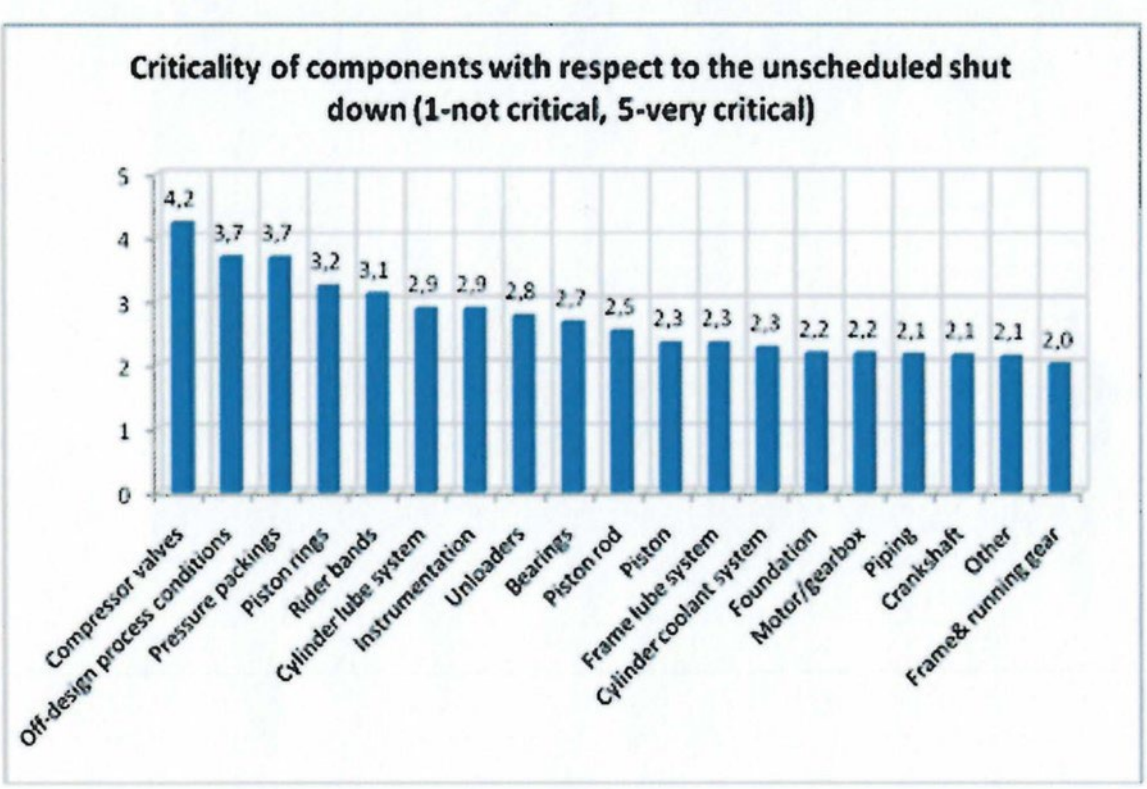


Bild 1: Kritikalität von Bauteilen beim Kolbenverdichter

Auf dem 2.Platz steht hier die Betriebsweise des Verdichters (Off design process conditions) aber auch die Kolbenstange und mit ihr die Kreuzkopf – Kolbenstangenverbindung ist auf einem vorderen Platz. Gerade die Kreuzkopf–Kolbenstangenverbindung führt bei einem Versagen zu erheblichen Folgeschäden, die auch mit hohen Sicherheitsrisiken verbunden sind.

Es macht daher Sinn diese Bauteile und deren Belastung, die ja auch stark von den Prozessbedingungen abhängen, zu überwachen und gegebenenfalls Überschreitungen von Grenzen zu alarmieren.

Der Vortrag befasst sich daher damit, wie man die Belastung der Kreuzkopf-Kolbenstangen-Verbindung möglichst gut – und vielleicht auch besser als mit den bisherigen Methoden – überwachen kann.

Etablierte Verfahren zur Ermittlung der Kolbenstangenkraft

Ob Baker Hughes, Prognost Systems oder BKVibro, alle am Markt verfügbaren Hersteller von Überwachungs- und Monitoring-Systemen für Kolbenverdichter benutzen dieselben Strategien zur Erfassung der Kolbenstangenkraft. Bild 2 zeigt das traditionelle Verfahren:

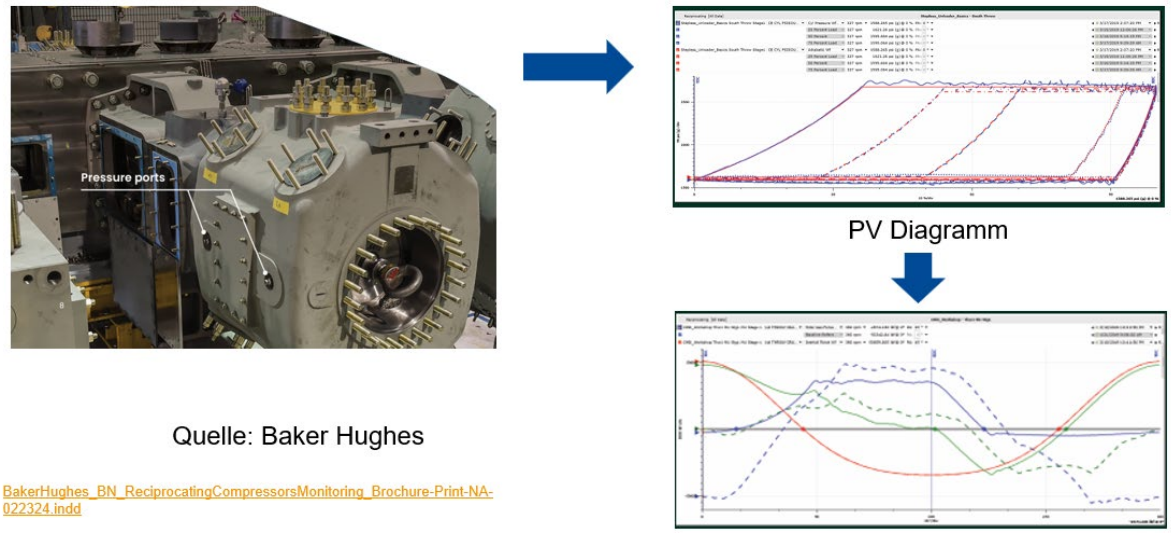


Bild 2: Traditionelles Verfahren zur Erfassung der Kolbenstangenkräfte

Mittels Drucksensoren werden die Gaskräfte gemessen und danach mit den oszillierenden Massenkräften verrechnet, sodass hieraus die Kolbenstangenkraft über dem Grad Kurbelwinkel aufgezeichnet werden kann.

Fragt man sich jedoch einmal, wie genau diese Berechnung ist bzw. welche möglichen Fehlerquellen auftreten können, so kommen einem eine Anzahl von Einflussgrößen in den Sinn:

Wie genau wurden denn die oszillierenden Massen bestimmt? Schon allein die Aufgabenstellung den rotatorischen und oszillatorischen Anteil des Pleuels zu bestimmen, wirft Fragen auf. Außerdem bleibt bei der Berechnung die Reibung der Kolben- und Führungsringe völlig außen vor! Ein weiterer Aspekt ist die Messgenauigkeit. Nicht nur die Drucksensoren müssen für den entsprechenden Druckbereich sorgfältig ausgewählt werden, ein entscheidender Punkt ist auch wie die Messung z.B. auf den oberen Totpunkt getriggert wird. Geht man davon aus, dass die Triggerung nicht akkurat ist (aus Erfahrung weicht der gemessene obere Totpunkt vom mechanischen oberen Totpunkt um mehrere Grad Kurbelwinkel ab), so ergibt sich die Problematik, dass die gemessenen Gaskräfte aus der Druckmessung nicht richtig mit den Massenkräften überlagert werden. Bild 3 zeigt, wie sich

die errechnete Kolbenstangenkraft ändert, wenn man den Triggerpunkt der Messung um einige Grad Kurbelwinkel verändert.

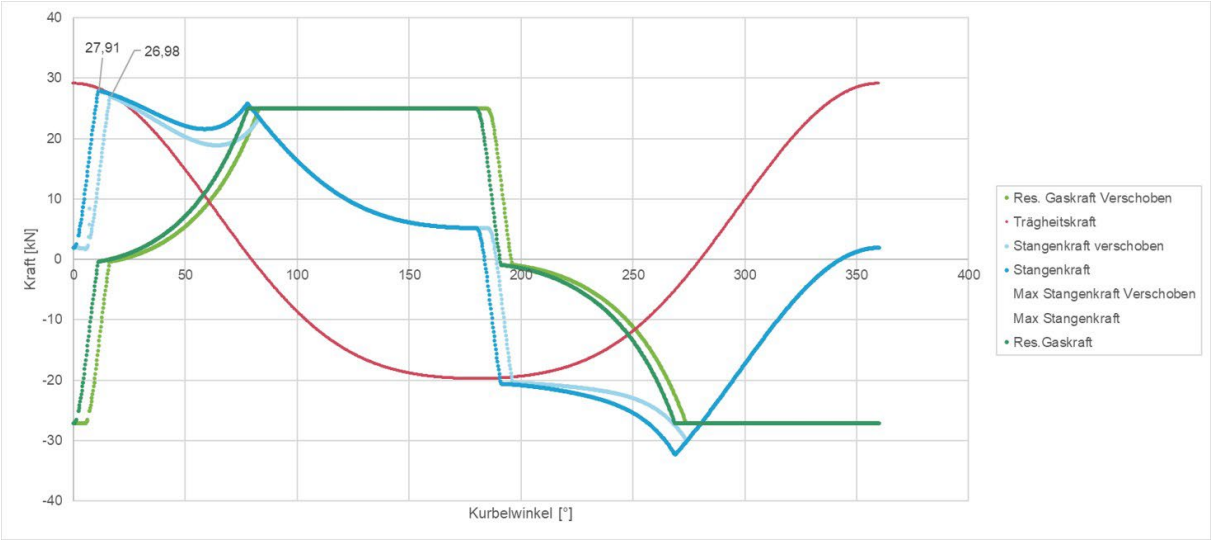


Bild 3: Kolbenstangenkraft bei „verschobenen“ Triggerpunkt

Fazit aus dieser Betrachtung ist, dass sich doch einige Unsicherheiten bei der Erfassung der Kolbenstangenkraft ergeben. Außerdem bedingt diese Art der Erfassung eine Vielzahl von Sensoren, denn für jeden Zylinderraum wird ein Drucksensor benötigt. Man kann sich dazu noch die Frage stellen, inwieweit kurzzeitige Kraftspitzen mit dieser Methode überhaupt erfasst werden. Denn gerade bei gekühlten Zylindern sitzt der Drucksensor am Ende eines längeren Kanals. Bekommt der Drucksensor auch jede Druckspitze mit?

Aus den vorangegangenen Betrachtungen entwickelte sich die Idee, die Kolbenstangenkraft direkt zu messen. Die Vor- und Nachteile zeigt das Bild 4.

Vorteile der direkten Kolbenstangenkraft – Messung

- Absolute Messung
- Messung in „Echtzeit“
- Erfassung von kurzzeitigen Spitzen
- Keine Ungenauigkeiten wegen ungenauer Messung des oberen Totpunktes
- Alle Kräfte wie Massenkräfte und Reibung eingeschlossen
- Weniger Sensoren > Nur ein Sensor pro Kolbenstange

Nachteil

- Nur die Gesamtkraft einer Kolbenstange kann gemessen werden
- Bei mehreren Zylindern auf eine Stange können Veränderungen nicht den einzelnen Zylindern zugeordnet werden

Bild 4: Vor- und Nachteile der direkten Kolbenstangenkraftmessung

Auf Prüfständen wurden solche Messungen durchgeführt. Geeignete Messverfahren hierfür sind Dehnmessstreifen-Messungen. Dies ist in diversen Veröffentlichungen publiziert. Hierbei handelt es sich aber immer um kurzzeitige Prüfstands Messungen. Die Frage lautet daher: Mit welchem Messverfahren könnte man die Kolbenstangenkraft direkt messen, welches aber auch für dauerhafte Messungen ohne großen Aufwand geeignet ist.
Verschiedene Verfahren wurden recherchiert. DMS ist schwierig, da der Streifen auf der bewegten Kolbenstange appliziert und mit Energie versorgt werden muss. Ein Telemetrie–System ist hier notwendig, um die Signale an ein Überwachungssystem weiter zu leiten.
Als nächste Variante wurde untersucht, ob man mit piezoresistiven Beschichtungen (z.B. Druckplatte in der Kreuzkopfkolbenstangen-Verbindung) die Kraft messen könnte. Aber auch hier benötigt man eine Telemetrie-Einrichtung um die Signale entsprechend weiterzuleiten.

Idee: Magnetostriktive Sensoren

Die Idee einen derartigen Sensor zu verwenden, kam aus einer ganz anderen Anwendung:
Ein Kontakt mit dem Fraunhofer ITWM Institut in Kaiserslautern, die einen berührungslosen Drehmomentsensor bei uns vorstellten, kam die Idee, dass man damit nicht nur Drehmomente, sondern auch Zug- Druck Beanspruchungen messen könnte. Eine Literatur – Recherche zeigte, dass die Fa. ABB schon 1954 einen Kraftsensor unter dem Namen Pressductor auf Basis des magnetostriktiven Effekts (Villari-Effekt) entwickelt hatte.
Weitere Recherchen zeigten, dass diese Messmethode auch bei Spannbetonbauteilen Anwendung findet, wo die Spannkraft der Stahlseile überwacht wird.



Bild 5: Magetostriktive Sensoren im Stahlbau

Natürlich gibt es im Vergleich zum Kolbenverdichter hier immer noch erhebliche Unterschiede. Denn beim Kolbenverdichter bewegt sich die Stange durch die Spule hindurch und es handelt sich um dynamische und nicht um statische Beanspruchungen. Auch die Spannungshöhe in den Zugseilen ist wesentlich höher als bei den Kolbenstangen der Kolbenverdichter.
Dennoch lag der Schluss nahe, zu testen, ob ein Sensor auf Basis des magnetostriktiven Effekts geeignet wäre, Kolbenstangenkräfte zu messen.

Masterarbeit und Ergebnisse:

Eine Masterarbeit an der Hochschule Kaiserslautern wurde durchgeführt, mit dem Ziel, zu zeigen, ob die Idee tatsächlich umsetzbar ist (proof of concept).
Bild 6 und 7 zeigen die mögliche Anordnung und die Vorteile des Konzepts.

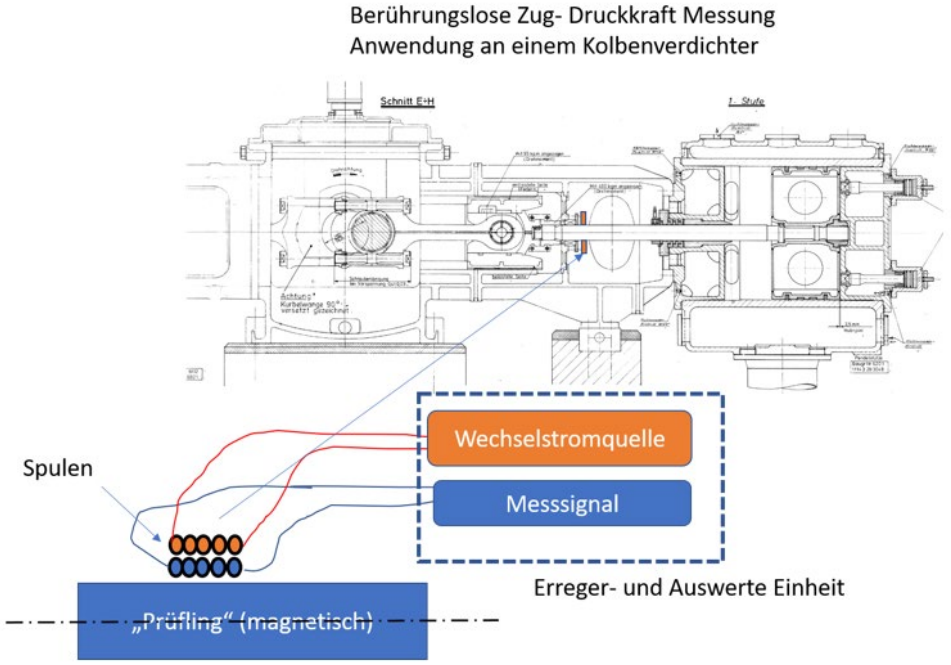


Bild 6: Mess-Konzept

Vorteile eines magnetostriktiven Sensors für die Kolbenstangenkraftmessung

- Keine konstruktiven Änderungen am Bauteil Kolbenstange / Kreuzkopf notwendig
- Kein Sensor am bewegten Bauteil
- Sehr einfache Installation
- Einfache Signalübertragung keine „Telemetrie“ notwendig
- „Echtzeitmessung“ auch kurzzeitige Lastspitzen können erfasst werden
- Diese können auch alarmiert werden
- Tatsächliche Kraft wird gemessen und nicht indirekt und berechnet
- Alle Kräfte Massen- Druck- und auch Reibungskräfte in der Messung enthalten

Bild 7: Vorteile des Mess- Konzepts

Das Prinzip eines magnetostriktiven Sensors nach dem Villari Effekt funktioniert wie folgt:
Eine Spule (Erregerspule), die mit einem Wechselstrom durchflossen wird, erzeugt in dem magnetischen Material – in unserem Fall die Kolbenstange – ein Magnetfeld. In einer zweiten Spule (Empfängerspule) wird hierdurch eine elektrische Spannung induziert, die gemessen werden kann. Die induzierte Spannung hängt nun von den magnetischen Eigenschaften des Materials (Kolbenstange) ab. Diese verändern sich mit den Spannungen im Material.
Bild 8 zeigt den prinzipiellen Messaufbau.

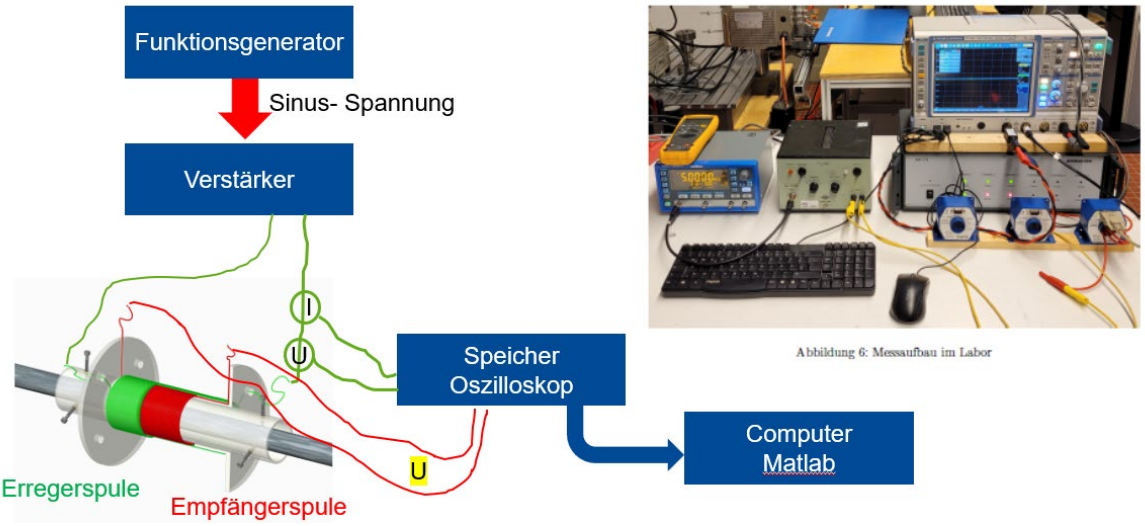


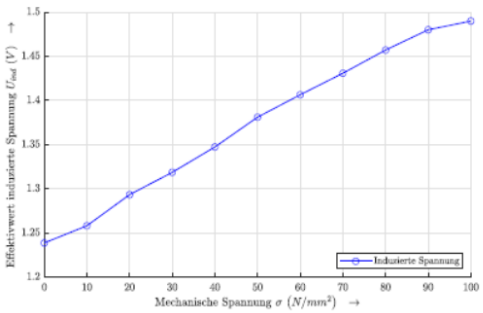
Bild 8: Messaufbau

Abbildung 6: Messaufbau im Labor

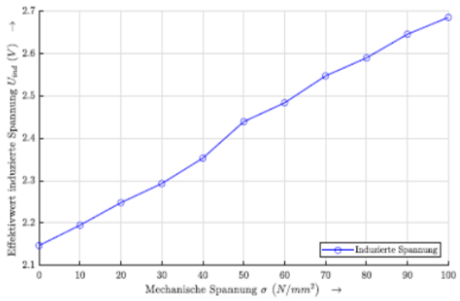
Es wurden unterschiedliche Spulen mit unterschiedlichen Windungszahlen gefertigt und getestet. Auch die entsprechenden Parameter wie Erregerfrequenz, Erregerstrom wurden bei den Versuchen variiert.
Als Prüfling wurde eine originale Kolbenstange verwendet. Diese wurde in eine Zug- Druck Prüfmaschine im Fachbereich Werkstoffkunde und Werkstoffprüfung der Hochschule Kaiserslautern eingebaut und dort mit definierten Kräften belastet.
Zunächst wurden statische Kräfte aufgebracht und die Ergebnisse dokumentiert.
In den folgenden Bildern werden die Ergebnisse exemplarisch dargestellt.
Bild 9 zeigt den Zusammenhang zwischen aufgebrachter mechanischer Zugkraft bzw. Zugspannung und induzierter Spannung in der Empfängerspule bei 2 unterschiedlichen Erregerstromfrequenzen (500Hz und 5000Hz). Bis zu einer gewissen Grenze ergibt sich ein linearer Zusammenhang, der sich somit sehr gut für eine Messanordnung eignet.

Messung der Induktionsspannung der Empfängerspule bei konstant gehaltenem Erregerstrom
Einfluss von Erregerstrom und Erregerfrequenz

1,5 V



2,7 V



100 Windungen Erregerstrom 1A Frequenz 500Hz

100 Windungen Erregerstrom 400mA Frequenz 5000Hz

Bild 9: Zusammenhang zwischen Kraft (mechanischer Spannung) und induzierter Spannung

Im Folgenden wurde auch getestet, wie sich das Signal bei mechanischen Druckspannungen verhält. Bild 10 zeigt diesen Zusammenhang.

Änderung der Induktionsspannung der Empfängerspule bei Zug und Druck Beanspruchung

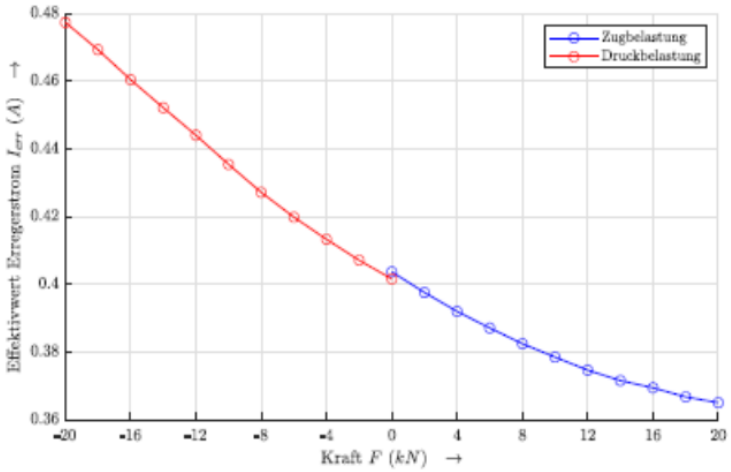
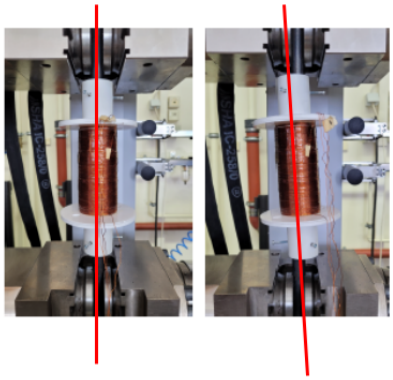


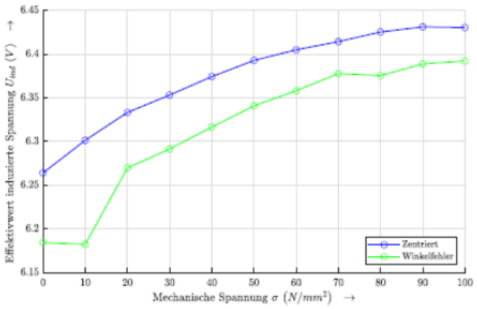
Bild 10: Versuch Zug – Druck

Da man nicht davon ausgehen kann, dass sich die Kolbenstange exakt zentrisch in der Spule bewegt, wurden auch untersucht, welchen Einfluss eine „Schrägstellung“ der Spule zum Prüfling (Kolbenstange) auf die induzierte Spannung hat.
Bild 11 zeigt den Versuchsaufbau und die Ergebnisse

Einfluss eines Winkelfehlers auf das Messergebnis
Induktionsspannung in der Empfängerspule bei konstantem Erregerstrom



Versuchsaufbau: Winkelfehler

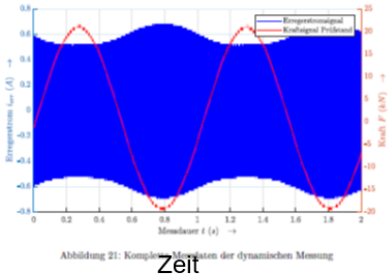


Vergleich der Induktionsspannung:
Zentriert - Winkelfehler

Messfehler < 1%

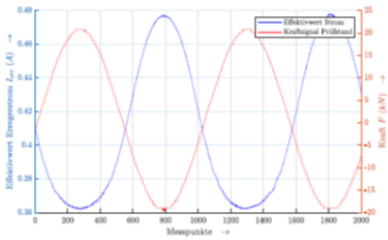
Bild 11: Versuch „Winkelfehler“

Im letzten Schritt wurde untersucht, ob man mit diesem Messprinzip auch dynamische Kräfte messen kann. Dies ist die Voraussetzung dafür, dass das Messprinzip überhaupt für die Messung an einem Kolbenverdichter geeignet ist.
Bild 12 zeigt die Ergebnisse dieses Versuchs.



Kraft

Zeit



Kraft

Rohsignale: Kraft - Induktionsspannung

Messung von dynamischen Kräften kein Problem!

Bereinigtes Spannungssignal: Kraft - Induktionsspannung

Bild 12: Versuch dynamische Kraft

Im oberen Diagramm sieht man die sinusförmig aufgebrachte mechanische Kraft (rote Kurve). Das blaue „Band“ ist das Rohsignal der induzierten Spannung. Logischerweise beinhaltet dieses Signal die Erregerfrequenz der Erregerspule (Trägerfrequenz). Man erkennt aber deutlich eine Amplitudenmodulation, die dem Verlauf der Kraft folgt. Mittels MATLAB wurde das gemessene induzierte Signal „bereinigt“, sodass nur noch die Amplitudenmodulation als

Kurve sichtbar bleibt. Das Ergebnis zeigt anschaulich, dass auch dynamische Kräfte problemlos mit dem vorgestellten Messprinzip gemessen werden können.

Fazit und Ausblick

Die ersten Versuche berührungslos die Kolbenstangenkraft bei Kolbenverdichtern mittels eines magnetostriktiven Sensors, der nach dem Villari- Effekt arbeitet, sehen sehr vielversprechend aus. Natürlich ist dies erst der Anfang einer Entwicklung zu einem industriell tauglichen Sensor bzw. Messsystem. Hier müssen noch zusätzliche Untersuchungen durchgeführt werden, um weitere Einflüsse wie Material, Temperatur etc. zu verstehen. Auch kann die Spulenkonfiguration mit Sicherheit noch optimiert werden.

Wie zum Beginn bereits beschrieben ergeben sich durch die direkte Kolbenstangenkraftmessung einige Vorteile bei der Überwachung von Kolbenverdichtern. Insbesondere die Erkennung von sehr kurzzeitigen Kraftspitzen scheint hierdurch möglich zu sein. Auch eine Kombination aus online – PV – Monitoring und der direkten Kolbenstangenkraftmessung könnte weitere Erkenntnisse bei der Überwachung von Kolbenverdichtern bringen.

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 2

Flexibilität als Auslegungsprinzip: Technische Lösungen für die bedarfsgerechte Verdichtung in Wasserstoff-Pipelines sowie H_2-/Erdgasspeichern

Area Sales Manager, Oliver Franz

Sales Manager, Tobias Freitag

Burckhardt Compression AG

Flexibilität als Auslegungsprinzip: Technische Lösungen für die bedarfsgerechte Verdichtung in Wasserstoff-Pipelines sowie H_2-/Erdgasspeichern

Einleitung

Die Transformation der europäischen Gasinfrastruktur stellt Betreiber von Verdichterstationen vor einen Paradigmenwechsel. Während Erdgas-Pipelines und Speicheranlagen in der Vergangenheit überwiegend für wenige definierte Betriebspunkte ausgelegt wurden, erfordern zukünftige Wasserstoffnetze ein deutlich höheres Maß an Flexibilität. Schwankende Einspeisungen aus erneuerbaren Energiequellen, die sukzessive Umstellung von Erdgas auf Wasserstoff sowie die zunehmende Bedeutung saisonaler Energiespeicher führen dazu, dass Verdichter heute nicht mehr für einen einzelnen Auslegungspunkt, sondern für ein breites Spektrum an Betriebszuständen optimiert werden müssen.

Dabei verändern sich nicht nur die Anforderungen an Fördermengen und Druckverhältnisse. Mit steigenden Wasserstoffanteilen ändern sich auch die physikalischen Eigenschaften des Fördermediums grundlegend. Unterschiede im Molekulargewicht, im Kompressibilitätsverhalten und in den thermodynamischen Eigenschaften wirken sich unmittelbar auf die Auslegung von Zylindern, Ventilen, Dichtsystemen und Regelkonzepten aus. Gleichzeitig müssen Betreiber sicherstellen, dass Effizienz, Verfügbarkeit und Lebensdauer der Anlagen auch unter stark schwankenden Lastbedingungen erhalten bleiben.

Aus mehr als 180 Jahren Erfahrung in der Gasverdichtung und über 5.000 Referenzinstallationen im Bereich Erdgas- und Wasserstoffverdichtung weiß Burckhardt Compression, dass die zukünftige Wettbewerbsfähigkeit von Verdichterstationen maßgeblich von ihrer Anpassungsfähigkeit abhängen wird. Flexibilität ist dabei nicht länger eine optionale Eigenschaft des Systems, sondern ein zentrales Auslegungskriterium, das bereits in den frühen Phasen des Engineerings berücksichtigt werden muss.

Der vorliegende Beitrag beleuchtet die technischen Herausforderungen und Lösungsansätze für die bedarfsgerechte Verdichtung von Erdgas- und Wasserstoffströmen. Im Fokus stehen die Regelbarkeit von Kolbenverdichtern, die Grenzen thermischer und mechanischer Belastbarkeit, die Vorbereitung bestehender Infrastrukturen auf Wasserstoff sowie die Bedeutung von Effizienz und Modularität für zukünftige Pipeline- und Speicheranwendungen.

Dynamische Betriebsbedingungen als neue Realität

Wasserstoff- und Erdgasverdichter werden zunehmend unter stark variierenden Betriebsbedingungen betrieben. Die wesentlichen Einflussgrößen sind:

- Änderungen des Saugdrucks
- Änderungen des Enddrucks
- Schwankende Fördermengen
- Variierende Gaszusammensetzungen
- Häufige Lastwechsel und Start-Stopp-Zyklen

Besonders komplex werden solche Anwendungen dann, wenn Anlagen nicht nur Erdgas verdichten, sondern langfristig für die Zumischung oder vollständige Umstellung auf Wasserstoff vorbereitet werden sollen. Der Übergang von CH_4 auf H_2 verändert wesentliche Gaseigenschaften wie Molekulargewicht, Schallgeschwindigkeit, Kompressibilität und thermodynamisches Verhalten.

Dadurch verschiebt sich praktisch das gesamte Betriebskennfeld des Verdichters.

Die klassische Philosophie der Auslegung auf einen einzigen "Design Point" stößt unter diesen Bedingungen an ihre Grenzen. Moderne Verdichter müssen vielmehr zahlreiche potenzielle Betriebspunkte sicher anfahren und dauerhaft beherrschen können.

Technische Stellhebel zur Flexibilisierung der Verdichtung

Um eine möglichst große Bandbreite an Betriebszuständen abzudecken, stehen dem Betreiber verschiedene Regel- und Anpassungsmöglichkeiten zur Verfügung.

Zu den wichtigsten Technologien gehören:

Ventilabhebung

Die Ventilabhebung zählt zu den effizientesten Methoden der Kapazitätsregelung von Kolbenverdichtern. Durch gezieltes Offenhalten von Saugventilen während eines Teils des Verdichtungshubes wird die tatsächlich komprimierte Gasmenge reduziert.

Moderne Systeme ermöglichen:

- mehrstufige Regelung
- vollautomatische Anpassung
- stufenlose Leistungsregelung

Insbesondere bei Laständerungen kann die Ventilabhebung innerhalb weniger Sekunden reagieren.

Schadraumregelung

Zusätzliche schaltbare Schadraumvolumina ermöglichen eine Anpassung der volumetrischen Effizienz und damit des Förderstroms.

Vorteile:

- robuste Technologie
- hohe Effizienz und Betriebssicherheit
- gute Eignung für stationäre Anwendungen

Nachteilig wirkt sich der vergleichsweise grobe und begrenzte Regelbereich aus.

Drehzahlregelung

Durch Frequenzumrichter können elektrisch betriebene Verdichter über einen bestimmten Bereich drehzahlvariabel betrieben werden.

Vorteile:

- hohe Energieeffizienz
- Verschleißreduktion bei Teillast

Während die Drehzahlregelung sehr dynamisch reagiert (z.B. bis zu 10% Kapazitätsanpassung je Sekunde) empfiehlt sie sich primär für "kleinere" Verdichter (z.B. max. 1MW) die z.B. mit Niederspannungsmotoren betrieben werden, da Frequenzumrichter günstig, und kleinere Verdichter im Design-Point oft mit höherer Drehzahl betrieben werden, somit ein weiteres Regelungsfenster anbieten. Häufig ist aufgrund sehr hoher Anlaufstrom Netzbelastungen bei Niederspannungsmotoren ohnehin ein Sanft-Anlauf Frequenzumrichter gefordert, der je nach Anforderung auch zur dynamischen Leistungsregelung genutzt werden kann. Bei großen API 618 Verdichtern (>>1MW) muss man mögliche komplexe Nebeneffekte einhergehend mit der Drehzahlreglung sehr genau abwägen, dazu gehören Pulsationen, Schwingungs- und Torsionseffekte einhergehend mit einem oft begrenzten Regelbereich von z.B. 420 → 300rpm.

Saugdruck- und Bypassregelung

Diese einfachen sowie soliden Verfahren haben weiterhin ihre Berechtigung. Für den Startmodus und für die Regelung zwischen den einzelnen Stufen bei der Verwendung einfacherer Ventilabhebungen wird der Bypass Modus genutzt. Hierbei unterscheidet man die Rückführung des Gases über einzelne Stufen (geringer Regelbereich, jedoch energetisch noch etwas besser) von der Gasrückführung über alle Stufen (bei mehrstufigen Verdichtern). Die zwangsweise Absenkung des Saugdrucks und der Bypassbetrieb verursachen jedoch zusätzliche Energieverluste und kommen daher meist ergänzend zum Einsatz, wenn hohe Dynamik gefordert wird oder andere Regeloptionen ausgeschöpft sind.

Die Kombination aus Ventilabhebung und mehrstufigem Bypass gilt heute häufig als technisch und wirtschaftlich optimale Lösung auf sehr großen Kolbenverdichtern, auf kleineren Maschinen eine Kombination aus Drehzahlregelung und Ventilabhebung.

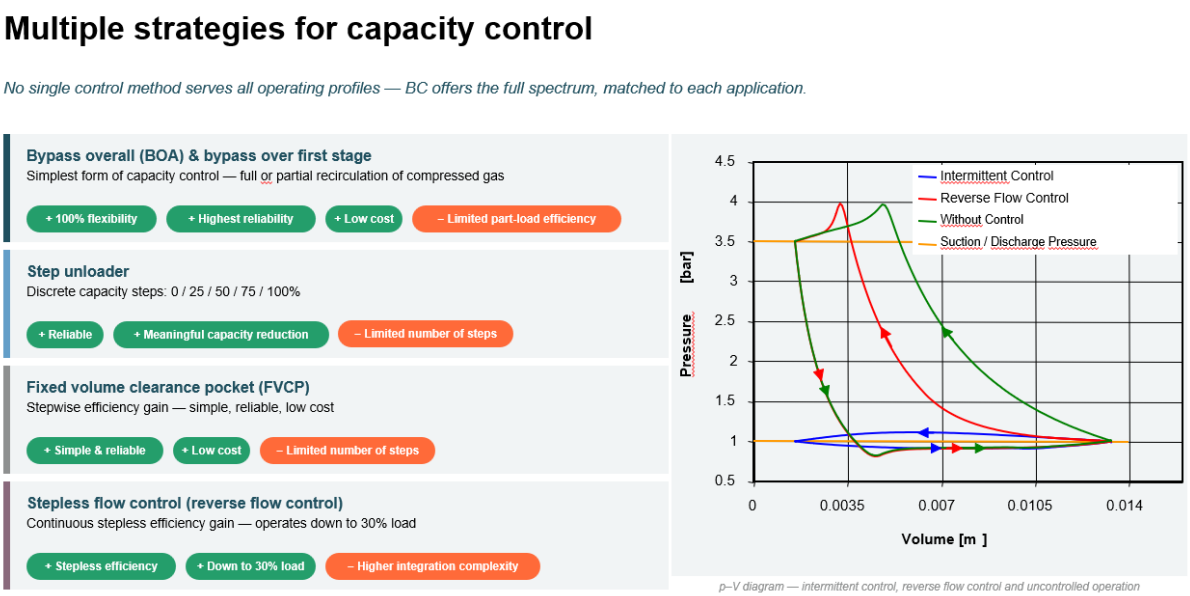


Bild 1:

Grenzen der Flexibilität: Temperatur als begrenzender Faktor

Die größte technische Herausforderung bei hohen Druckverhältnissen ist häufig nicht die Mechanik des Verdichters, sondern die Temperaturentwicklung während der Kompression. Insbesondere Wasserstoff weist aufgrund seiner thermodynamischen Eigenschaften deutlich höhere Verdichtungsendtemperaturen auf als Erdgas. Bei hohen Druckverhältnissen können Temperaturlimits schnell zum begrenzenden Auslegungskriterium werden.

Zuvor erlaubte die API 618 (5th Edition) für Wasserstoff-Endtemperaturen bis 135 °C. Im Rahmen der aktuellen 6th Edition wurde dieser Wert auf 121 °C reduziert.

Die Begründung liegt primär im Schutz polymerer Komponenten wie:

- Kolbenringe
- Packungsringe
- Führungsringe
- Ventilelemente

Aus Sicht moderner Werkstofftechnologien erscheint diese pauschale Begrenzung jedoch zunehmend kritisch. Moderne Hochleistungspolymere wie Persisto® 850 von Burckhardt Compression bleiben auch bei Temperaturen deutlich oberhalb von 150 °C dauerhaft belastbar.

Die Einhaltung eines künstlich niedrigen Temperaturgrenzwertes führt häufig zu:

- zusätzlichen Verdichtungsstufen
- mehr Zylindern
- größerem Anlagenaufwand
- höherem Energieverbrauch
- erhöhtem Wartungsbedarf

Das Vertrauen in moderne Dichtungstechnologien und die Erfahrung etablierter Verdichterhersteller erlaubt oftmals kompaktere Anlagenkonzepte mit weniger Verdichtungsstufen und höherem Gesamtwirkungsgrad.

Mechanische Belastungsgrenzen des Verdichters

Neben den thermischen Einschränkungen und der verfügbaren Antriebsleistung bestimmen die mechanischen Belastungen die Auslegung eines Kolbenverdichters.
Die Dimensionierung eines Verdichterrahmens erfolgt primär über die maximal zulässige Kolbenstangenlast.
Diese setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

1. Trägheitskräften der oszillierenden Massen
2. Reibungskräften
3. Gasdruckkräften auf den Kolbenflächen

Die höchsten Kolbenstangenlasten treten typischerweise auf bei:

- hohem Förderstrom
- maximalem Enddruck
- gleichzeitig hohem Saugdruck

Die Herausforderung besteht darin, dass eine Änderung eines einzelnen Betriebsparameters Auswirkungen auf mehrere andere Größen hat.
Sinkt beispielsweise der Saugdruck:

- verringert sich die Gasdichte
- sinkt der Massenstrom
- steigt das Druckverhältnis
- erhöhen sich die Verdichtungstemperaturen

Der gesamte Betriebsbereich muss daher bereits während der Projektierungsphase simuliert und bewertet werden.
Moderne Regelkonzepte ermöglichen die automatische Anpassung der zuvor genannten Regelungstechniken, um innerhalb der zulässigen Last- und Temperaturgrenzen zu bleiben.

Umschaltbare Verdichter: Maximale Flexibilität durch variable Stufenzahl

Ein besonders interessanter Ansatz für Speicher- und Pipelineanwendungen ist der Einsatz umschaltbarer Verdichter.

Hierbei können die vorhandenen Zylinder entweder:

- parallel betrieben werden (maximale Kapazität)
- in Reihe betrieben werden (maximales Druckverhältnis)

Dadurch entsteht ein außergewöhnlich breites Betriebskennfeld.

Beispiel

Bei moderaten Druckdifferenzen:

- einstufige Verdichtung
- maximaler Durchsatz

Bei hohen Druckdifferenzen:

- zweistufige Verdichtung
- geringere Temperaturbelastung
- geringere Kolbenstangenlasten

Gerade für Erdgas- und Wasserstoffspeicher mit stark schwankenden Betriebsbedingungen kann dieses Konzept erhebliche Vorteile bieten.

Besondere Aufmerksamkeit ist dabei auf die Zylinderdimensionierung zu richten. Während klassische Verdichter mit kleiner werdenden Zylinderdurchmessern je Stufe ausgelegt werden, kann unter bestimmten Randbedingungen eine Gleichteile-Philosophie mit identischen Zylindern realisiert werden. Die Vorteile dieses Konzepts wie reduzierte Ersatzteilhaltung, geringerer Wartungsaufwand, höhere Anlagenverfügbarkeit sind offensichtlich.

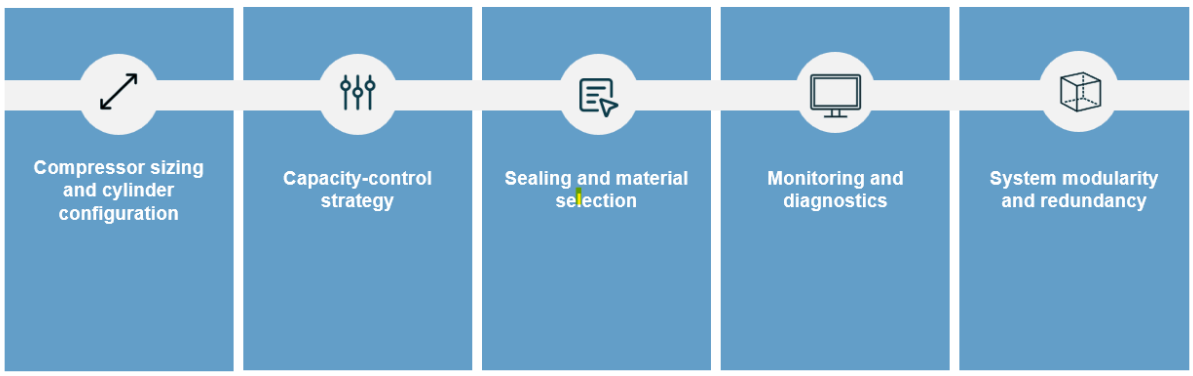


Bild 2:

Regelungsdynamik im Zeitalter des grünen Wasserstoffs

Aktuelle Erdgas-Pipelines und Untergrundspeicher werden oftmals über Stunden oder Tage in nahezu konstanten Lastpunkten betrieben. Für die künftige Wasserstoffwirtschaft wird sich dies ändern.

Ein wesentlicher Treiber dafür sind die Anforderungen der RED-III-Richtlinie. Diese wird ab 2030 die Erzeugung von grünem Wasserstoff an die stündliche, tatsächliche Verfügbarkeit erneuerbarer Stromerzeugung koppeln.

Wind- und Solarenergie erzeugen naturgemäß stark fluktuierende Leistungsprofile.

Die Konsequenzen für Verdichterstationen:

- häufige Lastwechsel
- schnelle Kapazitätsanpassungen
- mehrere Start-Stopp-Zyklen pro Tag
- vermehrter Betrieb im Teillastbereich

Kolbenverdichter bieten hierbei erhebliche Vorteile, da sie über ein breites Regelband ohne signifikante Wirkungsgradverluste betrieben werden können.

Modernisierung bestehender Verdichterstationen

Viele bestehende Erdgasverdichterstationen basieren heute auf

- Gasmotoren
- Gasturbinen
- Integralkompressoren
- Turboverdichtern

Im Zuge der Dekarbonisierung bietet die Elektrifizierung dieser Standorte großes Potenzial.

Elektrisch angetriebene Kolbenverdichter zeichnen sich aus durch:

- hohe Energieeffizienz
- vollständige Eliminierung lokaler CO_2-Emissionen
- präzise Regelbarkeit
- sehr gutes Teillastverhalten

Insbesondere im Teillastbetrieb entstehen deutliche Vorteile gegenüber dynamischen Verdichtern.

Energieeffizienz: Kolbenverdichter versus Zentrifugalverdichter

Besonders ausgeprägt sind die Effizienzvorteile von Kolbenverdichtern bei der Verdichtung mit hohen Druckverhältnissen und von Wasserstoff. Während moderne Zentrifugalverdichter bei der Verdichtung von Erdgas mit moderaten Verdichtungsverältnissen nahe dem

Auslegungspunkt vergleichbare Wirkungsgrade erreichen können, führen das geringe Molekulargewicht des Wasserstoffs sowie erhöhte interne Rückströmverluste bei dynamischen Maschinen zu einem zunehmenden Effizienznachteil.
Im Teillastbetrieb kann dieser Vorteil nochmals deutlich größer ausfallen.

Während Zentrifugalverdichter ihren optimalen Wirkungsgrad nur in einem vergleichsweise engen Bereich um den Design Point erreichen, verfügen Kolbenverdichter als Zwangsverdränger über einen deutlich größeren wirtschaftlichen Betriebsbereich und liefern eine effiziente Verdichtung auch bei steigendem Wasserstoffgehalt.

Richtwerte aus der Praxis:

Einfluss des H2 Anteils - bezogen auf den Design Point:

H_2-Anteil	**Zusätzlicher Effizienzvorteil Kolbenverdichter**
0 % H_2	0 % (Referenz)
20 % H_2	+2 bis 5 %
50 % H_2	+5 bis 10 %
100 % H_2	+10 bis 20 %

Zusätzlich relevant - Einfluss der Kapazitätsregelung:
Beispiel bei 50 % benötigter Fördermenge

Kolbenverdichter
Benötigte Kapazität:

- 100 % → 50 % (durch zuvor genannten Methoden)

Typischer Leistungsbedarf:

- ca. 55 bis 60 % der Vollastleistung, Wirkungsgrad bleibt dabei weitgehend erhalten.

Zentrifugalverdichter
Benötigte Kapazität:

- 100 % → 50 %

Typische Maßnahmen:

- Drehzahlreduzierung
- Inlet Guide Vanes
- Recyclinggas

Typischer Leistungsbedarf:

- oft noch 70 bis 90 % der Volllastleistung - Wirkungsgrad bricht deutlich stärker ein.

Der Grund für vorgenannte Unterschiede in der Effizienz ist, dass die internen Rückströmverluste dynamischer Verdichter annähernd proportional mit sinkendem Durchsatz und auch mit dem reduzierten Molekulargewicht an Bedeutung gewinnen, während der Kolbenverdichter hiervon weitgehend unbeeinflusst bleibt. Über die Lebensdauer einer Verdichterstation lassen sich dadurch je nach Antriebsleistung Einsparungen im Bereich mehrerer Millionen Euro an Energiekosten realisieren.

Vorbereitung bestehender Erdgasverdichter auf Wasserstoff

Soll eine Pipeline schrittweise von Erdgas auf Wasserstoff umgestellt werden, bieten Kolbenverdichter erhebliche Vorteile.

Die notwendigen Anpassungen beschränken sich häufig auf:

- Austausch der Verdichterventile
- Anpassung einzelner Blenden im Pulsationssystem
- Optimierung von Regelparametern

Diese Maßnahmen können oftmals im Rahmen regulärer Wartungsstillstände durchgeführt werden.

Wesentlich ist jedoch, dass bereits während der Engineering-Phase zukünftige Wasserstoffszenarien berücksichtigt werden.

Empfehlenswert ist es, kritische Komponenten bereits in der Projektphase für beide Gase auszulegen oder zumindest die erforderlichen Umbaukomponenten frühzeitig zu spezifizieren.

Redundanz und Modularität als Verfügbarkeitskonzept

Mit zunehmender Kritikalität von Wasserstoffinfrastrukturen gewinnt die Anlagenverfügbarkeit an Bedeutung.

Übliche Konzepte sind:

- 2 × 100 % Redundanz
- 3 × 50 % Redundanz
- 4 × 33 % Redundanz

Der Trend geht zunehmend zu modularen Konzepten mit mehreren kleineren Einheiten was insbesondere beim phasenweisen Ausbau von Anlagenkapazitäten sinnvoll ist.

Eine bessere Anpassung an Lastschwankungen (→ Flexbilität), höhere Verfügbarkeit und die Wartung einzelner Maschinen im laufenden Anlagenbetrieb sind weitere Vorteile.

Die Modularität erstreckt sich dabei zunehmend auch auf Zylinderkonzepte und standardisierte Baugruppen. Bei der Konzeptionierung wird neben der Anzahl an Maschinen sinnvollerweise auch auf die installierte Anzahl Zylinder geschaut. Hier haben bei sehr großen Verdichtern mit vielen Zylindern 3x50% Konzepte Vorteile gegenüber einem 2x100% Ansatz. Wenn zum Beispiel der 100% Verdichter 8 aktive Zylinder benötigt, wären 2x8 = 16 Zylinder notwendig, während im 3x50% nur 3x4=12 Zylinder erforderlich sind was hinsichtlich des Invests und den Betriebskosten massive Vorteile bietet.

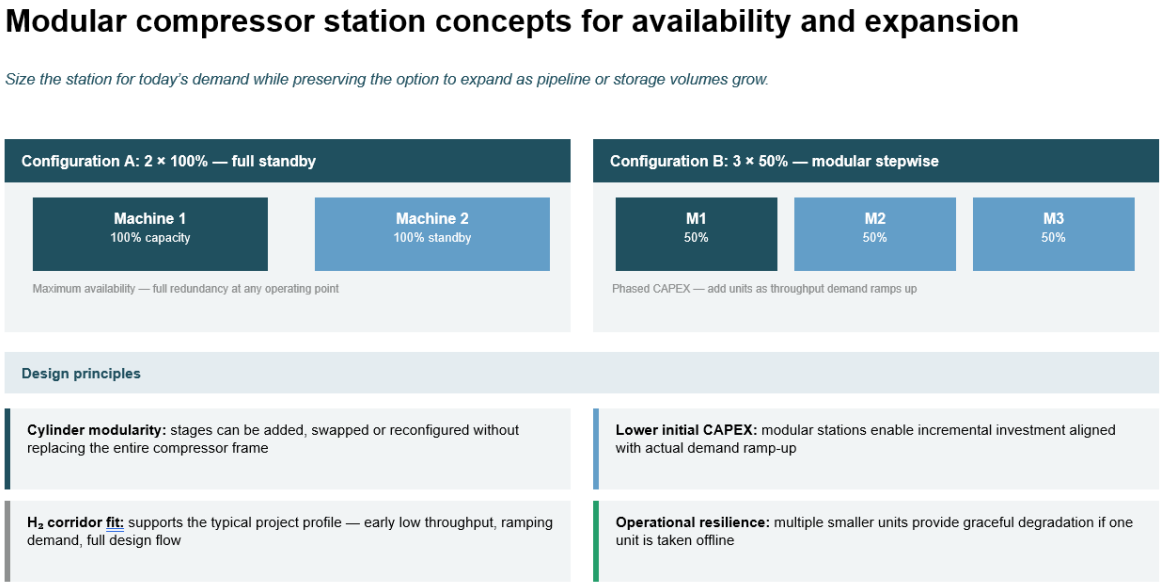


Bild 3:

Fazit

Die Transformation von Erdgasnetzen und Speichersystemen zu einer zunehmend wasserstoffbasierten Infrastruktur verändert die Anforderungen an Verdichter grundlegend. Die traditionellen Auslegungsphilosophien mit Fokus auf einen einzelnen Design Point werden den zukünftigen Betriebsrealitäten nicht mehr gerecht. Stattdessen müssen Verdichterstationen eine Vielzahl von Betriebszuständen sicher, effizient und wirtschaftlich abdecken können.

Wie die dargestellten Beispiele zeigen, entsteht Flexibilität nicht durch eine einzelne technologische Maßnahme, sondern durch das intelligente Zusammenspiel unterschiedlicher Auslegungs- und Regelungskonzepte. Ventilabhebungen, Schadraumregelungen, drehzahlvariable Antriebe, Bypass-Systeme sowie umschaltbare Verdichtungsstufen ermöglichen es, sowohl große Regelbereiche als auch hohe Effizienz über das gesamte Betriebskennfeld hinweg zu realisieren. Gleichzeitig müssen thermische Grenzen, Kolbenstangenlasten und dynamische Betriebszustände bereits in der Projektierungsphase ganzheitlich betrachtet werden.

Besonders deutlich werden die Vorteile von Kolbenverdichtern bei hohen Druckverhältnissen, schwankenden Lastprofilen und steigendem Wasserstoffanteil. Während dynamische Verdichter in solchen Anwendungen zunehmend mit Wirkungsgradverlusten durch Rückströmungen und Teillastbetrieb konfrontiert werden, können Kolbenverdichter ihre Stärken als Zwangsverdränger ausspielen und auch außerhalb des Auslegungspunktes einen hohen Gesamtwirkungsgrad aufrechterhalten. Dieser Vorteil gewinnt durch die Anforderungen der RED-III-Richtlinie und die künftig deutlich volatilere Wasserstofferzeugung weiter an Bedeutung.

Darüber hinaus bietet die vergleichsweise einfache Umrüstung bestehender Kolbenverdichter auf Wasserstoff die Möglichkeit, vorhandene Erdgasinfrastrukturen wirtschaftlich und mit überschaubarem Aufwand für zukünftige Anforderungen vorzubereiten. In Kombination mit modularen Redundanzkonzepten und elektrischen Antrieben entstehen Verdichterstationen, die sowohl den Anforderungen der Energiewende als auch den Erwartungen an Verfügbarkeit und Wirtschaftlichkeit gerecht werden.

Flexibilität als Auslegungsprinzip bedeutet daher weit mehr als eine Erweiterung des Regelbereichs. Sie schafft die Voraussetzung für eine langfristig nutzbare Infrastruktur, reduziert Investitionsrisiken und ermöglicht Betreibern, auf die heute noch nicht vollständig absehbaren Anforderungen zukünftiger Wasserstoffmärkte vorbereitet zu sein. Für Pipeline- und Speicheranwendungen wird die Fähigkeit, unterschiedlichste Betriebszustände effizient und zuverlässig abzudecken, damit zu einem der entscheidenden Erfolgsfaktoren der kommenden Jahrzehnte.

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 3

Lärmemissionen von Rohrleitungen

Dipl.-Ing. Robert Missal

KÖTTER Consulting Engineers GmbH

Einleitung

In vielen Industrieanlagen sind weitläufige Rohrleitungen anzutreffen in denen z. B. gasförmige Medien über weite Strecken transportiert werden. Unglücklicherweise werden in den Rohrleitungen nicht nur die unterschiedlichsten Medien, sondern auch Lärm sehr effizient über lange Strecken übertragen. Für die Berechnung der Lärmentstehung und -weiterleitung durch Rohrleitungen liefert die VDI-Richtlinie 3733 detaillierte Grundlagen. Bei bekannter Lärmquelle innerhalb der Rohrleitung, wie z. B. Entspannungsarmaturen, Verdichter, Gebläse oder die Geräusche aufgrund der Strömung des Mediums innerhalb der Rohrleitung, kann hiermit die Weiterleitung der Schallenergie über die Rohrleitung berechnet werden. Während bei der Schallabstrahlung ins Freie der Schalldruckpegel in Abhängigkeit von der Entfernung zur Schallquelle schnell abnimmt, da die Schallenergie sich auf einer immer größer werdenden Oberfläche z. B. einer Halbkugel verteilt, ist die Schallpegelabnahme in einer Rohrleitung auch bei größeren Entfernungen von der Schallquelle nur gering. Die Fläche, auf der sich die Schallenergie verteilt, bleibt konstant, solange sich die Querschnittsfläche der Rohrleitung nicht ändert. Eine Abnahme des Schalldruckpegels erfolgt daher nur durch Absorption innerhalb der Rohrleitung und der Übertragung eines Teils der Schallenergie durch die Rohrleitungswandung nach außen. Da beide Anteile auf einem sehr geringen Niveau liegen, wird die Schallenergie in der Rohrleitung über weite Strecken ohne nennenswerte Verluste transportiert.

Rohrleitungseigene Schallquellen

Für die Berechnung des Strömungsrauschen innerhalb der Rohrleitung liefert diese Richtlinie ebenfalls die mathematischen Grundlagen (siehe Gleichung (1)), wobei in erster Näherung eine Verdoppelung der Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Rohrleitung bei gleichem Medium und identischen Betriebsbedingungen zu einer Erhöhung des strömungsbedingten Schalldruckpegels in der Rohrleitung von ca. 18 dB führt (siehe Abbildung 1).

$$L_{Wi} = K + 60 \lg\frac{w}{w_0} + 10 \lg\frac{S}{S_0} + 10 \lg\frac{p}{p_0} - 25 \lg\frac{NT}{N_0 T_0} - 15 \lg\frac{\kappa}{\kappa_0} \qquad (1)$$

K	≈	8 - 0,16 w	N	=	spezifische Gaskonstante
w	=	Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrleitung	N_0	=	287 J/(kg K)
w_0	=	1 m/s	κ_0	=	1,4
p_0	=	101.325 Pa	S	=	Fläche
T_0	=	273 K	S_0	=	1 m^2

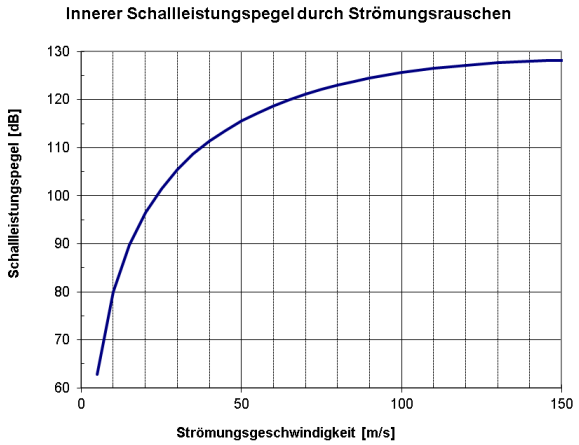


Abbildung 1: Innerer Schallleistungspegel durch Strömungsrauschen

Die Frequenzzusammensetzung des Strömungsrauschens ist breitbandig mit den höchsten Pegeln in den Oktavbändern 250 Hz bis ca. 2.000 Hz (siehe Abbildung 2).

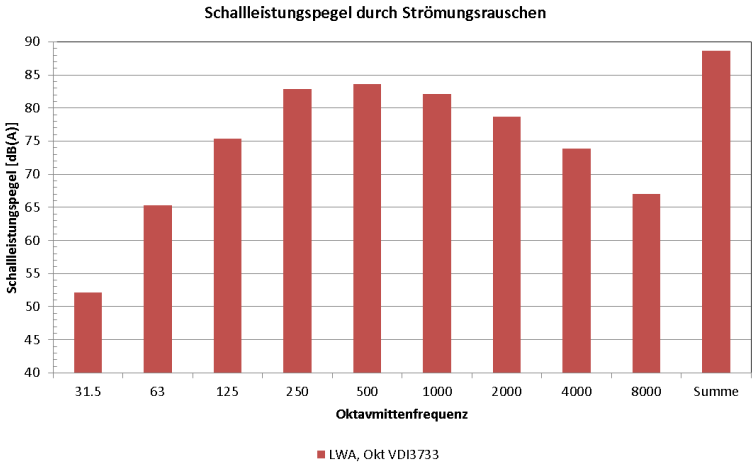


Abbildung 2: Schallleistungspegel durch Strömungsrauschen in Oktavbandbreite

Wird die Strömung durch Hindernisse gestört, die in die Strömung hineinragen wie z. B. Gitter, Streben oder Kanten, können zusätzlich Strömungswirbel mit periodischen Druckschwankungen entstehen, die zu Einzeltönen mit erheblicher Amplitude führen. Die Frequenzen f dieser Einzeltöne, die auch als Schneiden-, Kanten- oder Hiebtöne bezeichnet werden, lassen sich mit Hilfe der Strouhal-Zahl St berechnen (siehe Gleichung (2)).

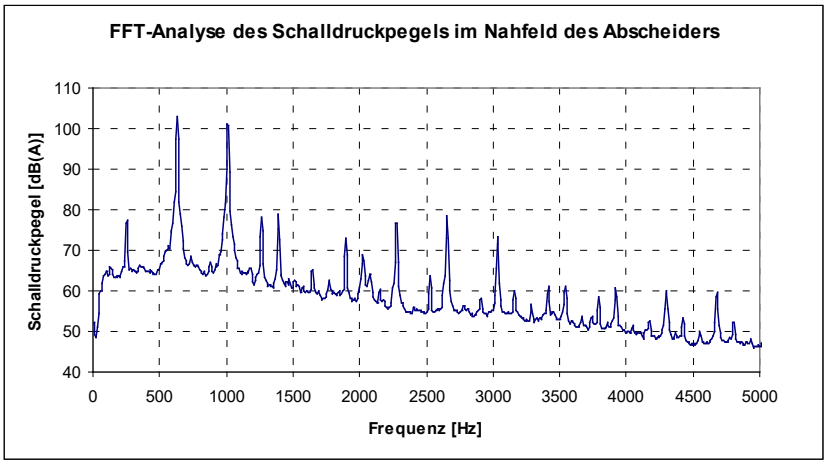
$$f = St \frac{w}{d} \qquad (2)$$

St = Strouhal-Zahl

d = Durchmesser des Hindernisses

w = Anströmgeschwindigkeit

Fällt diese Anregungsfrequenz zufällig mit einer akustischen Eigenfrequenz eines Bauteils innerhalb der Rohrleitung zusammen wie z. B. Stutzen oder Hohlräume, können diese Einzeltöne mit sehr hoher Intensität am Ort des Geschehens aber auch in größerer Entfernung zu erheblichen Problemen führen (siehe Abbildungen 3 und 4).



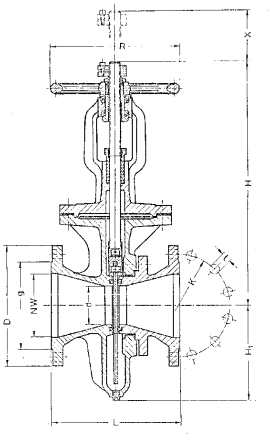


Abbildung 3: Gemessener Schalldruckpegel im Nahfeld einer Rohrleitung (Beispiel 1)

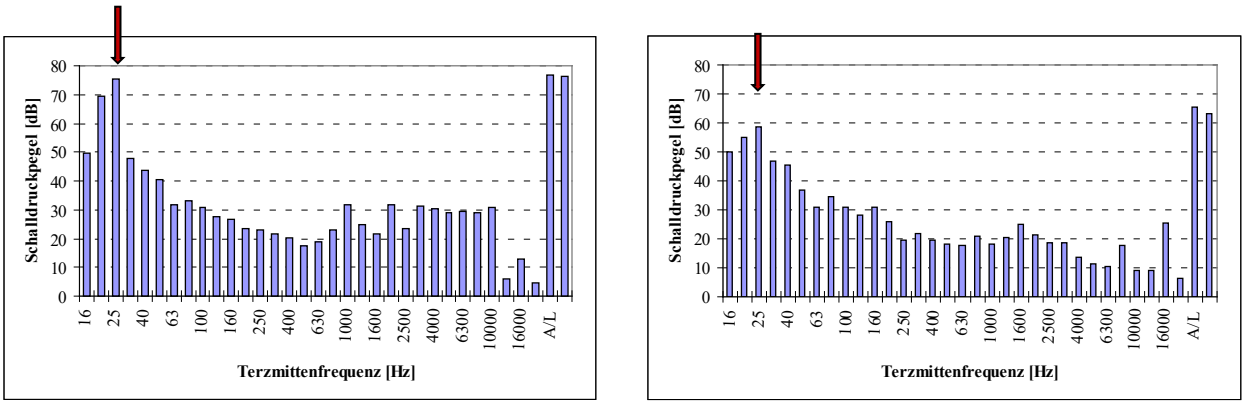


Abbildung 4: Terzanalyse des Schalldruckpegel am Immissionsort in der Nachbarschaft (Beispiel 2), linkes Diagramm: Ausgangssituation, rechtes Diagramm: mit geöffnetem Blindflansch

Rohrleitungszugeordnete Schallquellen

Zusätzlich zu diesen internen Geräuschquellen wird die Lärmsituation in der Rohrleitung durch externe Schallquellen wie z. B. Gebläse, Turbinen, Verdichter oder Armaturen maßgeblich beeinflusst. Die Höhe der in die Rohrleitung eingespeisten Schallleistung wird vom Hersteller derartiger Schallquellen berechnet und bei Bedarf auch an die Kunden weitergegeben. Die Erfahrung hat gezeigt, dass insbesondere die Schallleistung häufig unterschätzt wird, die durch Armaturen mit einem großen Differenzdruck in die angeschlossenen Rohrleitungen eingeleitet wird. In den nachfolgenden Abbildungen 5 und 6 sind beispielhaft die Betriebsbedingungen für eine Druckreduzierarmatur sowie die dafür vom Hersteller der Armatur berechneten Schallangaben dargestellt.

Bauart		mehrstufiges Lochkäfigventil			
Anzahl der Entspannungsstufen		2			
Rohr am Ventilaustritt:			Ventilgehäuse:		
Außendurchmesser	[mm]	890,0	Schallisolierung ohne Abstandshalter		
Wanddicke	[mm]	132,5	Isolierung Dicke	[mm]	100
Rohrleitung vor Ventil			**Rohrleitung nach Ventil**		
Außendurchmesser	[mm]	406,4	Außendurchmesser	[mm]	406,4
Wanddicke	[mm]	40,0	Wanddicke	[mm]	40,0
Länge	[m]	50	Länge	[m]	50
Krümmer je Rohrlänge	[1/m]	0,04	Krümmer je Rohrlänge	[1/m]	0,04
Schallisolierung ohne Abstandshalter			Schallisolierung ohne Abstandshalter		
Isolierung Dicke	[mm]	100	Isolierung Dicke	[mm]	100
Rohrmaterial: Dichte: 7800 kg/m³ Longitudinal-Wellengeschwindigkeit: 5100 m/s					
Isolierung: Flächenbezogene Masse des Außenmantels: 9,0 kg/m² (Schallisolierung)					
Betriebsfall					
Strömungsmedium: Erdgas			Temperatur vor Ventil	[°C]	35,0
Normdichte	[kg/(N)m³]	0,881	Temperatur nach Ventil	[°C]	20,0
Isentropenexponent		1,31	Druck vor Ventil	[bar abs]	150,00
Realgasfaktor		1,00	Druck nach Ventil	[bar abs]	60,00
			Durchsatz	[1000 (N)m³/h]	200,00
Schallgeschwindigkeit vor Ventil: 412 m/s					
Strömungsgeschwindigkeit vor Ventil | am Ventilaustritt | nach Ventil: 5 | 3 | 12 m/s					

Abbildung 5: Betriebsbedingungen für eine Druckreduzierarmatur

In Rohrleitung nach Ventil eingestrahlte Geräusche

Frequenz [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Summe
LWA in Rohr nach Ventil	97	107	114	119	128	134	139	137	142

Rohrleitungen und Ventilgehäuse ohne Isolierung

Frequenz [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Summe
LWA Rohr vor Ventil	49	67	81	89	100	107	108	102	112
LWA Rohr nach Ventil	55	73	87	96	107	115	118	112	121
LWA Ventilgehäuse	66	74	80	84	93	99	101	95	105
LWA Ventilantrieb, geschätzt	61	69	75	79	88	94	96	90	100
LWA Summe	67	77	89	97	108	116	118	112	121
LA 1m vom Ventil (Freifeld)	53	62	70	75	84	91	93	87	96

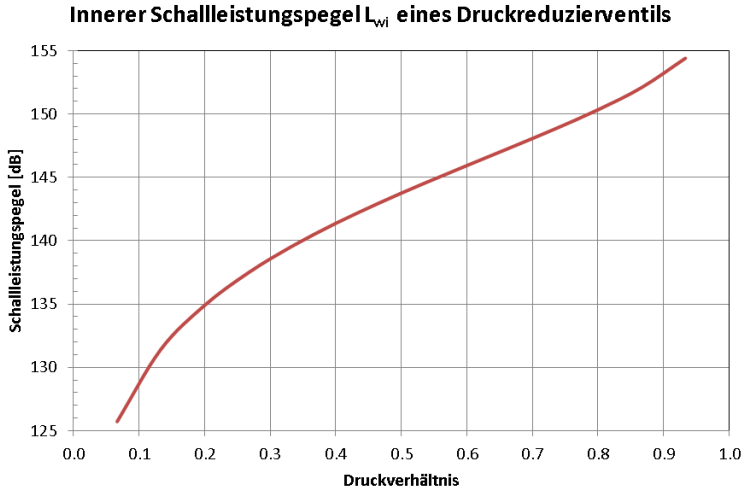
Rohrleitungen und / oder Ventilgehäuse mit Isolierung

Frequenz [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Summe
LWA Rohr vor Ventil	54	66	72	72	73	71	68	62	79
LWA Rohr nach Ventil	60	72	78	79	80	79	78	72	86
LWA Ventilgehäuse	71	75	72	67	66	64	61	55	78
LWA Ventilantrieb, geschätzt	61	69	75	79	88	94	96	90	100
LWA Summe	71	78	81	82	89	95	96	90	100
LA 1m vom Ventil (Freifeld)	57	63	64	66	74	80	82	76	86

LWA: A-Schallleistungspegel in dB re 10^{-12} W LA: A-Schalldruckpegel in dB re $2 \cdot 10^{-5}$ Pa

Abbildung 6: Schallleistungs- und Schalldruckpegel der Armatur in Oktavbandbreite

Wie aus der Abbildung 6 zu entnehmen ist, werden bei dem hier betrachtetem Betriebszustand Schallleistungspegel in der Rohrleitung von 142 dB(A) erwarten. Verantwortlich für diese hohen Schallleistungspegel ist neben dem hohen Massenstrom insbesondere der hohe Differenzdruck sowie die Bauart der Armatur. Die Abhängigkeit der Schallleistung vom Differenzdruck bei konstantem Massenstrom ist der nachfolgenden Abbildung 7 dargestellt. Die Abbildung 8 zeigt die Abhängigkeit vom Massenstrom bei konstantem Differenzdruck.



$$Druckverhältnis = \frac{(pE - pA)}{p_E}$$

Abbildung 7: Innerer Schallleistungspegel eines Druckreduzierventils in Abhängigkeit vom Druckverhältnis, Medium Erdgas, Massenstrom 175.000 kg/h, Eingangsdruck 150 bar

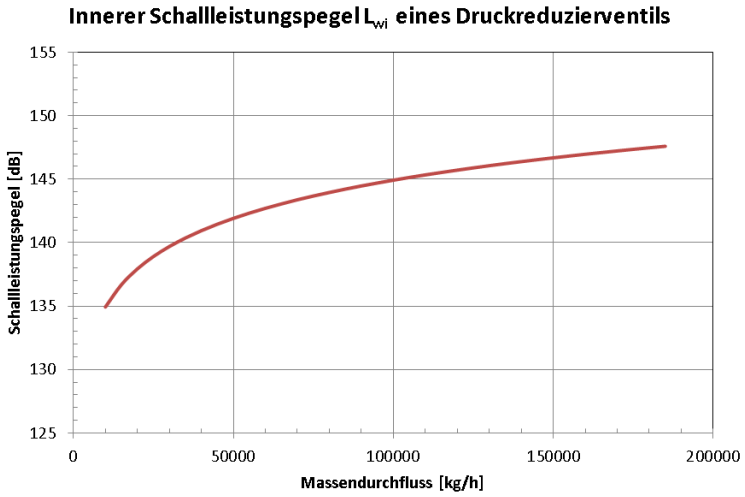


Abbildung 8: Innerer Schallleistungspegel eines Druckreduzierventils in Abhängigkeit vom Massenstrom, Medium Erdgas, Eingangsdruck 150 bar, Ausgangsdruck 50 bar

Derartig hohe Schallleistungspegel führen nicht nur zu Problemen mit erhöhten Lärmemissionen der angeschlossenen Rohrleitungen, sondern können auch zu einem Versagen der Rohrleitung führen (siehe Abbildung 9).



Abbildung 9: Akustischer Ermüdungsbruch durch sehr hohe Schallleistungspegel in der Rohrleitung, kritisch: L_W > 155 dB

Die Schallleistung wird über das Medium als Fluidschall und über die Rohrleitung als Körperschall weitergeleitet und als Luftschall in die Umgebung abgestrahlt. Innerhalb der Rohrleitung können akustische Quermoden auftreten, die zu einer Erhöhung der Schallleistung bei bestimmten Frequenzen führen. In der Rohrleitungswandung treten mechanische Resonanzen auf, die zu einer Verringerung der Schalldämmung der Rohrleitung führen. Die Pegelabnahme entlang der Rohrleitung ist im Vergleich zu einer freien Schallausbreitung auf einer Hüllfläche um eine Schallquelle relativ gering, da nur ein geringer Teil der Schallenergie auf dem Ausbreitungsweg gedämpft bzw. über die Rohrleitungswandung nach außen abgestrahlt wird (siehe Abbildung 10).

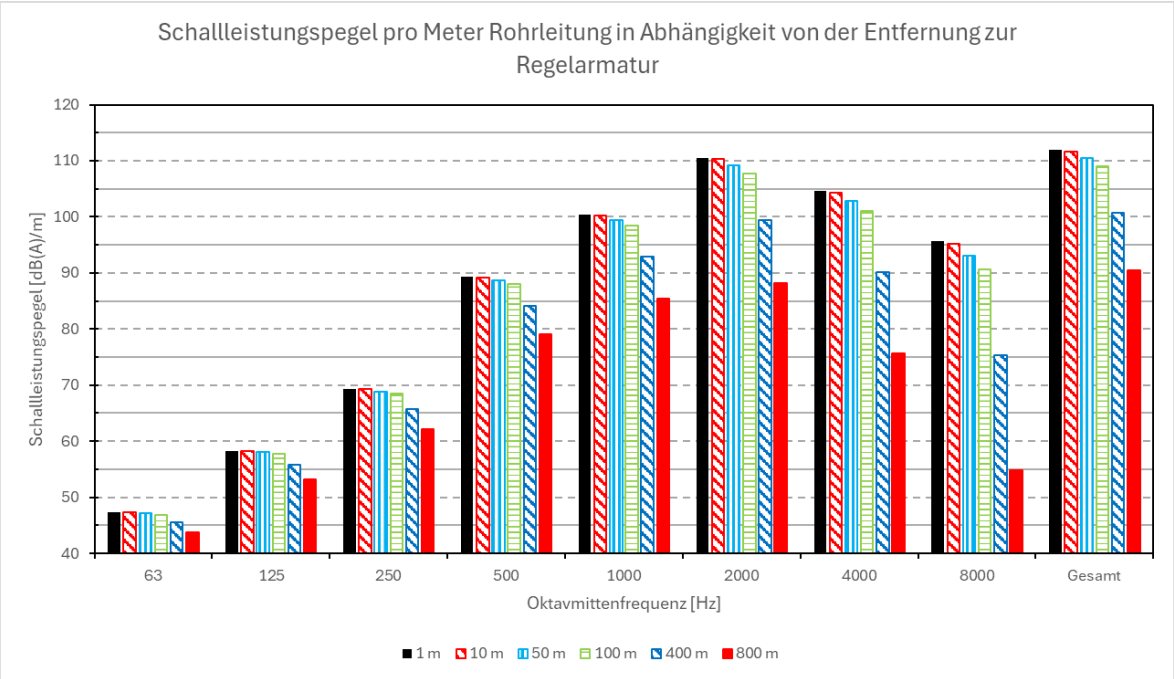


Abbildung 10: Schallleistungspegel der von 1 m Rohrleitung abgestrahlt wird in Abhängigkeit von der Entfernung zur Armatur, Medium: Erdgas, Rohrleitung 813 x 7 mm, Volumenstrom 35.000 Nm^3/h

Sollen in einer Anlage lange Rohrleitungsstrecken überirdisch geführt werden, kann die hohe Schallleistung der Rohrleitung zu Lärmproblemen in der Nachbarschaft führen. Zur Verringerung der Lärmemissionen kommen grundsätzlich folgende Maßnahmen in Frage:

- Minderung der Schallentstehung durch Verwendung lärmarmer Armaturen
- Minderung der Schallausbreitung im Fluid durch den Einsatz von Schalldämpfern
- Minderung der Körperschallübertragung durch z. B. den Einbau von Kompensatoren oder Sperrmassen
- Minderung der Luftschallabstrahlung der Rohrleitung durch korrekte Abstimmung der Rohrleitungsabmessungen oder Erhöhung der Schalldämmung der Rohrleitung

Beispiel lärmarme Armaturen

Durch den Einbau von lärmarmen Armaturen kann unmittelbar an dem Entstehungsort eine deutliche Verbesserung der Lärmsituation erzielt werden. Mittlerweile haben viele Hersteller derartige Armaturen im Lieferprogramm, wobei das Prinzip der Lärmminderung bei allen Herstellern vergleichbar ist. Durch den Einsatz zusätzlicher Drosselstellen sowie der Aufteilung der Drosselstelle auf viele kleine Querschnitte (siehe Abbildung 11) wird eine deutliche Verringerung der Schallleistung durch die Druckentspannung erzielt.

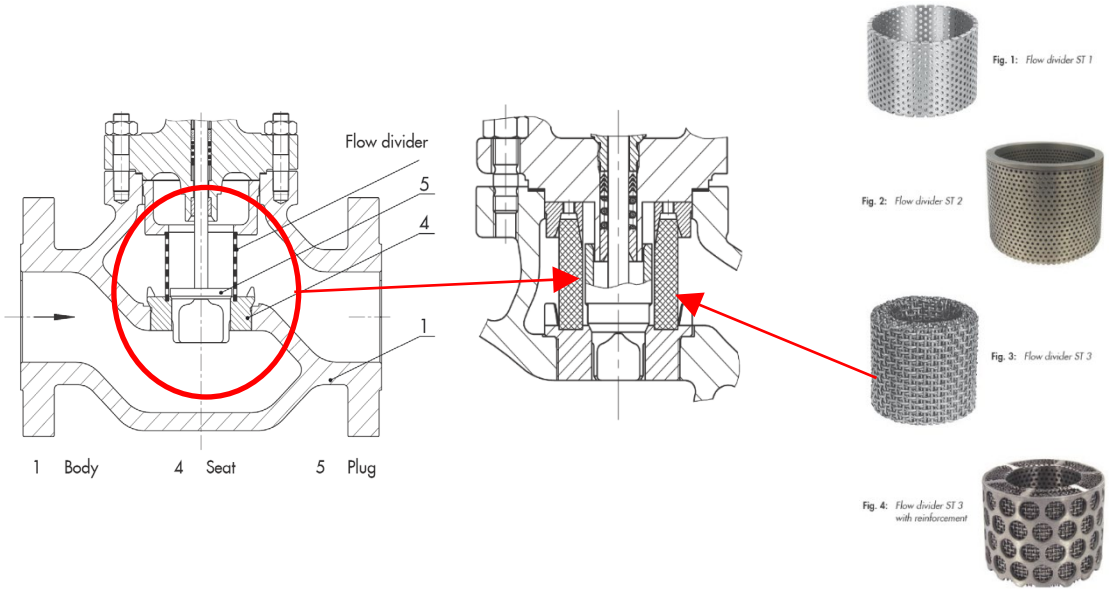


Abbildung 11: Lärmarme Armatur der Firma Samson, Lärmminderung bis 30 dB

Wie groß der Effekt einer derartigen lärmarmen Armatur ist, lässt sich an folgendem Beispiel verdeutlichen:

Eingangsdaten der Berechnung		
Druck Eingangsseite	55	bar_a
Druck Ausgangsseite	41	bar_a
Volumenstrom	1,400,000	Nm^3/h
Temperatur	10	°C
Medium	Erdgas trocken	
Rohrleitung	32	" ANSI 600

	Hersteller A	Hersteller B	Hersteller C	
Schalldruckpegel in 1 m Abstand	107.6	103.3	86.1	dB(A)
Innerer Schallleistungspegel	145.5	141.3	124.3	dB(A)

Berechnung der Schallleistung, die von 100 m Rohrleitung über die Rohrleitungswandung abgestrahlt wird bei einem Einbau der Armatur vom Hersteller C:

		Oktavmittenfrequenz					
	Summe	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	Einheit
Innerer Schallleistungspegel	**124,3**	109,4	112,4	115,4	118,4	121,4	dB(A)
Schalldämmung der Rohrleitung		34,2	28,1	22,1	31,2	40,2	dB
Schalldruckpegel in 1 m Abstand von der Armatur einschl. 1 m Rohrleitung	**85,7**	74,2	78,9	80,2	80,0	77,9	dB(A)
Schallleistungspegel der Armatur einschl. 1 m Rohrleitung	**98,2**	86,7	91,4	92,7	92,5	90,4	dB(A)
Schallleistungspegel von 100 m Rohrleitung	**118,3**	101,7	109,5	114,9	113,0	107,5	dB(A)

Obwohl bei diesem Berechnungsbeispiel die leisere Armatur des Herstellers C berücksichtigt wurde, ist die Schallleistung, die unmittelbar von der Armatur einschl. 1 m Rohrleitung mit 98,2 dB(A) im Vergleich zu der Schallleistung, die von 100 m Rohrleitung stromab dieser Armatur mit 118,3 dB(A) abgestrahlt wird, vernachlässigbar.

Beispiel Änderung der Wandstärke der Rohrleitung

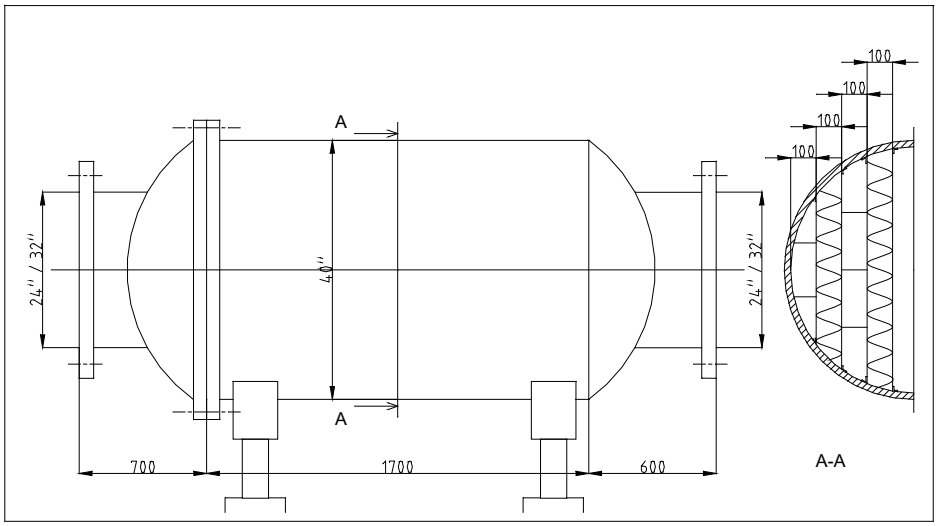
Zur Verringerung der Lärmemissionen einer Rohrleitung kann die Wandstärke der Rohrleitung erhöht werden. Allerdings ist die dadurch erreichbare Verbesserung nur gering, wie folgendes Beispiel zeigt.

		Schallleistungspegel im Oktavband von 1 m Rohrleitung							
Beschreibung	Summe	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz
RMG 512 DN 150/400 SR mit Rohrltg. 610 x 7,1	99.1	37.4	55.9	71.6	83.9	96.7	94.5	86.3	dB(A)
RMG 512 DN 150/400 SR mit Rohrltg. 610 x 8,8	98.2	36.4	54.9	70.4	82.9	95.8	93.6	85.4	dB(A)
RMG 512 DN 150/400 SR mit Rohrltg. 610 x 11	97.2	35.3	53.8	69.3	81.8	94.7	92.6	84.4	dB(A)

Durch die Vergrößerung der Wandstärke der Rohrleitung von 7,1 mm auf 11 mm kann nur eine Verringerung der von der Rohrleitung abgestrahlten Schallleistung von 1,9 dB erreicht werden.

Beispiel Einbau eines Schalldämpfers

Eine weitere Möglichkeit den Schallleistungspegel der Rohrleitung zu reduzieren ist der Einbau von Schalldämpfern. Das nachfolgende Beispiel zeigt die mögliche Reduzierung, die durch den Einbau eines Schalldämpfers erreicht werden kann.



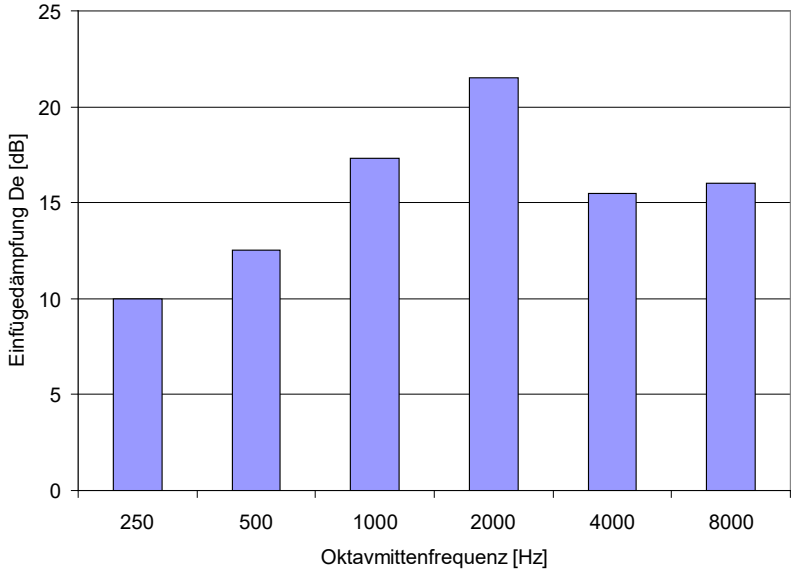
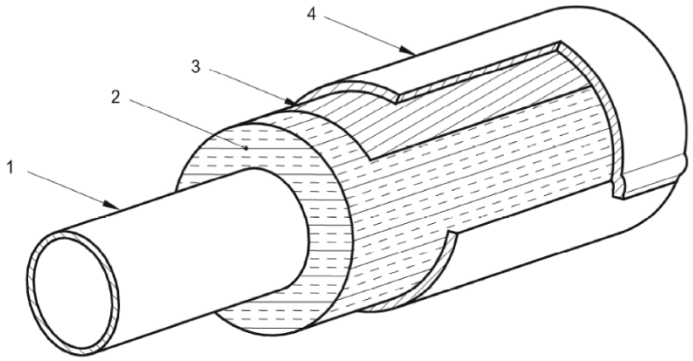


Abbildung 12: Absorptionsschalldämpfer und die berechnete Einfügungsdämpfung

Beispiel Rohrleitungsisolierung

Für die nachträgliche Sanierung einer erhöhten Lärmemission der Rohrleitung bleibt oft nur die Isolierung der Rohrleitung. Wird diese Maßnahme fachgerecht umgesetzt, kann dadurch eine deutliche Verbesserung der Lärmsituation erzielt werden. Allerdings muss bei dieser Maßnahme berücksichtigt werden, dass aufgrund der geringen Pegelabnahme mit der Entfernung von der Quelle ein erheblicher Teil der Rohrleitung mit einer derartigen Isolierung versehen werden muss.



Legende

1 Rohr
2 Poröser Absorber
3 Zusatzmasse oder Dämpfungsschicht
4 Verkleidung

Abbildung 13: Aufbau einer Rohrleitungsisolierung

Die mit dieser Maßnahme erzielbare Verringerung der Schallleistung ist in der DIN ISO 15665 beschrieben:

Tabelle 1 — Für jede einzelne Klasse erforderliches Mindest-Einfügungsdämpfungsmaß

Klasse	Nenndurchmesser-Bereich	Oktavband-Mittenfrequenz, Hz						
	D	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
	mm	Mindest-Einfügungsdämpfungsmaß, dB						
A1	$D < 300$	–4	–4	2	9	16	22	29
A2	$300 \leq D < 650$	–4	–4	2	9	16	22	29
A3	$650 \leq D < 1\,000$	–4	2	7	13	19	24	30
B1	$D < 300$	–9	–3	3	11	19	27	35
B2	$300 \leq D < 650$	–9	–3	6	15	24	33	42
B3	$650 \leq D < 1\,000$	–7	2	11	20	29	36	42
C1	$D < 300$	–5	–1	11	23	34	38	42
C2	$300 \leq D < 650$	–7	4	14	24	34	38	42
C3	$650 \leq D < 1\,000$	1	9	17	26	34	38	42

Abbildung 14: Klassen der Rohrleitungsisolierung und Mindest-Einfügungsdämpfungsmaße

Eine genaue Beschreibung des Aufbaus derartiger Rohrleitungsisolierungen ist in der Norm enthalten. Zu beachten ist bei dem Einbau derartiger Rohrleitungsisolierungen, dass im tieffrequenten Bereich eine Verschlechterung der Lärmsituation zu erwarten ist (siehe Abbildung 14).

Auswirkung einer veränderten Gaszusammensetzung

In der aktuellen Diskussion um die Beimischung von Wasserstoff oder gar der Verwendung des bestehenden Rohrleitungsnetzes für den Transport von reinem Wasserstoff muss auch die Akustik in der Rohrleitung betrachtet werden. Da bereits bei der Beimischung von Wasserstoff zu Erdgas eine Veränderung der Gasdaten wie z. B. Dichte und Schallgeschwindigkeit erfolgt und bei einer Schallerzeugung in einer Druckreduzierung eine Verschiebung der dominanten Frequenzen zu erwarten ist, kann eine bis dato akustisch unauffällige Rohrleitung nach der Umstellung zu erheblichen Lärmproblemen auf dem Betriebsgelände oder in der Nachbarschaft führen (siehe Abbildung 15 und 16).

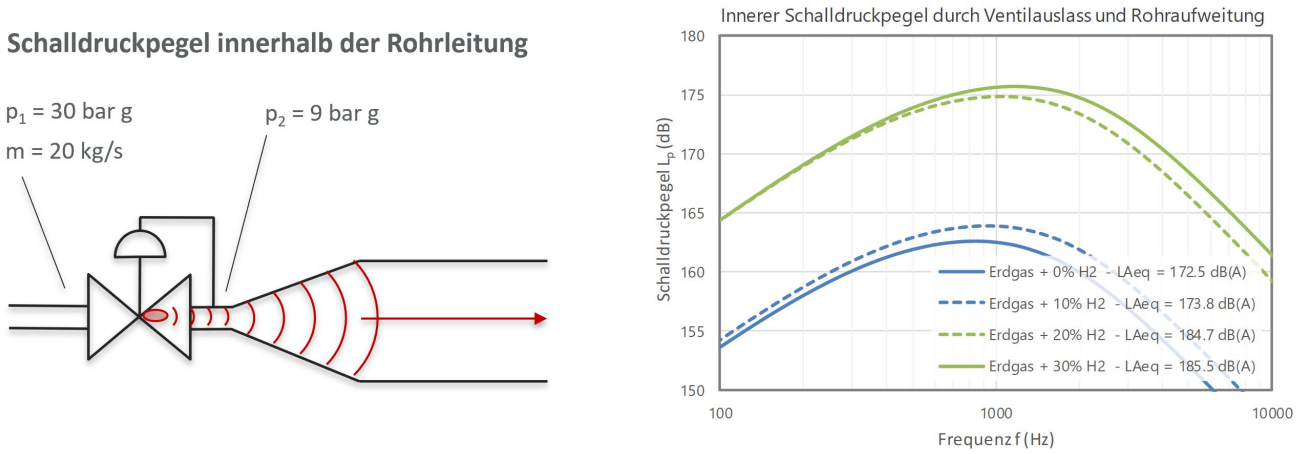


Abbildung 15: Schalldruckpegel in der Rohrleitung stromab einer Druckregelarmatur

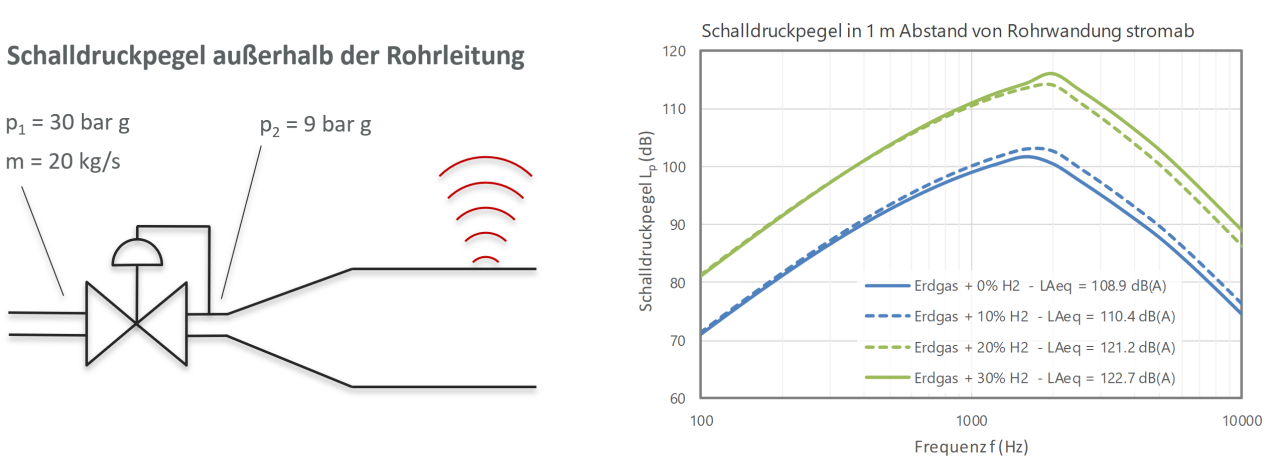


Abbildung 16: Schalldruckpegel in 1 m Abstand von der Rohrleitung stromab einer Druckregelarmatur

Wie aus diesem Beispiel zu erkennen ist, ist bereits bei gleichem Massenstrom von 20 kg/s und einer Beimischung von bis zu 30% H_2 mit einer deutlichen Erhöhung der Lärmemissionen der Rohrleitung stromab der Druckregelarmatur von immerhin 13,8 dB(A) zu rechnen.

Wird das bestehende Rohrleitungssystem von Erdgas auf Wasserstoff umgestellt, macht sich besonders die deutlich geringere Dichte von H_2 im Vergleich zum Erdgas bemerkbar. Wenn durch ein Rohrleitungsnetz die gleiche Leistung (Energie pro Zeit) transportiert werden soll, so muss die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Rohrleitung aufgrund der geringeren Dichte von Wasserstoff im Vergleich zu Erdgas um den Faktor 3,7 erhöht werden. Diese Erhöhung führt zu einem deutlichen Anstieg des strömungsbedingten Schalldruckpegels innerhalb der Rohrleitung und kann bis zu 7 dB(A) betragen. Da darüber hinaus die Verteilung des Schalldruckpegels in den einzelnen Oktavbändern verändert wird, nimmt in einigen Fällen die Schallabstrahlung der Rohrleitung zu, da mehr Energie in den Frequenzbereich verschoben wird, in dem die Schalldämmung der Rohrleitung ein Minimum hat. Insgesamt betrachtet kann die Umstellung des Mediums innerhalb der Rohrleitung von Erdgas auf Wasserstoff daher zu einer Erhöhung der Schallleistung der Rohrleitung von über 10 dB(A) führen (siehe Tabelle 1 und Abbildung 17).

Beispiel Strömungsrauschen:

Rohrleitung DN 250, Druck 50 bar a, Temperatur 20 °C

	Erdgas	H_2
Molmasse [kg/kmol]	19,02	2,016
Gaskonstante [J/(kg K)]	437	4124,6
Adiabatenexponent [-]	1,31	1,41
Normdichte [kg/m^3]	0,85	0,09
Heizwert [kWh/kg]	13,2	33,2
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	19,8	74,1
Leistung [MW]	1.798,5	1.798,5
Massenstrom [kg/h]	136.253,8	54.171,3
Volumenstrom [m^3/h]	3.491,0	13.100,0
Schallleistungspegel Strömungsrauschen [dB(A)]	73,7	80,6
Schallleistungspegel der von 1 m Rohrleitung abgestrahlt wird [dB(A)]	39,5	51,2

Tabelle 1: Gasdaten und Strömungsrauschen bei gleichem Energietransport (Leistung in MW) für Erdgas und Wasserstoff

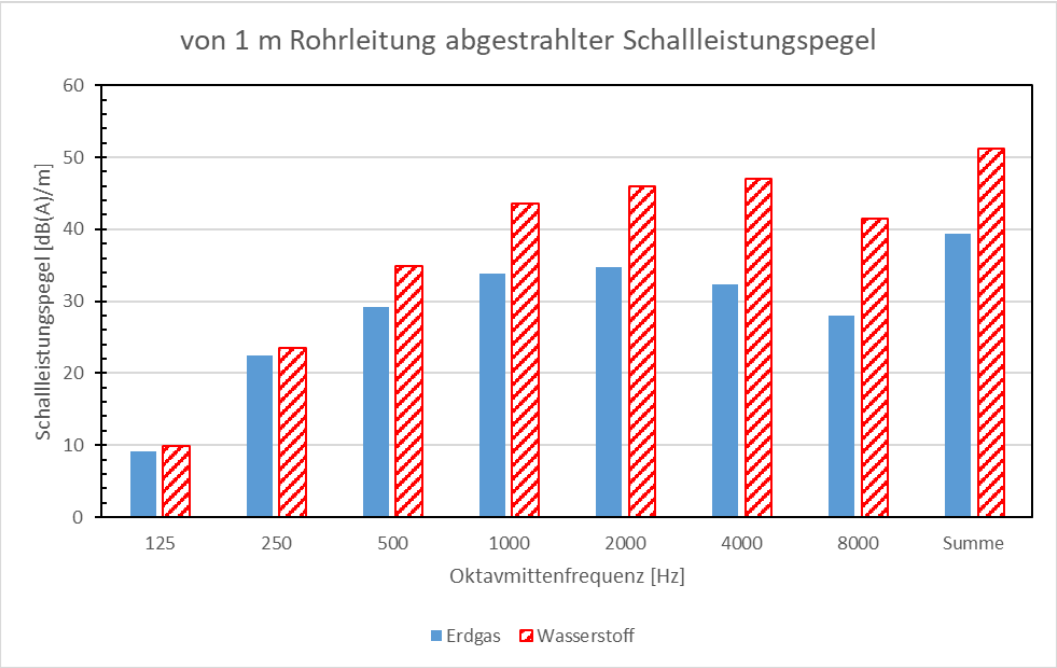


Abbildung 17: Schallleistungspegel der je Meter Rohrleitung abgestrahlt wird, Beispiel aus Tabelle 1

In vielen Anwendungsfällen mag diese Erhöhung der von der Rohrleitung abgestrahlten Schallleistung akzeptabel sein. In einigen Anwendungsfällen, insbesondere wenn die Lärmsituation auf dem Betriebsgelände oder in der Nachbarschaft in der Vergangenheit bereits zu Problemen geführt hat, kann durch die Änderung des Mediums innerhalb der Rohrleitung die Betriebsgenehmigung der Anlage aufgrund der erhöhten Lärmemissionen gefährdet sein. Hier gilt es, bereits im Planungsstadium den Einfluss der geplanten Änderung auf die Lärmsituation zu betrachten und ggf. entsprechende Minderungsmaßnahmen auszulegen.

Fazit

Lärmemissionen von Rohrleitungen führen in Industrieanlagen, in denen die Rohrleitungen über weite Strecken oberirdisch verlegt sind, oft zu Problemen durch erhöhte Lärmimmissionen in der Nachbarschaft. Durch eine akustische Betrachtung der relevanten Lärmquellen und Auswahl von z. B. lärmarmen Armaturen können bereits im Planungsstadium geeignete Maßnahmen ergriffen werden, um die Genehmigungsfähigkeit der Anlage zu gewährleisten. Auch kleine Veränderungen in den Betriebsparametern der Anlage durch die Veränderung der Gaszusammensetzung können zu einer Veränderung der Lärmemissionen führen und sollten daher im Vorfeld genau betrachtet werden.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 4

Mobile 70-MPa-Betankung für Wasserstofffahrzeuge und On-Board-Druckhaltesystem

Ing. BSc., Christoph NAGL

MAT Energy Systems GmbH

Abstract

Decarbonising non-road mobile machinery (NRMM) operating at remote and frequently changing sites requires hydrogen refuelling solutions capable of 700 bar operation with limited supporting infrastructure. This paper presents a mobile 700 bar refuelling concept that generates dispensing pressure hydraulically using a liquid-displacement (liquid-piston) principle with direct liquid–hydrogen contact.

The approach aims to maximise the usable fraction of transported hydrogen and leverages the temperature reduction of residual gas during cylinder blowdown as an intrinsic effect that can reduce vehicle tank temperature rise during fast filling. A four-cylinder system model was implemented in Simcenter Amesim and benchmarked at the dispenser interface against measured 700 bar refuelling data. At an ambient temperature of −0.3 °C, the proposed concept refuels a representative three-cylinder vehicle storage system with approximately 1.1 m³ volume from 16.1% to 99% state of fill in 11.8 min, reaching a final tank temperature of 53.5 °C. Under the same boundary conditions, the reference case yields 41.6 °C with pre-cooling and 62.3 °C without pre-cooling, indicating that the intrinsic cooling effect can reduce external cooling demand for the investigated scenario.

In addition, an onboard pressure retention concept for heavy duty on- and off-road vehicles (HDV) is proposed. A hydraulically actuated liquid-piston buffer is used to decouple rail pressure from tank pressure to support high-pressure direct injection (HPDI). A first-order assessment suggests that maintaining a 350 bar rail pressure down to low tank pressures requires auxiliary power on the order of 2% of engine output. Combined with exhaust heat recovery, the concept supports HPDI-based hydrogen combustion operation with brake thermal efficiency potential above 52%, compared with approximately 42% typically reported for port fuel injection (PFI) and low-pressure direct injection (LPDI).

First published in: Proceedings of the 47th International Vienna Motor Symposium, 22–24 April 2026, Vienna.

Kurzfassung

Die Dekarbonisierung von Non-Road Mobile Machinery (NRMM), die an abgelegenen und häufig wechselnden Einsatzorten betrieben wird, erfordert Wasserstoff-Betankungslösungen, die eine 700-bar-Betankung bei begrenzter Infrastruktur ermöglichen. In diesem Beitrag wird ein mobiles 700-bar-Betankungskonzept vorgestellt, das den Abgabedruck hydraulisch über ein Flüssigkeits-Verdrängungsprinzip (Flüssigkolben) mit direktem Flüssigkeits-Wasserstoff-Kontakt erzeugt.

Ziel des Ansatzes ist es, den nutzbaren Anteil des transportierten Wasserstoffs zu maximieren. Gleichzeitig wird die Abkühlung des Restgases während der Entspannung in den Speichern als intrinsischer Effekt genutzt, um den Temperaturanstieg im Fahrzeugtank bei Schnellbetankung zu begrenzen. Ein Vier-Zylinder-Systemmodell wurde in Simcenter Amesim implementiert und an der Dispenserschnittstelle mit gemessenen 700-bar-Betankungsdaten abgeglichen. Bei einer Umgebungstemperatur von −0,3 °C betankt das vorgeschlagene Konzept ein repräsentatives Drei-Zylinder-Fahrzeugspeichersystem mit knapp 1,1 m³ Füllvolumen von 16,1% auf 99% Füllstand in 11,8 min und erreicht dabei eine Endtanktemperatur von 53,5 °C. Unter denselben Randbedingungen ergibt der Referenzfall 41,6 °C mit Vorkühlung und 62,3 °C ohne Vorkühlung, was darauf hinweist, dass der intrinsische Kühleffekt im untersuchten Szenario den externen Kühlbedarf reduzieren kann.

Zusätzlich wird ein On-Board-Druckhaltekonzept für schwere Straßen- und Off-Road-Fahrzeuge (HDV) vorgeschlagen. Ein hydraulisch betätigter Flüssigkolben-Puffer entkoppelt den Einspritzdruck vom Tankdruck und unterstützt damit High-Pressure Direct Injection (HPDI). Eine Abschätzung erster Ordnung zeigt, dass zur Aufrechterhaltung eines Einspritzdrucks von 350 bar bis in niedrige Tankdruckbereiche eine Hilfsleistung in der Größenordnung von etwa 2% der Motorleistung erforderlich ist. In Kombination mit Abgaswärmerückgewinnung unterstützt das Konzept einen HPDI-basierten Wasserstoff-Verbrennungsbetrieb mit einem Potenzial für eine Brake Thermal Efficiency (BTE) von über 52%, gegenüber typischerweise rund 42% für Port Fuel Injection (PFI) und Low-Pressure Direct Injection (LPDI).

Erstveröffentlichung: Proceedings of the 47th International Vienna Motor Symposium, 22.–24. April 2026, Wien.

Table of contents

1. Introduction 19
2. Novel mobile hydrogen refuelling system 20
2.1. Overview of existing mobile hydrogen refuelling systems 20
2.1.1. Primary Architectural Categories 21
2.1.2. Secondary Operational Characteristics 21
2.1.3. Market Overview and Gap 22
2.2. Concept 23
2.2.1. System layout and prefilling 24
2.2.2. Refuelling sequence (principle of operation) 24
2.2.3. Hydrogen utilisation and transported capacity 26
2.2.4. Thermal effect and implications for pre-cooling 27
2.2.5. Key Components 27
2.3. Simulation Method 29
2.4. Simulation Results 30
2.4.1. Reference Case 30
2.4.2. Reference case without pre-cooling 31
2.4.3. Proposed MHRS refuelling 32
2.5. Discussion 32
3. Novel Pressure Retention System 34
3.1. Hydrogen Injection Concepts 34
3.2. Proposed Pressure Retention Concept 35
3.3. Power Demand of Pressure Retention Concept 36
3.4. Exhaust heat recovery for hydrogen preheating 37
3.5. Discussion 38
4. Summary and Outlook 39
Bibliography 40

1. Introduction

Non-road mobile machinery (NRMM) is an essential element of modern economies and includes construction and mining equipment, agricultural and forestry machinery, material handling vehicles, rail-bound equipment, and inland waterway vessels [1]. At the same time, NRMM is a major and frequently overlooked source of greenhouse gas (GHG) emissions and air pollutants. Recent work indicates that, in some European countries, NRMM-related CO_2 emissions can approach a substantial fraction of those from road transport, while particulate matter (PM) emissions can also match or exceed on-road levels [2].

Regulatory frameworks for NRMM have historically focused on pollutant limits (e.g., Stage V under Regulation (EU) 2016/1628) rather than explicit CO_2 reduction targets. Nonetheless, policy initiatives aiming at low- and zero-emission operation on construction sites and industrial deployments are expected to increase pressure for further GHG reductions in this segment [1] [3].

For high-utilisation NRMM applications, decarbonisation is technically challenging because machines typically require high continuous power, long operating hours, and are often deployed at remote and frequently changing sites (Fig. 1). Under such boundary conditions, battery-electric solutions may be constrained by charging time, peak-power demand and limited grid availability. Hydrogen powertrains therefore represent a relevant alternative, combining high gravimetric energy density with short refuelling times. Correspondingly, several OEMs have announced and demonstrated hydrogen-powered NRMM prototypes and pilot deployments (e.g., wheel loaders and excavators) [4] [5].



Fig. 1: Examples of remote operating environments of NRMM (image courtesy of Liebherr-Werk Bischofshofen)

A key barrier to broader deployment is refuelling infrastructure. Stationary hydrogen refuelling stations (HRS) can support selected use cases but are only partially suitable for distributed NRMM fleets, short-duration projects with moving work zones, and remote sites without reliable grid access. These constraints increase the relevance of mobile hydrogen refuelling systems (MHRS), particularly for 700bar (H70) applications where fast refuelling and high usable onboard inventory are required to achieve diesel-like operational availability.

This paper addresses the infrastructure challenge by proposing a displacement-based MHRS concept using a dedicated working fluid in direct liquid contact with hydrogen. The concept generates dispensing pressure hydraulically and aims to improve usable hydrogen utilisation from transported storage while reducing reliance on complex mechanical compression stages. In addition, the same working-fluid principle is extended to an onboard pressure retention concept that aims to stabilised supply pressures suitable for high-pressure injection strategies in hydrogen internal combustion engines (H_2-ICE). Both concepts are subject to patent protection [6] [7].

The remainder of this paper is organised as follows. Section 2 presents the displacement-based MHRS concept and evaluates its performance using simulations benchmarked against measured H70 refuelling data. Section 3 introduces the onboard pressure retention concept, discusses its relevance for HPDI-based hydrogen engine applications, and outlines the associated efficiency potential. Section 4 summarises the main findings and identifies priorities for future work.

2. Novel mobile hydrogen refuelling system

This section introduces a displacement-based principle for mobile high-pressure gaseous hydrogen refuelling intended for autonomous H70 operation in remote NRMM applications.

2.1. Overview of existing mobile hydrogen refuelling systems

In parallel with hydrogen NRMM prototype programs and early deployment in the road sector, a market for mobile hydrogen refuelling systems (MHRS) has emerged. MHRS are particularly relevant where grid access and permanent infrastructure are unavailable or where work locations change frequently. To compare existing solutions consistently, MHRS can be classified on the primary pressure-generation principle and secondary deployment-related characteristics.

2.1.1. Primary Architectural Categories

Two main architectures are commonly used to provide dispensing pressures of 350 bar (H35) or 700 bar (H70):

- **Compressor-based systems** actively raise hydrogen pressure from the supply storage level to the required dispensing pressure. This enables pressure generation largely independent of the upstream trailer pressure and typically yields a high hydrogen utilization. The trade-offs are increased system complexity, higher auxiliary energy demand, and higher investment and maintenance effort (especially for H70 fast filling with integrated cooling).
- **Cascade (pressure-transfer) systems** dispense hydrogen by controlled pressure equalization between high-pressure storage banks and the vehicle tank. They are comparatively simple and have low operational energy demand (when no cooling is installed). However, utilization is limited by residual gas remaining in the storage banks, and operation requires sufficiently high upstream storage pressure to achieve the target fill.

2.1.2. Secondary Operational Characteristics

Independently of the primary architecture, MHRS deployment is governed by the following practical attributes:

- **Transportability:** Systems are typically either **containerized** (modular, scalable, but higher setup effort and less suitable for frequent relocation) or **trailer-based** (road-legal, fast relocation, but constrained in onboard storage and packaging volume).
- **Degree of energy autonomy: Grid-dependent** MHRS enable continuous operation and reliable cooling performance where infrastructure is available, whereas **autonomous** MHRS integrate onboard power supply (e.g., fuel cell, battery, hybrid, or towing-vehicle supply), which is critical for remote NRMM sites.
- **Cooling capability:** For H70 fast filling, pre-cooling is generally required to limit tank temperature rise (e.g., T40 with hydrogen near −40 °C upstream of the dispenser). T20 (≈ −20 °C) may be applied for H35 fast filling or for reduced-rate H70 operation. Systems without cooling are typically limited to H35 or reduced filling rates at higher pressure.
- **Hydrogen supply configuration:** MHRS can use **integrated gaseous storage** (self-contained but capacity-limited), **external gaseous storage** (exchangeable modules enabling continued operation at the expense of logistics and interfaces), **internal liquid hydrogen** storage (higher transported inventory but cryogenic complexity and boil-off

considerations), or **external liquid hydrogen** storage (separating refuelling platform and cryogenic supply with similar trade-offs).

2.1.3. Market Overview and Gap

A non-exhaustive scan of commercially available MHRS (Table 1) shows that both compressor-based and cascade solutions exist across multiple transport configurations and supply concepts.

However, the European market offers limited availability of autonomous, trailer-based MHRS capable of H70 fast filling for heavy-duty NRMM use cases, particularly where machinery has restricted self-mobility (e.g., crawler excavators), sites change frequently, and grid access is not assured. This gap motivates the displacement-based mobile H70 concept proposed in Section 2.2.

Table 1: Overview of existing Mobile Hydrogen Refuelling Systems

Manufacturer	System Name	Manufacturer Location	Refuelling Architecture	Dispensing Pressure	Transport Configuration	Energy Supply	Pre-Cooling Capability	Hydrogen Supply Configuration	Storage Capacity	Dispensing Capacity	Length
Air Products [8]	Portable Hydrogen Fueler	USA	Cascade System	H35	Trailer-based	autonomous	none	Integrated gaseous storage	150kg	Not disclosed	40 ft (est.)
Ataway [9]	Mobile Hydrogen Stations	France	not disclosed (likely Cascade System)	H35	Trailer-based	not disclosed (likely autonomous)	none	Integrated gaseous storage	not disclosed	150 kg/d	15 ft (est.)
Ataway [9]	Compact Hydrogen Stations	France	Compressor-Based	H35/H70	Containerized	grid based	Not disclosed	External gaseous storage (est.)	not disclosed	300 kg/d	20 ft (est.)
Hexagon Purus ASA [10]	Mobile hydrogen refueling station	Norway	Cascade System	H35	Trailer-based	not disclosed (likely autonomous)	none	Integrated gaseous storage	not disclosed	not disclosed	40 ft (est.)
HNO International [11]	Mobile Hydrogen Refueling System (MHRS)	USA	Compressor-based	H35/H70	Trailer-based	grid-dependent - 150kW (480V/ 3PH)	T40	External gaseous storage (est.)	not disclosed	not disclosed	53 ft
HyKit [12]	Mobile Refueller	UK	Cascade System	H35	Containerized	not disclosed (likely autonomous)	no	Integrated gaseous storage	75kg (50kg usable)	not disclosed	10 ft
HyKit [12]	Mobile Hydrogen Compressor	UK	Compressor-Based	H35/H70	Containerized	grid-dependent - 49.9 kW (excluding Chiller)	External chiller required	External gaseous storage	not disclosed	25 kg/h	20 ft
Hylium Industries [13]	Mobile Hydrogen Refueling Station (HYGS)	Korea	Compressor-Based	H35/H70	Trailer-based	not disclosed (likely autonomous)	T40 (est. Due to liquid supply)	Internal liquid storage	175 kg	not disclosed	20 ft (est.)
ONE H2 [14]	Mobile Refueler M80	USA	Cascade System	H35/H70	Trailer-based	autonomous	optional T20/T40	Integrated gaseous storage	80kg (60kg usable)	not disclosed	30 ft
ONE H2 [14]	Mobile Refueler M250	USA	Cascade System	H35/H70	Trailer-based	autonomous	optional T20/T40	Integrated gaseous storage	240kg (160kg usable)	not disclosed	30 ft
ONE H2 [14]	Mobile Refueler M400	USA	Cascade System	H35/H70	Trailer-based	autonomous	optional T20/T40	Integrated gaseous storage	400kg (280kg usable)	not disclosed	53 ft
Taylor-Wharton [15]	Mobile Hydrogen Refueler	USA	not disclosed (likely Compressor-based)	not disclosed	Containerized	not disclosed (likely grid-dependent)	Not disclosed	internal gaseous storage & external liquid storage (est.)	172kg	not disclosed	50 ft

est. = Estimated based on publicly available product images and technical documentation.

2.2. Concept

The concept uses a dedicated working fluid in direct contact with hydrogen to hydraulically displace and pressurize the gas, thereby combining advantages of cascade refuelling (pressure equalisation) and controlled pressure generation without a conventional multi-stage gas compressor (Fig. 2–Fig. 5).

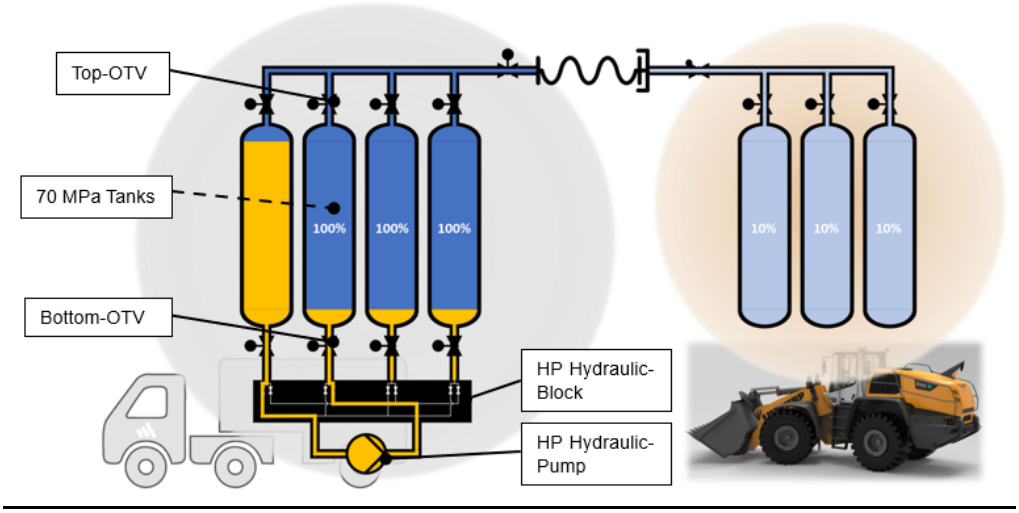


Fig. 2: schematic drawing of the proposed MHRS concept (working fluid is yellow, hydrogen is blue)

2.2.1. System layout and prefilling

The MHRS comprises multiple high-pressure storage cylinders (70 MPa) and a hydraulic circuit. Prior to deployment, the mobile unit is connected to a stationary supply station (public or private) and prefilled to 100% state of charge (SOC) (Fig. 4). One cylinder initially contains the working fluid, while the remaining cylinders contain hydrogen.

2.2.2. Refuelling sequence (principle of operation)

After coupling the NRMM storage system to the MHRS, refuelling proceeds in two coupled processes (Fig. 5):

1. Initial equalisation: hydrogen transfer is initiated via controlled pressure equalisation between the active MHRS cylinder and the vehicle storage, analogous to a cascade system.
2. Hydraulic displacement / pressurisation: in parallel, a high-pressure hydraulic pump transfers the working fluid from the reservoir cylinder into the active hydrogen cylinder. The rising liquid level displaces hydrogen into the vehicle tanks and maintains the required pressure differential for refuelling.

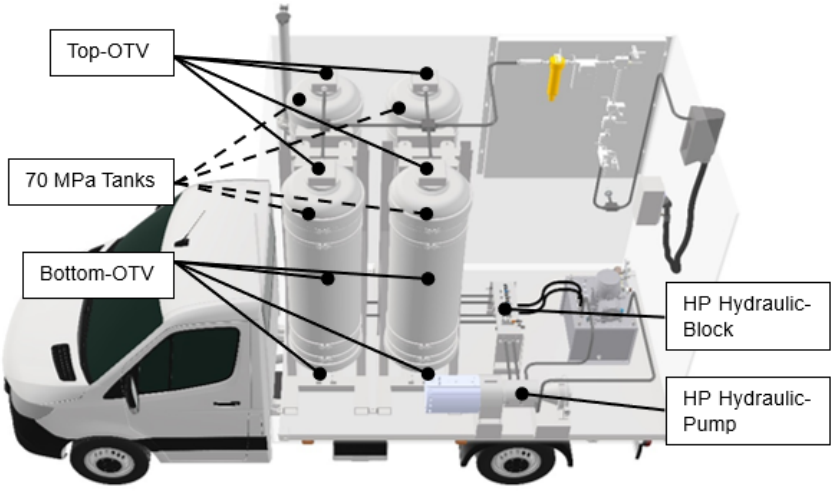


Fig. 3: 3D-Mock-Up the proposed MHRS



Fig. 4: Filling of the proposed MHRS at a public fuelling station

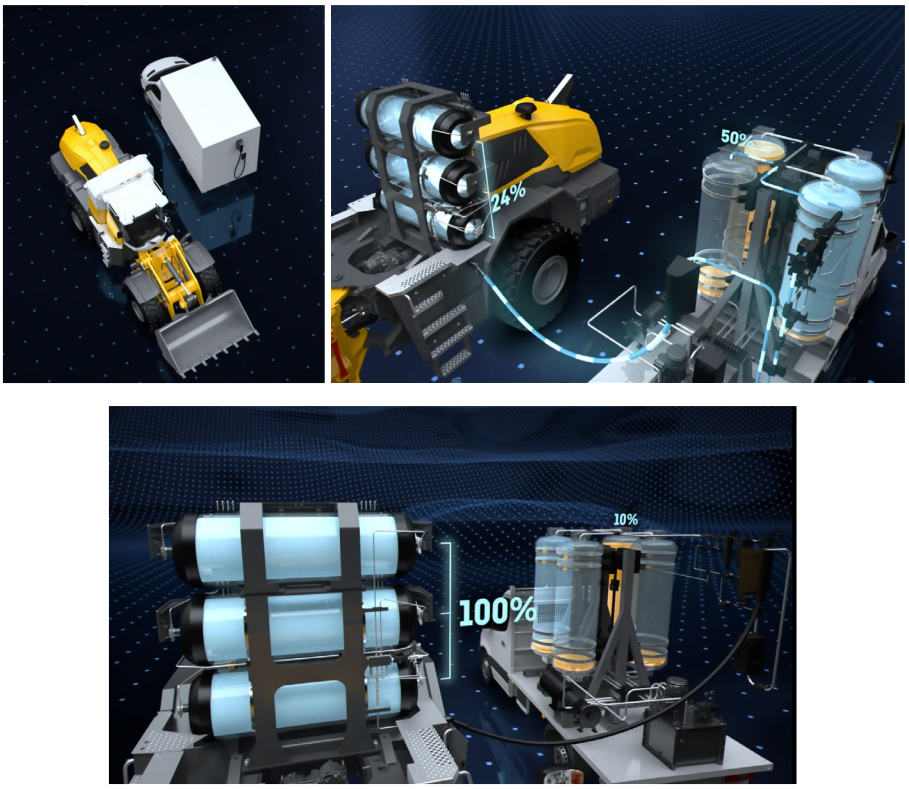


Fig. 5: Refuelling of a NRMM with the proposed MHRS

3. Sequential cylinder switching: once the active cylinder reaches a high liquid fill fraction (e.g., >95% of volume), the upper on-tank valve (OTV) of this cylinder is closed on the hydrogen side, the next cylinder is opened, and the hydraulic block redirects flow to the next cylinder. This sequence is repeated across all storage cylinders.

2.2.3. Hydrogen utilisation and transported capacity

A key objective is to maximise usable hydrogen from transported storage. In the proposed operating mode, >90% of the hydrogen initially stored in the refueller can be dispensed to the vehicle, thereby reducing residual gas left in the storage cylinders. If the cylinder dedicated to the working fluid is included in the accounting, the effective utilisation of a four-cylinder configuration is approximately 75%, which is in the range of high-performing cascade concepts [14]. When scaled to a trailer-sized configuration (≈30 cylinders), the concept indicates >85% utilisation and a refuellable capacity on the order of ≈400 kg hydrogen, while retaining a trailer-based deployment concept.

2.2.4. Thermal effect and implications for pre-cooling

During refuelling, hydrogen expansion within the MHRS storage cylinders leads to a temperature decrease. As a result, the residual hydrogen in the cylinders is typically at a lower temperature than under the initial storage conditions. In subsequent filling steps, dispensing this colder gas can reduce the thermal load on the vehicle tanks and may lower the required external cooling duty compared with conventional cascade systems, in which the cold gas largely remains in the storage cylinders. The achievable reduction in active pre-cooling depends on boundary conditions such as ambient temperature, initial storage temperature, and mass flow rate, and is quantified in Section 2.4.

2.2.5. Key Components

The displacement-based MHRS requires dedicated components because the hydraulic circuit operates at up to 875 bar and the working fluid is in direct contact with hydrogen. The following overview (table 2) summarizes key requirements (R), current evidence/status (S), and remaining open items/risks (O).

Table 2: Key components and development status

Component	Summary (R = requirement, S = status/evidence, O = open items/risks)
Working fluid	**R:** chemical/mechanical stability under cyclic high pressure; low H_2 solubility and low vapour pressure; compatibility with Type IV polymer liner; hydrogen purity per SAE J2719. **S:** 3-month exposure of Type IV liner samples to H_2 at 900 bar in direct contact with the fluid: no relevant changes; hydrogen purity within SAE J2719 limits. Dynamic solubility test (50 L vessel, 10–700 bar, >80 cycles): average carryover 3.7×10^{-6} kg H_2/kg fluid/cycle; no observable bubble formation during depressurisation. Ready for validation under representative conditions. **O:** long-term aging over full temperature range and duty cycle; field validation incl. purity monitoring/filtration concept
High-pressure pump	**R:** ≈115 L/min at up to 875 bar on suction and discharge; compatibility with working fluid (viscosity/lubricity); durability under cycling. **S:** initial prototypes did not reach stable long-duration operation at maximum pressure and failed durability targets; current prototype based on a proven 700 bar architecture adapted to requirements and ready for validation. **O:** lifetime/durability at 875 bar; efficiency/thermal management
On-tank valves (OTV)	**R:** ECE R134 / ISO 19880-1 compliance; upper OTV with high H_2 mass flow; lower OTV for working fluid (~115 L/min) plus integrated level measurement; -40 °C to +85 °C; up to 875 bar. **S:** tailored prototype OTVs developed with industrial partner; prepared for validation under representative conditions. **O:** verified flow capacity (Cv), response times and leak tightness over lifetime; certification/qualification pathway.
High-pressure hydraulic block	**R:** compact integration of valve functions; 875 bar and ~115 L/min capability; reduced mass/footprint compared to discrete valves. **S:** integrated block prototype developed with partner; prepared for performance and durability validation. **O:** endurance under cycling; contamination sensitivity and serviceability; production cost and assembly concept.
High-pressure tank (Type IV)	**R:** economically viable large volume for vertical transport (~350 L); boss openings at both ends to integrate high-flow OTVs; liner compatibility with working fluid; compliance with ECE R134 for on-road applications. **S:** suitable supplier identified; technical documentation and liner samples provided; configuration prepared for validation under representative conditions. **O:** additional certification (e.g., TPED or other framework) for the intended MHRS use; integration constraints (dual OTVs + level sensing); long-term compatibility under field cycling.

2.3. Simulation Method

A simulation study was conducted in Simcenter Amesim to assess feasibility and thermodynamic behaviour of the proposed displacement-based MHRS concept under representative H70 refuelling conditions. The analysis focuses on refuelling performance (time and SOC) and tank temperature evolution as key constraints for high-pressure refuelling.

A four-cylinder MHRS configuration was implemented (total hydrogen storage volume ≈ 1100 L). On the vehicle side, a three-cylinder tank system with equal cylinder size was modelled. This represents the largest vehicle storage that can be fully refuelled by the four-cylinder MHRS variant.

At simulation start, all components are set to ambient temperature, and the MHRS storage is assumed at 100% SOC at ambient conditions. The model includes pressure losses and heat transfer effects; parameters were chosen based on prior experience with hydrogen refuelling simulations validated against experimental filling processes.

For modelling hydrogen thermodynamics in the simulations, the Soave-Redlich-Kwong equation of state was applied.

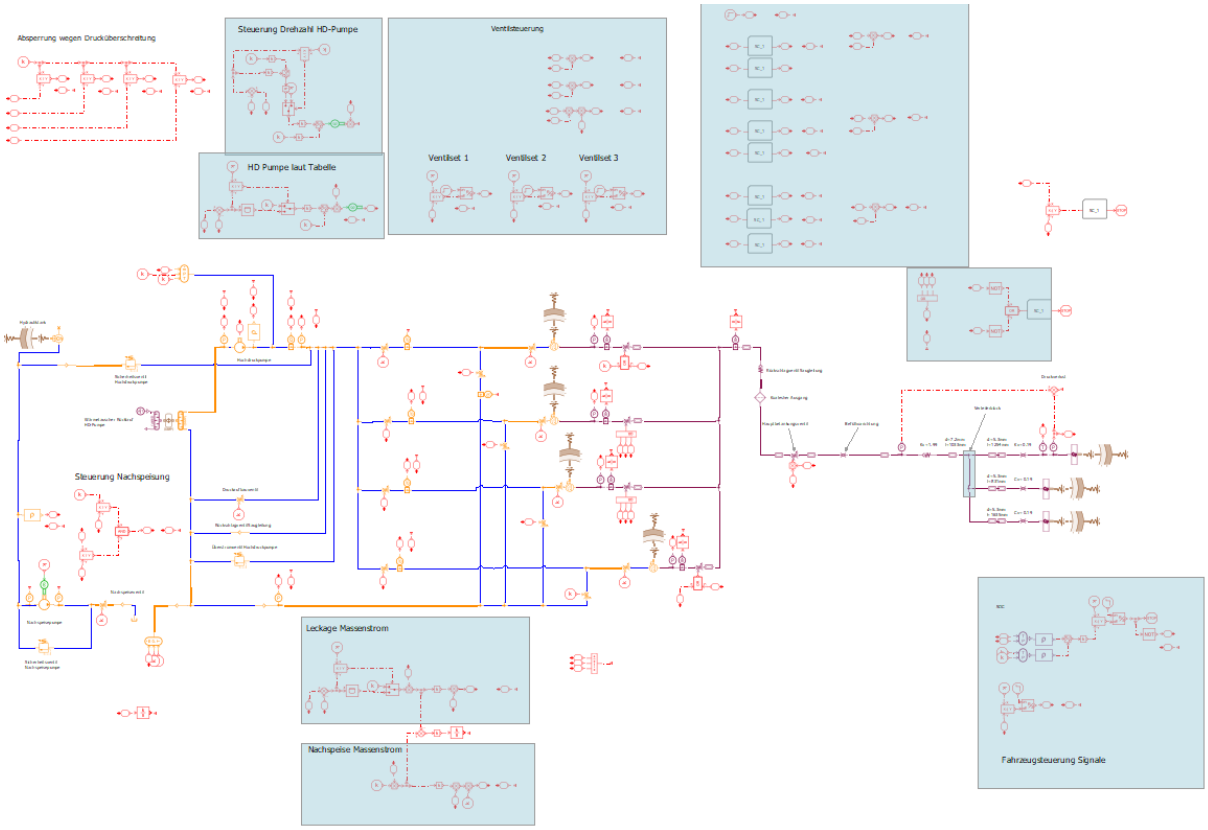


Fig. 6: Screenshot of the Amesim model of the proposed MHRS

2.4. Simulation Results

2.4.1. Reference Case

To benchmark the model, measured normal flow refuelling data from a public H70 station serving a heavy-duty vehicle were applied at the dispenser interface (recorded mass flow and pressure). To ensure comparability with the MHRS case, the mass flow was scaled to match the (slightly smaller) modelled vehicle tank volume.

Measured conditions/results were:

- Initial vehicle tank pressure: 71 bar
- Initial vehicle tank temperature: -16.1 °C
- Ambient temperature: -0.3 °C
- State of charge (SOC): 16.1% to 98%
- Final pressure: 752 bar
- Final temperature: 40.8 °C
- Refuelling time: 32 min

The simulated outcome was SOC 16.1% to 99%, final temperature 41.6 °C, final pressure 758 bar, and refuelling time 31.2 min. The close agreement in final pressure and temperature indicates that the selected tank and heat-transfer parameters reproduce the reference refuelling event with sufficient accuracy for subsequent comparative analyses.

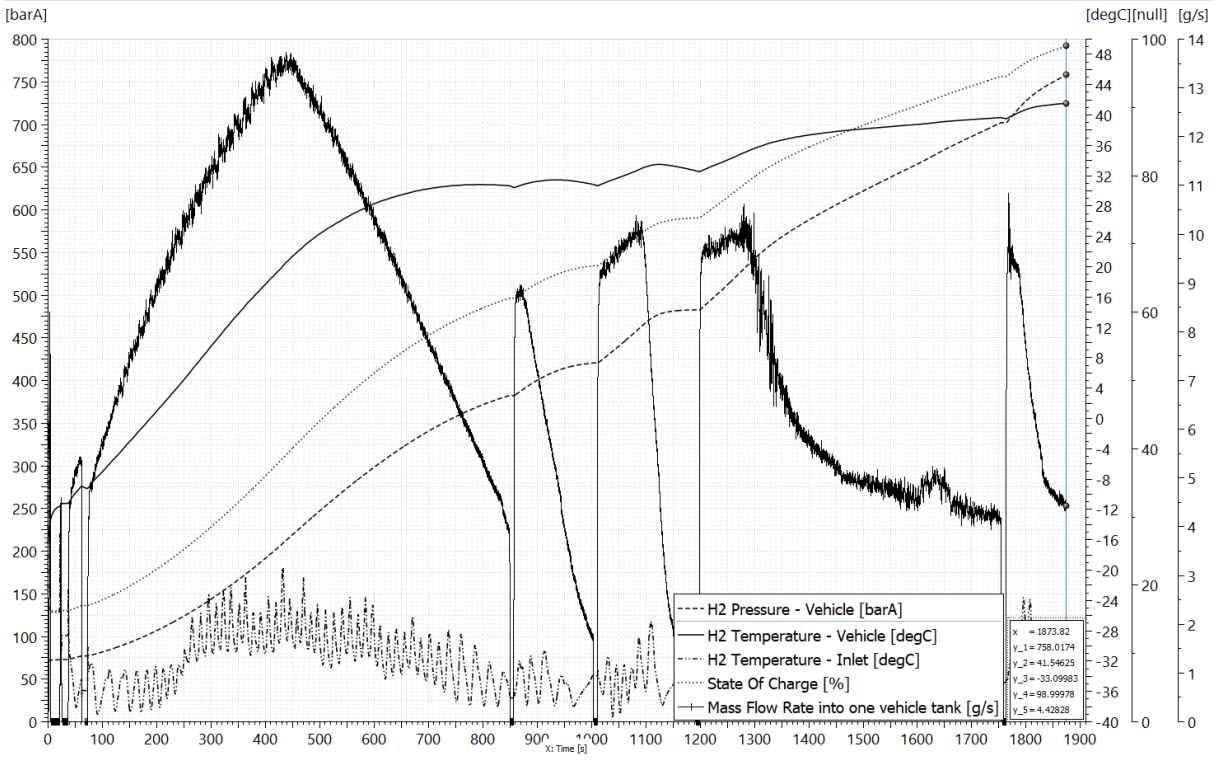


Fig. 7: Simulated refuelling of a three-cylinder vehicle tank system using real dispenser interface

2.4.2. Reference case without pre-cooling

To quantify the effect of active cooling, the reference case was re-simulated without pre-cooling. Because the measured dataset did not include hydrogen temperature upstream of the cooling unit, the inlet temperature was set to ambient as a conservative approximation.

SOC and refuelling time remained unchanged (identical mass flow profile), while the final tank temperature increased to 62.3°C and final pressure to 811.6 bar. The final temperature was 20.6 °C higher than the cooled reference case.

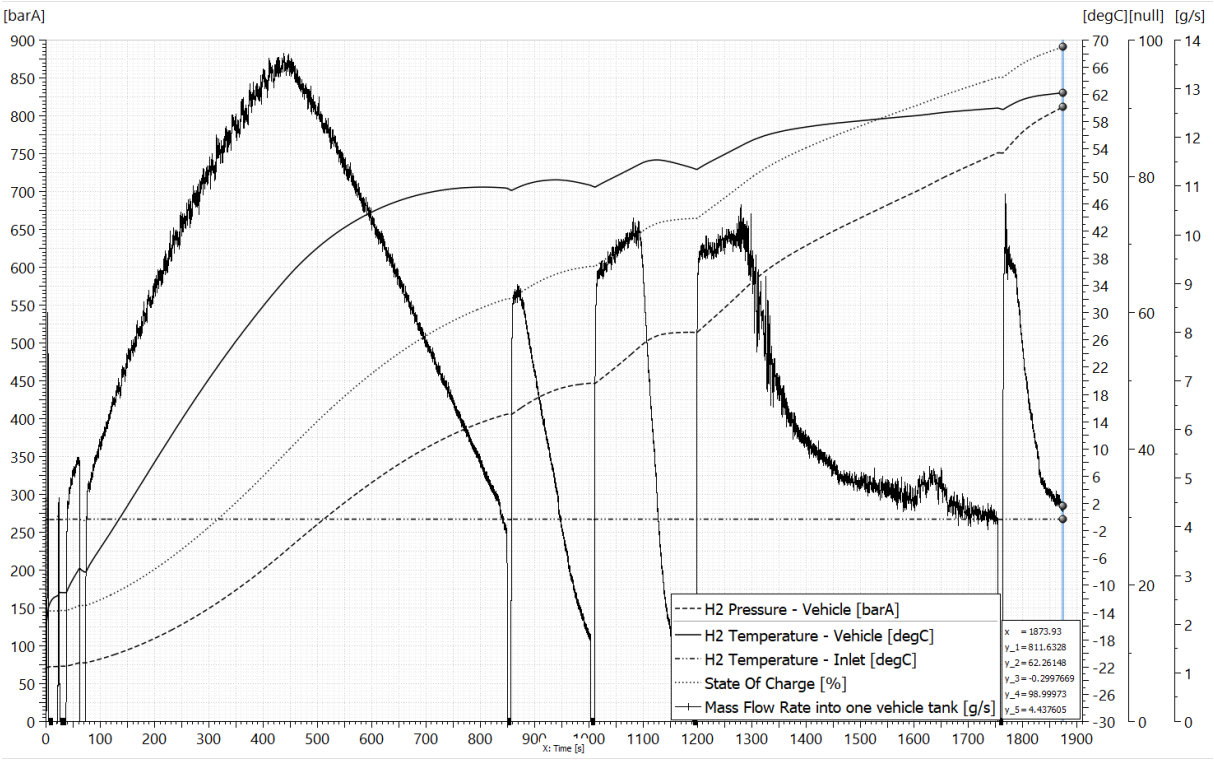


Fig. 8: Simulated refuelling of a three-cylinder vehicle tank system without cooling

2.4.3. Proposed MHRS refuelling

Finally, refuelling with the proposed MHRS was simulated using the four-cylinder configuration at ambient temperature -0.3 °C. In contrast to the reference station dataset (standard-flow H70 station), the MHRS case was not restricted to the reference mass-flow level, allowing higher flow consistent with the concept.

The results were SOC 16.1% to 99%, final temperature 53.5 °C, final pressure 789 bar, and refuelling time 11.8 min.

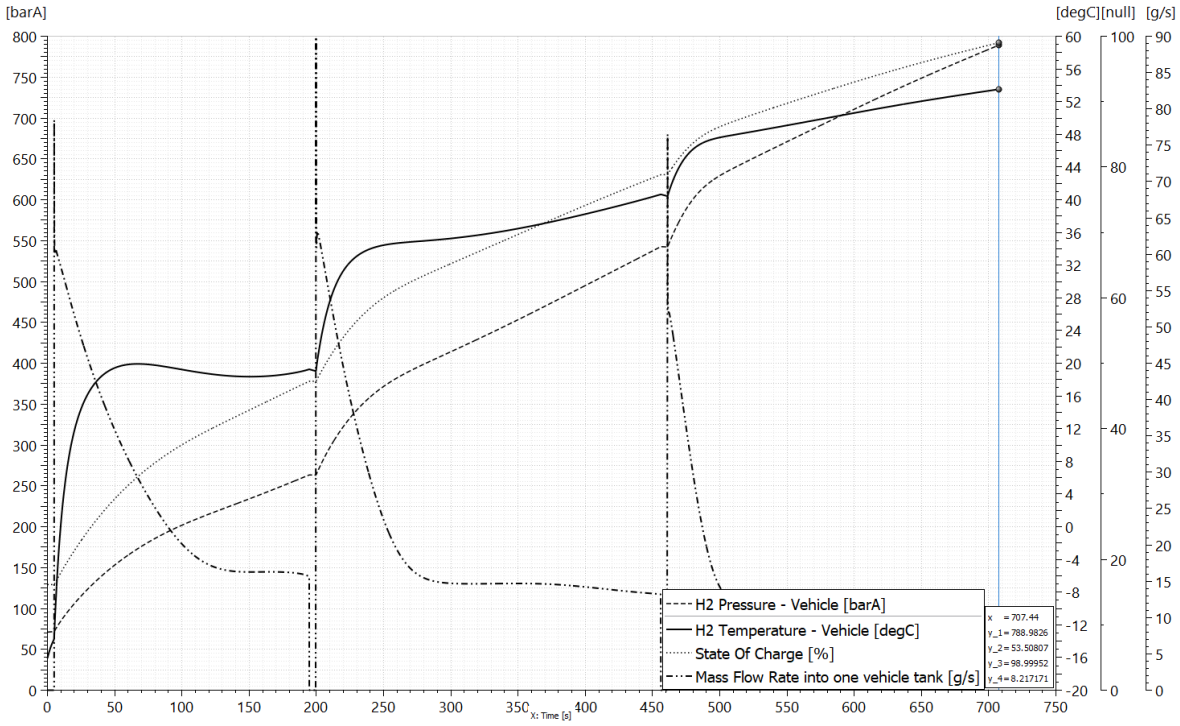


Fig. 9: Simulated refuelling of a three-cylinder vehicle tank system with proposed MHRS

2.5. Discussion

The comparison with the no-cooling reference indicates that intrinsic cooling effects associated with the concept (expanded, low-temperature residual hydrogen) can substantially mitigate tank temperature rise under the investigated boundary conditions. These results require experimental validation under representative operating conditions, including sensitivity to ambient temperature and initial storage temperature.

Table 3: key results of the simulations

Case	Pre-cooling	Refuelling time (min)	SOC (%)	Final T (°C)	Final p (bar)
Reference (measured boundary conditions applied)	Yes	31.2	16.1 → 99	41.6	758
Reference (no pre-cooling)	No	31.2	16.1 → 99	62.3	811.6
Proposed MHRS	Not required in this scenario	11.8	16.1 → 99	53.5	789

3. Novel Pressure Retention System

Beyond the refuelling infrastructure, the vehicle-side hydrogen supply architecture is a key determinant for the operational practicality of hydrogen-powered heavy-duty vehicles (HDV). While fuel cell powertrains can achieve high conversion efficiencies, their deployment in construction, mining, and similar duty cycles imposes additional requirements related to dust exposure, vibration loads, mechanical shocks, and operation on inclines. In this context, several OEM activities continue to consider hydrogen internal combustion engines (H_2-ICE) as a robust alternative that can leverage established engine platforms and packaging concepts.
For high-pressure onboard storage, the usable hydrogen mass is limited by the pressure difference between the initial tank pressure and the minimum permissible residual pressure. From a range perspective, it is therefore attractive to draw storage systems down to low residual pressures. However, for H_2-ICE concepts the available supply pressure directly constrains mixture formation and injection strategy. This becomes particularly relevant when transitioning from low-pressure injection concepts to high-pressure direct injection (HPDI), which requires a stable rail pressure typically in the range of 250–350 bar [16].

3.1. Hydrogen Injection Concepts

Most hydrogen engine demonstrators apply premixed concepts, typically port fuel injection (PFI) and, to a lesser extent, low-pressure direct injection (LPDI). Both strategies rely on spark ignition and operate at comparatively low injection pressures, which reduces supply-system complexity. In contrast, HPDI targets late-cycle injection and diffusion-controlled combustion, enabling higher specific power and improved brake thermal efficiency (BTE) at the expense of substantially increased supply pressure requirements [16]. Table 4 summarizes the characteristic ranges commonly reported for hydrogen combustion concepts.

Table 4: Main characterization of hydrogen injection concepts [16] [17] [18]

Injection Strategy	Injection Pressure	Brake Thermal Efficiency
Port Fuel Injection (PFI)	≤ 25 bar	36 - 42 %
Low Pressure Direct Injection (LPDI)	≤ 60 bar	42 %
High Pressure Direct Injection (HPDI)	250 - 350 bar	45 – 51.5%

The efficiency potential of HPDI is linked to its ability to shift injection towards later phases of the compression stroke. This can improve charge exchange and volumetric efficiency, mitigate knock propensity, and provide additional control authority for mixture formation and combustion phasing. At the same time, HPDI demands a hydrogen rail pressure that remains sufficiently high and dynamically stable under transient operation. Discrete injection events

can induce rapid pressure fluctuations in the rail, making pressure stabilization a functional requirement rather than a secondary design objective.

Conventional onboard solutions for generating HPDI-level pressures typically rely on mechanically driven high-pressure pumps or multi-stage compression systems. These approaches introduce dynamic sealing interfaces, parasitic power demand, and additional component and control complexity, which can be critical in mobile applications with demanding durability and packaging constraints [16].

Reported peak BTE values of up to 51.5% for HPDI indicate a substantial efficiency increase compared to low-pressure hydrogen injection concepts. These values also fall within the range commonly reported for hydrogen fuel cell system efficiencies (approximately 47.3–53%) [19]. It should be noted that these efficiencies are reported for different system boundaries and are therefore not strictly comparable. Nevertheless, they provide a useful order-of-magnitude indication of achievable conversion efficiency, and the similarity of the reported ranges motivates further assessment of HPDI-based H_2-ICE concepts.

3.2. Proposed Pressure Retention Concept

To address the pressure-supply requirements of HPDI, a hydraulically coupled gas compression and pressure retention concept is proposed. The approach is based on a liquid-piston principle in which hydrogen pressure is transmitted directly through a nearly incompressible hydraulic working fluid. In contrast to conventional piston compressors, the concept avoids high-speed, dry-running sealing interfaces between a moving piston and the gas phase. Instead, pressure is regulated via hydraulic displacement, with the gas side connected to one or more comparatively small, liquid-filled pressure vessels acting as actively controlled buffer volumes.

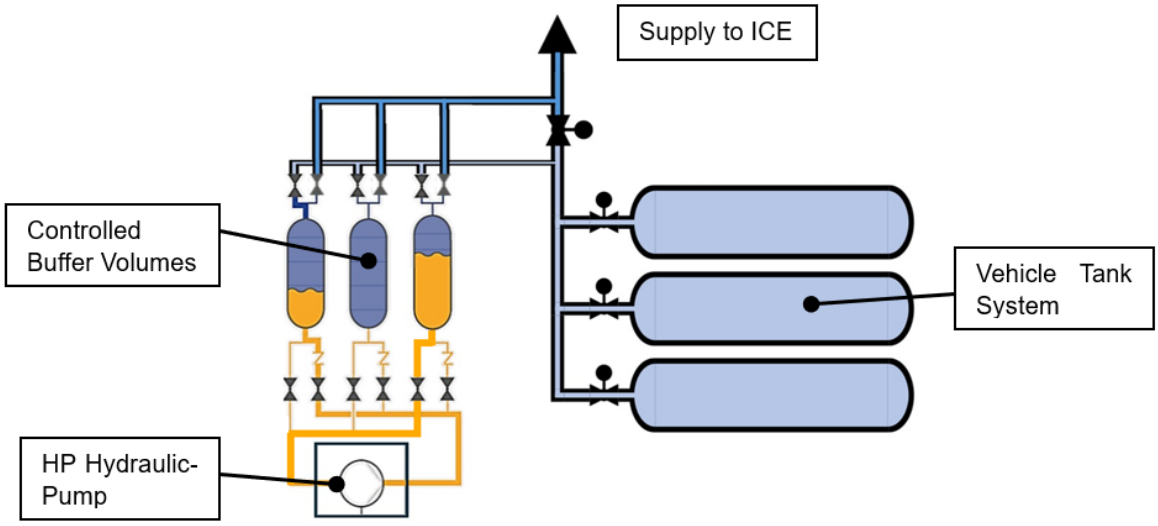


Fig. 10: schematic drawing of the proposed pressure retention concept (working fluid is yellow, hydrogen is blue)

Functionally, the buffer vessels are connected on the gas side to the vehicle storage tanks, while the liquid side is actuated to increase or decrease the level. By reciprocating hydraulic displacement between at least two interconnected vessels, hydrogen can be boosted to and maintained at the rail pressure required by HPDI operation. Decoupling rail pressure from the instantaneous tank pressure enables consistent injector boundary conditions as storage pressure decreases during operation.

A further characteristic of the liquid-piston approach is its intrinsic heat transfer capability: the hydraulic medium and vessel walls provide an effective path for heat rejection during compression. For the present concept, components are designed for operating pressures up to 875 bar, providing a substantial pressure margin relative to the targeted rail pressure range and supporting structural robustness under heavy-duty on- and off-road conditions.

3.3. Power Demand of Pressure Retention Concept

To quantify the auxiliary power requirement associated with rail pressure provision, an idealized compression assessment is performed for a fixed delivery pressure of $p_2 = 350$ bar while the tank pressure p_1 decreases during operation. Three reference trajectories are considered: ideal isothermal compression (lower bound), ideal adiabatic compression (upper bound), and an intermediate polytropic process intended to represent near-isothermal behaviour due to effective heat rejection in the liquid-piston arrangement. Following M. Specklin et al. [20], the polytropic path is approximated with a constant exponent $n = 1.05$.

For the polytropic case and ideal-gas behaviour, the specific compression work can be expressed as

$$w_{\mathrm{poly}} = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

with R the specific gas constant of hydrogen and T_1 the inlet temperature. The corresponding compressor power is

$$P_{\mathrm{comp}} = \dot{m}_{\mathrm{H_2}} w_{\mathrm{poly}}$$

To relate the compression demand to an engine-relevant operating point, a hydrogen mass flow rate of $\dot{m}_{\mathrm{H_2}} = 12$kg/h is assumed. Using the lower heating value of hydrogen (LHV = 119.96 MJ/kg) and a brake thermal efficiency (BTE) of $\eta = 0.515$ [17], the associated engine output is

$$P_{\mathrm{e}} \approx \eta \dot{m}_{\mathrm{H_2}} LHV \approx 205 \text{ kW}.$$

For a representative 700 bar tank system, the pressure-retention workload was also evaluated over tank depletion from 700 bar to 20 bar (100% SOC to 4.1% SOC). The mass-flow-weighted mean power demand for the polytropic case is around 2.2 kW. Maintaining higher residual tank pressures further reduces the required compression work, but at the expense of reduced usable hydrogen inventory.

The overall efficiency of the pressure-retention system remains to be quantified, including hydraulic pressure losses and pump efficiency. Depending on the hydraulic architecture, typical efficiencies range from approximately $\eta =$ 0.55 to 0.8 [21]. Under conservative assumptions, the mean auxiliary power demand could increase to around 4 kW. For an engine output of 205 kW, this corresponds to roughly 2% of the output power and would reduce the overall brake thermal efficiency accordingly to $\eta = 0.505$.

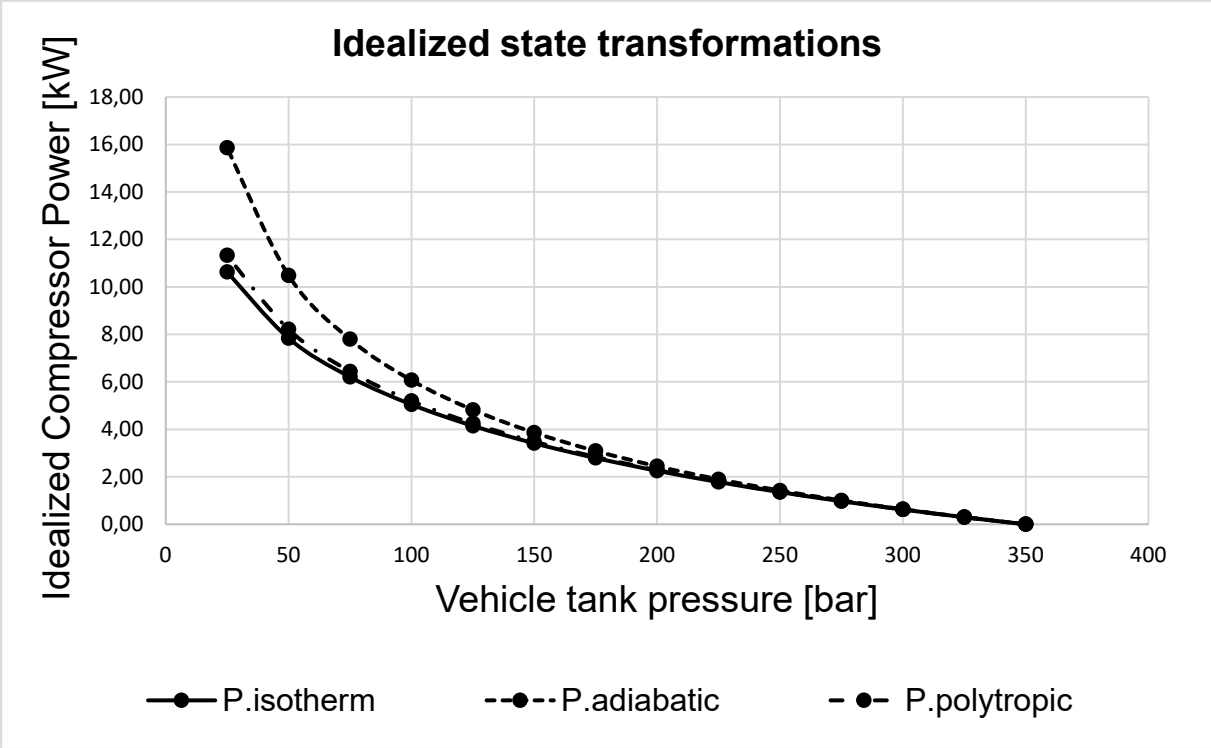


Fig. 11: Idealized state transformations

3.4. Exhaust heat recovery for hydrogen preheating

Hydrogen is characterised by a comparatively high gravimetric heat capacity. Recovering waste heat from the exhaust to preheat hydrogen prior to high-pressure direct injection can therefore increase the sensible energy carried into the cylinder and, in principle, improve the overall cycle efficiency.

As an illustrative example, heating hydrogen from 25 °C to 350 °C (at 350 bar) increases its specific enthalpy by Δh = 4.79 MJ/kg. In comparison, the lower heating value of hydrogen is LHV = 119.96 MJ/kg. If the total specific enthalpy input to the process is held constant, this additional sensible enthalpy would allow a reduction in fuel mass flow of about 3.78%.

Using the baseline efficiency calculated in Section 3.3 (η = 0.505), and assuming that the conversion efficiency with respect to the total enthalpy input remains unchanged, the corresponding efficiency increases to η = 0.525.

This estimate represents an upper-bound, as it implicitly assumes that the engine's overall conversion characteristics are unaffected by fuel preheating. In practice, preheating alters

injection and mixing behaviour, local thermodynamic states during compression, and the subsequent combustion phasing, all of which can modify heat transfer and irreversibility. Further investigation of these combustion-dynamic effects and the associated loss mechanisms is therefore required to quantify the practically achievable fuel reduction from exhaust-gas heat recovery.

3.5. Discussion

An onboard pressure-retention system enables HPDI operation over a broader storage-pressure range and can support exhaust heat recovery measures. Taken together, these approaches indicate potential to increase BTE from typical premixed concepts (PFI/LPDI) from around 42% towards values above 52% for HPDI.

4. Summary and Outlook

The proposed MHRS concept enables H70 refuelling via hydraulic pressure generation with direct liquid contact, targeting high hydrogen utilisation and reduced reliance on active pre-cooling.

A four-cylinder system model in Simcenter Amesim was benchmarked against measured H70 dispenser-interface data. The reference simulation achieved 16.1% → 99% SOC in 31.2 min at 41.6 °C final tank temperature, while removing pre-cooling increased final temperature to 62.3 °C. The proposed MHRS case reached 16.1% → 99% SOC in 11.8 min at 53.5 °C final temperature, indicating that intrinsic cooling effects can limit tank temperature rise under the investigated conditions. Nevertheless, further experimental validation is required to substantiate the simulation outcomes and to quantify achievable performance under real operating conditions.

Prototype implementation and initial validation activities are planned within the funded research project H2Site (Austrian Research Promotion Agency, FFG). The project is a joint effort of MAT Energy Systems, Liebherr-Werk Bischofshofen, the Institute of Powertrain and Automotive Technology at TU Wien, and A. Tobias GmbH. In the broader context of hydrogen deployment in the non-road sector, mobile fast-filling refuelling systems are expected to play an enabling role, particularly for remote and infrastructure-limited applications. Based on the current analysis, the proposed MHRS architecture may enable rapid H70 refuelling in a trailer-based configuration with integrated gaseous storage and comparatively low auxiliary energy demand. Economic implications should be treated as preliminary until validated with prototype data.

In addition, the proposed onboard pressure retention concept applies a hydraulically actuated liquid-piston mechanism to provide stable rail pressures for HPDI operation with reduced reliance on high-speed dynamic gas seals and with favourable heat rejection characteristics. A power-demand assessment suggests that the auxiliary energy requirement is modest relative to engine output. In combination with exhaust heat recovery, the concept supports HPDI-based operation with brake thermal efficiency estimates above 52%, compared with approximately 42% typically reported for PFI and LPDI. These values are subject to validation and depend on system-level efficiencies and combustion behaviour under HDV-representative operating conditions.

Future work should therefore focus on prototype testing of the MHRS and pressure-retention concepts, including experimental verification of refuelling performance, hydraulic-system efficiency, and the potential contribution of exhaust heat recovery. In parallel, HPDI combustion performance, transient rail-pressure stability, and durability under HDV load spectra must be assessed to translate the calculated efficiency potential into a validated system-level benefit.

Bibliography

[1] European Federation for Transport and Environment AISBL, *Reducing emissions from non-road mobile machinery*, Brussels, Belgium, 2024. Available: https://www.transportenvironment.org/uploads/files/202412_NRMM_briefing_final.pdf Accessed: Feb. 18, 2026.

[2] Š. Lončarević, P. Ilinčić, G. Šagi, and Z. Lulić, "Problems and Directions in Creating a National Non-Road Mobile Machinery Emission Inventory: A Critical Review," *Sustainability*, vol. 14, art. no. 3471, Mar. 16, 2022. https://doi.org/10.3390/su14063471

[3] E. Mulholland and L. Jin, *Global regulations governing CO_2 emissions from NRMMs*, International Council on Clean Transportation (ICCT), Jun. 2, 2025. Available: https://globaldrivetozero.org/site/wp-content/uploads/2025/06/MoU_NRMM_supply_side_regs.pdf Accessed: Feb. 18, 2026.

[4] Liebherr-International Deutschland GmbH, "Liebherr-Premiere: erster Großradlader mit Wasserstoffmotor und erste Wasserstofftankstelle in Salzburg," [Online]. Available: https://www.liebherr.com/de-de/n/liebherr-premiere-erster-gro%C3%9Fradlader-mit-wasserstoffmotor-und-erste-wasserstofftankstelle-in-salzburg-82310-3704916. Published: Jun. 28, 2024. Accessed: Feb. 18, 2026.

[5] J.C. Bamford Excavators Ltd. (JCB), "Hydrogen," n.d. [Online]. Available: https://www.jcb.com/en-GB/explore/sustainability/hydrogen/. Accessed: Feb. 18, 2026.

[6] M. Adler, C. Nagl, R. Adler, M. Rasch, and M. Stephan, "Wasserstoffspeicher mit Flüssigkolben," WO 2024/194178 A1, Sep. 26, 2024 (PCT/EP2024/056942, filed Mar. 15, 2024).

[7] M. Adler, C. Nagl, R. Adler, M. Rasch, and M. Stephan, "Verfahren zum Betanken eines Wasserstofftanks," WO 2024/194177 A1, Sep. 26, 2024 (PCT/EP2024/056940, filed Mar. 15, 2024).

[8] Air Products and Chemicals, Inc., "Portable Hydrogen Fueler," n.d. [Online]. Available: https://www.airproducts.com/services/portable-hydrogen-fueler. Accessed: Feb. 18, 2026.

[9] Atawey, "Tailored Hydrogen Stations," n.d. [Online]. Available: https://atawey.com/en/hydrogen-refueling-stations/tailored-stations/. Accessed: Feb. 18, 2026.

[10] Hexagon Purus ASA, "Refueling Systems," n.d. [Online]. Available: https://hexagonpurus.com/our-solutions/refueling-systems. Accessed: Feb. 18, 2026.

[11] HNO International, "Mobile Hydrogen Refueling System," n.d. [Online]. Available: https://hnointl.com/mobile-hydrogen-refueling-system/. Accessed: Feb. 18, 2026.

[12] HyKit, "HyKit Mobile Refueller," n.d. [Online]. Available: https://hykit.com/products/hykit-mobile-refueller/. Accessed: Feb. 18, 2026.

[13] Hylium Industries, Inc., “Mobile Hydrogen Refueling Station,” n.d. [Online]. Available: https://www.hylium-industries.com/lhrefueling. Accessed: Feb. 18, 2026.

[14] ONE H2, *M-Series Mobile Fueler (M80/M240/M400) – One-Sheet*, Apr. 3, 2024. [Online]. Available: https://oneh2.com/wp-content/uploads/2024/04/OH2_M-Series-Onesheet-Mobile-Fueler_04.03.24_web.pdf. Accessed: Feb. 18, 2026.

[15] Taylor-Wharton, “Hydrogen/LNG Refueler,” n.d. [Online]. Available: https://twcryo.com/products/hydrogen-lng/refueler/. Accessed: Feb. 18, 2026.

[16] C. Köllner, “Konzepte für die H_2-Einblasung im Überblick,” *Springer Professional*, [Online]. Available: https://www.springerprofessional.de/gemischbildung---verbrennung/motorentechnik/konzepte-fuer-die-h2-einblasung-im-ueberblick/26487578 Published: May 12, 2025. Accessed: Feb. 18, 2026.

[17] E. Olofsson and U. Lundqvist, “Hydrogen HPDI™ System Applied on a High-Efficiency Heavy-Duty Diesel Engine,” Westport Fuel Systems / Scania, Technical Paper, Dec. 2022. [Online]. Available: https://wfsinc.com/file_library/files/wfs-wfsinc/scania-westport-technical-paper-221201.pdf. Accessed: Jan. 18, 2026.

[18] S. Abubakar *et al*., “Recent Progress on Hydrogen-Fueled Port Fuel Injection Spark Ignition Engine: A Systematic Review,” *Thermal Science*, vol. 29, no. 5A, pp. 3509–3528, 2025. https://doi.org/10.2298/TSCI240930081A

[19] P. Tan *et al*., “Energy analysis and efficiency optimization of a fuel cell passenger vehicle based on energy flow distribution and thermal management under various driving conditions,” *Energy*, vol. 340, Dec. 15, 2025, 139003. https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.139003

[20] M. Specklin *et al*., “Numerical study of a liquid-piston compressor system for hydrogen applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 216, Nov. 5, 2022, 118946. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118946

[21] K.-E. Rydberg, “Energy Efficient Hydraulics—System solutions for loss minimization,” in *Proceedings of the National Conference on Fluid Power*, Linköping University, Linköping, Sweden, Mar. 16-17, 2015. Available: https://www.researchgate.net/publication/293333078_Energy_Efficient_Hydraulics_-_System_Solutions_for_Minimizing_Losses Accessed: Feb. 18, 2026.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 5

Entwicklung einer kompakten umkehrbaren Fluidenergiemaschine für dampfbasierte thermomechanische Energiespeicher

Torsten Klette[1], Sebastian Braun[1], Thorsten Voß[2], Daniel Fiß[1], Matthias Kunick[1]

[1]Hochschule Zittau/Görlitz, Theodor-Körner-Allee 16, 02763 Zittau

[2]Spilling Project Partner GmbH & Co.KG, Werftstraße 5, 20457 Hamburg

Hochschule Zittau/Görlitz
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

SPILLING Project Partner

Stichworte: umkehrbare Kolbenmaschine, Wasserdampfverdichtung, Nassdampf, Carnot-Batterie

1 Motivation und Zielsetzung

Mit dem wachsenden Anteil fluktuierender erneuerbarer Energien steigt der Bedarf an Speichern, die elektrische Energie über mehrere Stunden bis hin zu längeren Zeiträumen aufnehmen und wieder bereitstellen können. Neben elektrochemischen Batteriespeichern werden deshalb thermomechanische Speicherkonzepte untersucht, bei denen ein elektrisch betriebener Verdichter die Temperatur (thermische Energie) und den Druck (mechanische Energie) eines Speichermediums erhöht und daraus bei Bedarf über einen von einer Expansionsmaschine betriebenen Generator wieder elektrische Energie erzeugt wird. Carnot-Batterien fassen verschiedene derartige Konzepte zusammen; ihre Systemeffizienz hängt in besonderem Maße von Verdichtern, Expandern und den Speicherbehältern ab.

Das an der Hochschule Zittau/Görlitz gemeinsam mit der Firma Spilling entwickelte Konzept eines thermomechanischen Stromspeichers (TMS) nutzt Wasser als Arbeits- und Speichermedium [1]. Damit unterscheidet es sich grundlegend von anderen Carnot-Batterie – Konzepten, die in der Regel zwei oder mehr Arbeitsmedien verwenden. Der Speicherprozess ist auf die Kopplung von Strom und Wärme ausgerichtet und sieht eine umkehrbar arbeitende Fluidenergiemaschine (UFEM) zwischen einem Niederdruck- (ND) und einem Hochdrucknassdampfspeicher (HD) vor. Während des Beladevorgangs wird Wasserdampf aus dem HD-Speicher in den ND-Speicher verdichtet; im Entladebetrieb wird der Prozess umgekehrt und die Maschine arbeitet als Expander. Da Strömungsmaschinen aufgrund der Erosionsproblematik nicht für den Betrieb mit Nassdampf geeignet sind, kommt eine Kolbenmaschine zum Einsatz. Zudem können diese Maschinen als Verdichter und Expander arbeiten, was die Anlagenkosten einspart. Abhängig vom erforderlichen Druckverhältnis kann die Maschine ein- oder mehrstufig aufgebaut werden (Abbildung 1).

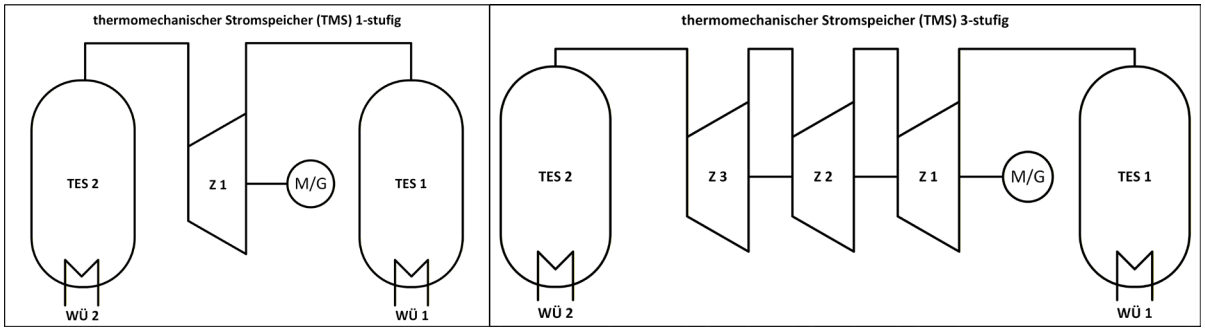


Abbildung 1: Schaltbilder TMS mit umkehrbarer Kolbenmaschine und optionaler Wärmeein- und -auskopplung im Hochdruck- und/oder Niederdruckdampfspeicher.

Der grundsätzliche Aufbau des TMS ist einfach, die maschinentechnische Umsetzung ist jedoch anspruchsvoll, weil sich der Zustand des Wassers/Wasserdampfes während des Speicherzyklus deutlich verändern und Betriebsbereiche bis in das Nassdampfgebiet hineinreichen kann. Ziel dieses Beitrags ist es, die wesentlichen Anforderungen an eine umkehrbare Fluidenergiemaschine (UFEM) für diesen Anwendungsfall abzuleiten. Im Mittelpunkt steht nicht die Detailkonstruktion einzelner Bauteile, sondern die funktionale und

thermodynamische Kopplung zwischen Speicherprozess und Kolbenmaschine: Welche Eintrittszustände und Druckverhältnisse sind zu erwarten? Welche Anforderungen ergeben sich daraus für den Aufbau der Maschine und die Betriebsführung?

2 Systemkonzept des thermomechanischen Stromspeichers

2.1 Technologische Einordnung des thermomechanischen Stromspeichers

Thermomechanische Energiespeicher umfassen unterschiedliche Konzepte zur Umwandlung elektrischer Energie in thermomechanische Speicherenergie und deren Rückverstromung. Eine grundlegende Unterscheidung wird anhand des zugrunde liegenden Kreisprozesses vorgenommen. Während Joule-Prozess-basierte Konzepte mit gasförmigen Arbeitsmedien ohne Phasenwechsel arbeiten, basieren Clausius-Rankine-Prozesse auf einem verdampfenden und kondensierenden Arbeitsmedium. Das in diesem Beitrag betrachtete thermomechanische Stromspeichersystem (TMS) wird der zweiten Gruppe zugeordnet. Wasser dient dabei, in flüssiger oder dampfförmiger Form, sowohl als Arbeits- als auch als Speichermedium.

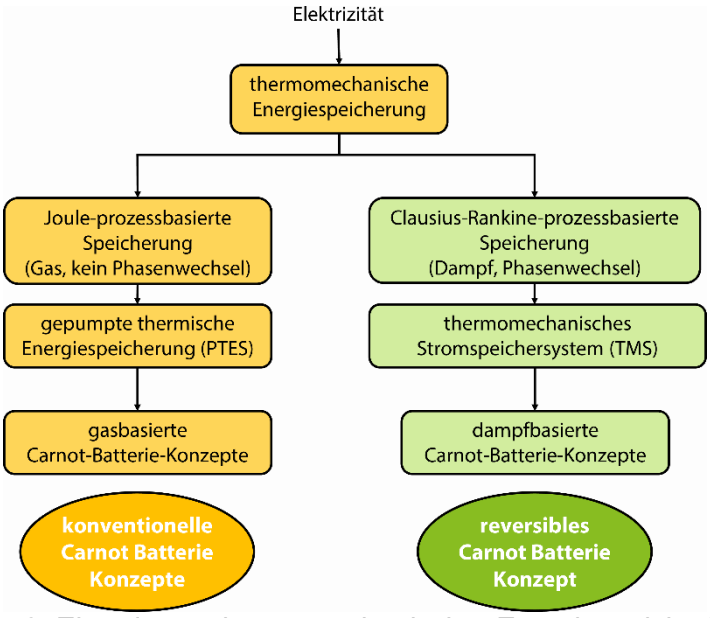


Abbildung 2: Einordnung thermomechanischer Energiespeicherkonzepte

Abbildung 2 ordnet das untersuchte Konzept in die Gruppe der Clausius-Rankine basierten Speicher ein. Konventionelle Carnot-Batterien bestehen typischerweise aus einer Wärmepumpe zur Beladung eines thermischen Speichers und einer separaten Wärmekraftmaschine zur Rückverstromung. Die Verdichtung während des Ladeprozesses und die Expansion während des Entladeprozesses erfolgen damit in unterschiedlichen Maschinen. Demgegenüber wird im hier untersuchten Konzept eine umkehrbare Fluidenergiemaschine (UFEM) eingesetzt. Dieselbe Verdrängermaschine übernimmt sowohl die Verdichtung als auch die Expansion des Wasserdampfes. Dadurch kann die Anzahl der

erforderlichen Maschinenkomponenten reduziert und grundsätzlich ein kompakter Systemaufbau ermöglicht werden.

Da Wasser zugleich als Arbeits- und Speichermedium dient, entfällt die Wärmeübertragung auf ein separates Speichermedium. Wie in Tabelle 1 dargestellt, verwenden Joule-basierte Carnot-Batterien typischerweise unterschiedliche Arbeits- und Speichermedien. Die aus dem Kreisprozess ausgekoppelte Wärme muss daher zunächst über Wärmeübertrager an das Speicherfluid oder einen Feststoffspeicher übertragen und während der Entladung wieder dem Arbeitsmedium zugeführt werden. Dies erfordert zusätzliche Wärmeübertrager und Systemkomponenten sowie beim Einsatz eines Speicherfluids, einen weiteren Medienkreislauf.

Tabelle 1: Vergleich Joule-basierter Carnot-Batterien und Clausius-Rankine-basierter TMS

Kriterium	Joule-basierte Carnot-Batterie	TMS (Clausius-Rankine)
Arbeitsmedium	Gas	Wasser/Dampf
Speichermedium	Feststoff bzw. Flüssigkeit	Wasser/Dampf
Beziehung zwischen Arbeits- und Speichermedium	getrennt	identisch, integriert
Speicherprinzip	multipler Stoffkreislauf, indirekte Wärmespeicherung	Ein-Medium-System, direkte Enthalpiespeicherung
Anzahl der Fluide	≥ 2	1
Wärmeübertragerbedarf	hoch	keiner bzw. gering
Systemkomplexität	hoch	niedrig

Die Zusammenführung von Verdichter- und Expanderfunktion in einer umkehrbaren Fluidenergiemaschine stellt erhöhte Anforderungen an die Auslegung und Betriebsführung, insbesondere hinsichtlich variierender Druckverhältnisse, Dampfzustände und der Umschaltung zwischen Verdichter- und Expanderbetrieb. Aufbau und Betriebsweise des thermomechanischen Stromspeichers werden nachfolgend erläutert.

2.2 Aufbau und Betriebsweise des thermomechanischen Stromspeichers

Der betrachtete thermomechanische Stromspeicher umfasst in seiner Grundkonfiguration zwei Nassdampfspeicher (Ruthsspeicher) auf unterschiedlichen Druckniveaus, die umkehrbare Fluidenergiemaschine, eine mit ihr gekoppelte elektrische Maschine sowie die erforderlichen Armaturen, Rohrleitungen und Messstellen (Tabelle 2). Die elektrische Maschine arbeitet während der Beladung als Motor und während der Entladung als Generator. Beide Speicher enthalten Wasser in flüssiger und dampfförmiger Phase. Im Gegensatz zur adiabaten Druckluftspeicherung, wo die Energie im Wesentlichen als mechanische Energie der Druckluft (Überdruck = potentielle Energie = mechanische Energie) und separat als thermische Energie in einem Wärmespeicher gespeichert wird, erfolgt beim TMS die kombinierte Speicherung thermischer und potentieller Energie in einem Nassdampfspeicher.

Tabelle 2: Hauptkomponenten des thermomechanischen Stromspeichers

Komponente	Eigenschaften	Beispiel
Dampfkolbenmaschine (Kompressor/Expander) inkl. Motor/Generator	1-stufig oder mehrstufig, doppelt wirkender Arbeitsraum, Schiebergesteuert, Drehzahl 300 – 1500 U/min	max. 60 bar max. 350 °C
Hochdruckdampfspeicher	Druckbehälter mit Dampflanze und optionalem Wärmeübertrager	max. 60 bar max. 350 °C
Niederdruckdampfspeicher	Druckbehälter mit Dampflanze und optionalem Wärmeübertrager	max. 10 bar max. 180 °C
Armaturen	Umschaltung Betriebsweise, Stufenumschaltung	max. 60 bar max. 350 °C
Einspritzung (optional)	Dosierpumpe, Einspritzung von Wasser vor der Verdichtung	In Abhängigkeit vom Druckniveau je Stufe
Kondensatableiter	Schwimmerkondensatableiter	je Stufe

Während des Ladevorgangs wird Wasserdampf aus dem Niederdruckspeicher entnommen, in der UFEM verdichtet und dem Hochdruckspeicher zugeführt. Die elektrische Maschine arbeitet dabei als Motor und treibt die UFEM an. Die aufgenommene elektrische Energie wird in Verdichterarbeit umgewandelt und letztlich als thermomechanische Energie Speichersystem gespeichert. Im Entladebetrieb wird die Strömungsrichtung umgekehrt. Wasserdampf strömt aus dem Hochdruckspeicher über die UFEM in den Niederdruckspeicher und expandiert dabei. Die dabei von der UFEM abgegebene mechanische Arbeit wird durch die nun als Generator arbeitende elektrische Maschine in elektrische Energie umgewandelt.

Abhängig von Druck, Temperatur und Füllstand können im Verlauf des Lade- und Entladevorgangs sowohl einphasige als auch zweiphasige Zustände auftreten. Dadurch ergeben sich besondere Anforderungen an die UFEM. Neben dem jeweils vorliegenden Druckverhältnis beeinflussen insbesondere Eintrittszustand, Dampfgehalt, Kondensations- und Verdampfungsvorgänge sowie Zylinderfüllung und thermische Belastung das Betriebsverhalten der Maschine.

Die Zusammenführung von Verdichter- und Expanderfunktion in einer Maschine stellt damit eine zentrale Entwicklungsaufgabe des TMS dar. Die UFEM muss sowohl unterschiedliche Strömungsrichtungen als auch die sich während des Speicherzyklus kontinuierlich verändernden thermodynamischen Eintritts- und Austrittszustände beherrschen. Daraus ergibt sich die wesentliche maschinentechnische Herausforderung: die Entwicklung einer kompakten und robusten Fluidenergiemaschine, die sowohl die Wasserdampfverdichtung im Beladebetrieb als auch die Expansion im Entladebetrieb innerhalb des erforderlichen Betriebsbereichs ermöglicht. Während des Beladebetriebs ist es sinnvoll zusätzlich Wasser vor dem Zylinder bzw. der Kompression einzuspritzen um die erforderliche zugeführte Verdichterarbeit zu reduzieren und damit den Gütegrad des Verdichtungsprozesses zu erhöhen. Abbildung 3 zeigt schematisch den Be- und Entladebetrieb des einstufigen TMS.

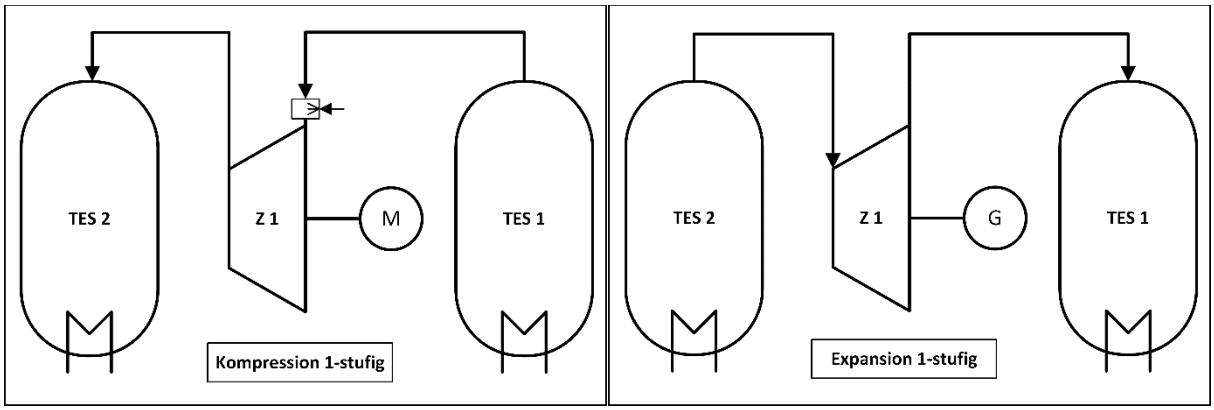


Abbildung 3: Beladebetrieb TMS bei 1-stufiger Kompression mit optionaler Einspritzung und Entladebetrieb TMS bei 1-stufiger Expansion

Dabei soll die elektrische Maschine über weite Teile des Belade- und Entladevorgangs mit einer vorgegebenen elektrischen Leistung betrieben werden. **Da sich die thermodynamischen Zustände der Speicher während des Betriebs kontinuierlich ändern, muss die umkehrbare Fluidenergiemaschine drehzahlvariabel betrieben werden.**

Neben dem reinen Strom-zu-Strom-Betrieb kann dem System Wärme zugeführt oder als Nutzenergie entnommen werden. Diese für die Sektorkopplung relevante Betriebsweise verändert die thermodynamischen Speicherzustände und damit die Randbedingungen der UFEM. Ihr Betriebsfenster wird folglich nicht durch einen einzelnen stationären Arbeitspunkt, sondern durch zeitlich veränderliche Ein- und Austrittszustände bestimmt.

Die UFEM verfügt je Zylinder über zwei Arbeitsräume, einen oberen und einen unteren Arbeitsraum mit identischen Arbeitsraumvolumen. Die Dampfzufuhr wird über Schieber gesteuert, sodass nach jeweils 180° Kurbelwinkel ein Einströmvorgang in einen der beiden Arbeitsräume beginnt. Während einer vollständigen Kurbelwellenumdrehung durchlaufen die beiden Arbeitsräume phasen-versetzt die für den jeweiligen Betriebsmodus erforderlichen Einström-, Verdichtungs-, Expansions- und Ausschiebevorgänge. (Abbildung 4).

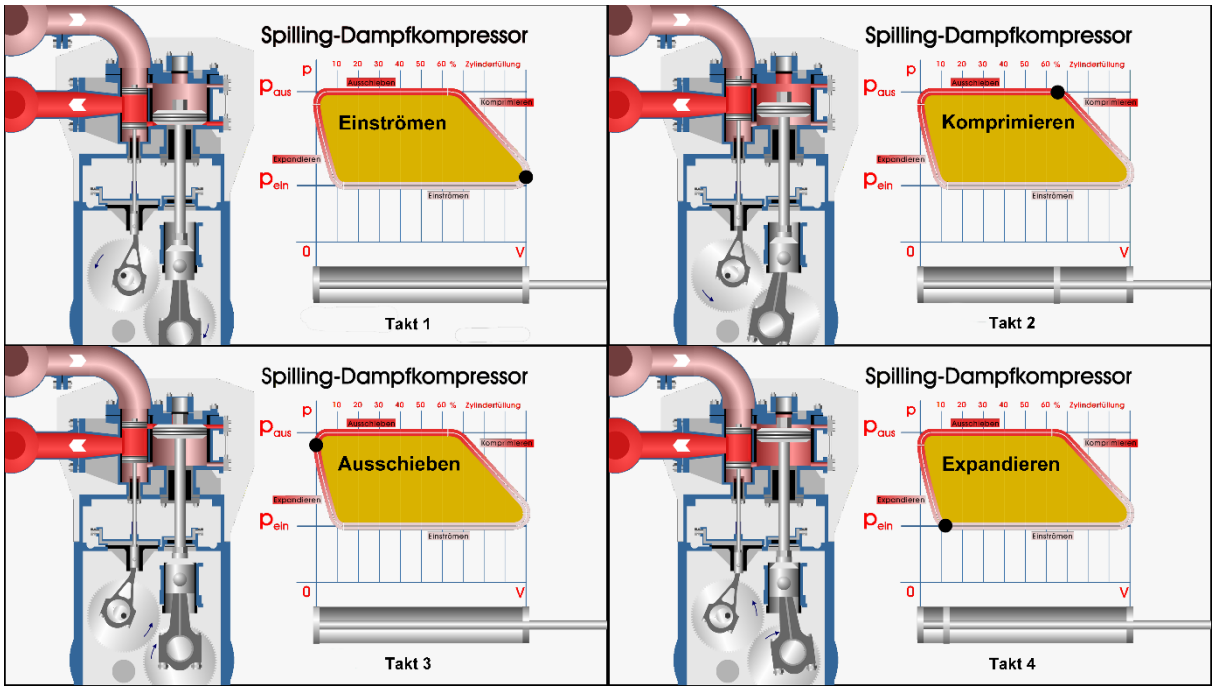


Abbildung 4: Funktionsweise eines schiebergesteuerten Kolbenverdichters für den oberen Arbeitsraum [2]

2.3 Wasserdampf als Arbeitsmedium

Wasser ist ungiftig, zyklenstabil, kostengünstig, gut verfügbar und thermodynamisch sehr gut beschrieben. Gleichzeitig ist Wasserdampf für eine umkehrbare Kolbenmaschine anspruchsvoll: Schon geringe Änderungen von Druck und Temperatur können im Bereich der Sättigung zu deutlichen Änderungen der Dampfqualität führen. Bei der Expansion kann der Dampf in das Nassdampfgebiet eintreten und teilweise im Zylinder kondensieren; bei der Verdichtung können hingegen hohe Austrittstemperaturen auftreten. Die UFEM muss daher abhängig von der Betriebsstrategie für überhitzten Dampf, sättigungsnahe Zustände und Nassdampf ausgelegt sein.

Für die numerische Beschreibung werden die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser und Dampf auf Basis der IAPWS-IF97 bestimmt [3]. Dadurch können Enthalpie, Entropie, Dichte, Temperatur, Druck und Dampfqualität konsistent über die relevanten Zustandsbereiche berechnet werden. Die qualitativen Prozesspfade der Beladung durch Verdichtung und der Entladung durch Expansion sind in den T-s-Diagrammen der Abbildung 5 und Abbildung 6 dargestellt. Für den Beladevorgang wird eine idealisierte Wassereinspritzung angenommen. Dabei wird vor der Verdichtung genau so viel Wasser eingespritzt, dass am Austritt der UFEM auf der Hochdruckseite Sattdampfbedingungen vorliegen.

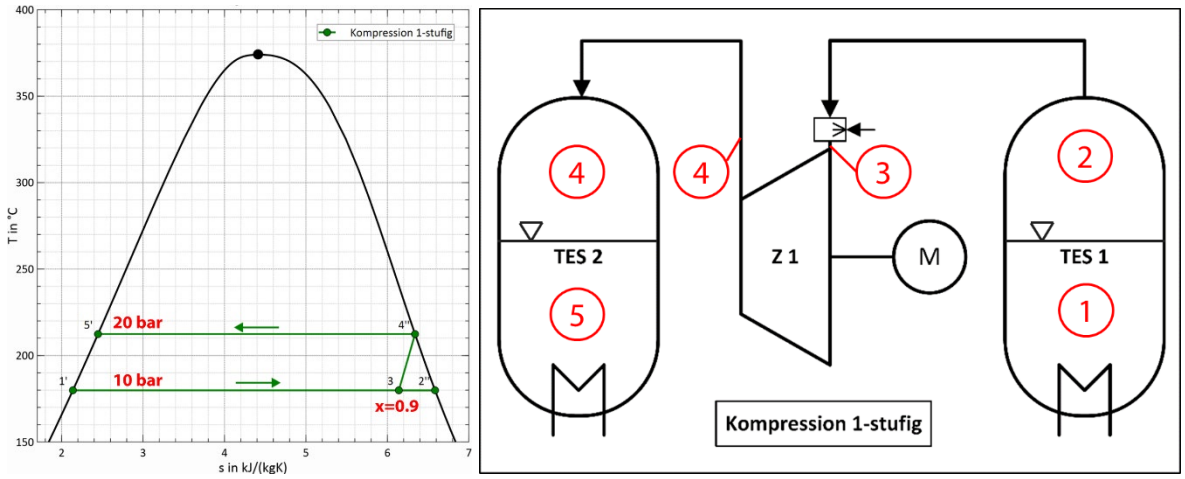


Abbildung 5: Qualitativer Prozesspfad im T-s-Diagramm für die Kompression eines einstufigen TMS-Systems bei idealisierter Einspritzung vor dem Zylinder

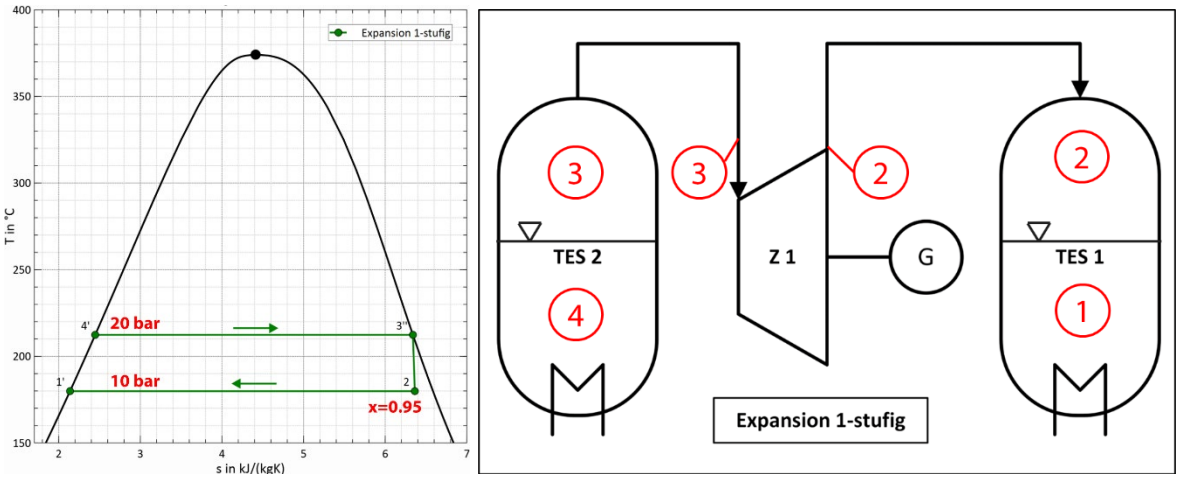


Abbildung 6: Qualitativer Prozesspfad im T-s-Diagramm für die Expansion eines einstufigen TMS-Systems

3 Anforderungen an die umkehrbare Fluidenergiemaschine

3.1 Umkehrbarer Verdichter-/Expanderbetrieb

Eine wesentliche Anforderung an die umkehrbare Fluidenergiemaschine (UFEM) ist der Betrieb sowohl als Dampfverdichter während der Beladung als auch als Dampfexpander während der Entladung des TMS. Der Wechsel zwischen beiden Betriebsarten erfolgt ohne konstruktiven Umbau der Maschine. Hierzu werden die Steuerzeiten durch eine Veränderung des Versatzwinkels zwischen Kurbel- und Steuerwelle angepasst. Mit dem Wechsel zwischen Verdichter- und Expanderbetrieb ist bei der betrachteten Maschinenkonfiguration gleichzeitig eine Änderung der Drehrichtung verbunden.

Der Phasenversatz zwischen Steuer- und Kurbelwelle lässt sich während des Betriebs verändern. Neben der Drehzahl steht damit eine weitere Stellgröße zur Anpassung der Maschine an die transienten Betriebsbedingungen des Speicherprozesses zur Verfügung. Dies ist für den TMS besonders relevant, da sich die Ein- und Austrittsdrücke der UFEM im

Verlauf der Be- und Entladung ändern. Mit dem fortschreitenden Massentransfer zwischen Nieder- und Hochdruckspeicher ändern sich die Speicherdruckniveaus und damit auch das von der Maschine zu überwindende beziehungsweise nutzbare Druckverhältnis.
Dabei ist das maximal auftretende Druckverhältnis des TMS abhängig vom maximalen Druck im Hochdruckspeicher bei gleichzeitig minimalem Druck im Niederdruckspeicher. Dieser Betriebszustand tritt auf, wenn der TMS vollkommen beladen ist. Umso höher der maximale Betriebsdruck im Hochdruckspeicher gewählt wird, umso höher ist die enthaltene thermische Energiedichte (Tabelle 3).

Tabelle 3: Enthalpiedifferenz von gesättigtem Wasser ggü. gesättigtem Wasser bei 1 bar in Abhängigkeit vom Druckniveau

Druckniveau	thermische Energiedichte, massebezogen	thermische Energiedichte, volumenbezogen
20 bar	0,1364 kWh/kg	115,9 kWh/m³
65 bar	0,2288 kWh/kg	171,3 kWh/m³
100 bar	0,2751 kWh/kg	189,4 kWh/m³

Für die Entwicklung des ersten Prototyps einer UFEM für ein TMS wurde der maximale Betriebsdruck des Hochdruckspeichers bzw. Austrittsdruck der HD-Seite der UFEM auf 58 bar begrenzt. **Der gewählte Hochdruckspeicher erfordert eine 3-stufige umkehrbare Dampfkolbenmaschine mit Stufenumschaltung.**

3.2 Dreizylinder Kolbenmaschine mit Stufenumschaltung

Um alle Betriebsbereiche der UFEM als Dreizylinder Kolbenmaschine abdecken zu können, ist diese mit unterschiedlich großen Zylindern ausgeführt. Es wird zwischen Hochdruck- (Z3), Mitteldruck- (Z2) und Niederdruckzylinder (Z1) unterschieden. Die Zylinder können abhängig vom erforderlichen Druckverhältnis in unterschiedlichen Verschaltungen betrieben werden. In der Grundkonfiguration erfolgt eine **dreistufige Verschaltung** (Abbildung 10, Abbildung 11), bei der die Zylinder nacheinander durchströmt werden. Für kleinere Druckverhältnisse können die Zylinder dagegen parallelgeschaltet und die Maschine **einstufig** (Abbildung 8, Abbildung 13) betrieben werden. Zusätzlich ist ein **zweistufiger Betrieb** (Abbildung 9, Abbildung 12) vorgesehen. Dabei bildet der Mitteldruckzylinder die erste Stufe, während Hoch- und Niederdruckzylinder für die zweite Stufe parallelgeschaltet werden. Durch die Umschaltung zwischen ein-, zwei- und dreistufigem Betrieb kann die Maschinenkonfiguration an das während des Speicherzyklus veränderliche Druckverhältnis angepasst werden.
Für eine vollständige Beladung und anschließende Entladung des TMS (vollständiger Zyklus) erfolgt die in Tabelle 4 dargestellte Reihenfolge der Stufenumschaltung. Die unterschiedlichen Druckniveaus während der Be- und Entladung zeigt die Abbildung 7. Der Beladebetrieb startet aufgrund der niedrigen Druckdifferenz zwischen Niederdruck- (TES 1) und Hochdruckspeicher (TES 2) im einstufigen Betrieb. Mit steigendem Druck im TES 2 und gleichzeitig sinkendem

Druck in TES 1 wird in den zweistufigen und anschließend in den 3-stufigen Betrieb gewechselt. Wenn der Maximaldruck im TES 2 oder der Minimaldruck im TES 1 erreicht ist wird die Betriebsart gewechselt und die UFEM läuft im Entladebetrieb. Die Entladung startet im dreistufigen Entladebetrieb, wechselt dann in den zweistufigen und abschließend in den einstufigen Betrieb, bis das ursprüngliche Druckniveau der Speicher wieder erreicht ist.

Tabelle 4: Reihenfolge der Stufenumschaltung für einen Zyklus eines TMS

Nr.	Betriebsart	Stufenanzahl	Druckniveau zwischen HD- und ND-Speicher	Schema
1	Beladebetrieb	1	$p_{3\_ND} \rightarrow p_{1\_HD}$	Abbildung 8
2	Beladebetrieb	2	$p_{2\_ND} \rightarrow p_{2\_HD}$	Abbildung 9
3	Beladebetrieb	3	$p_{1\_ND} \rightarrow p_{3\_HD}$	Abbildung 10
4	Entladebetrieb	3	$p_{1\_ND} \leftarrow p_{3\_HD}$	Abbildung 11
5	Entladebetrieb	2	$p_{2\_ND} \leftarrow p_{2\_HD}$	Abbildung 12
6	Entladebetrieb	1	$p_{3\_ND} \leftarrow p_{1\_HD}$	Abbildung 13

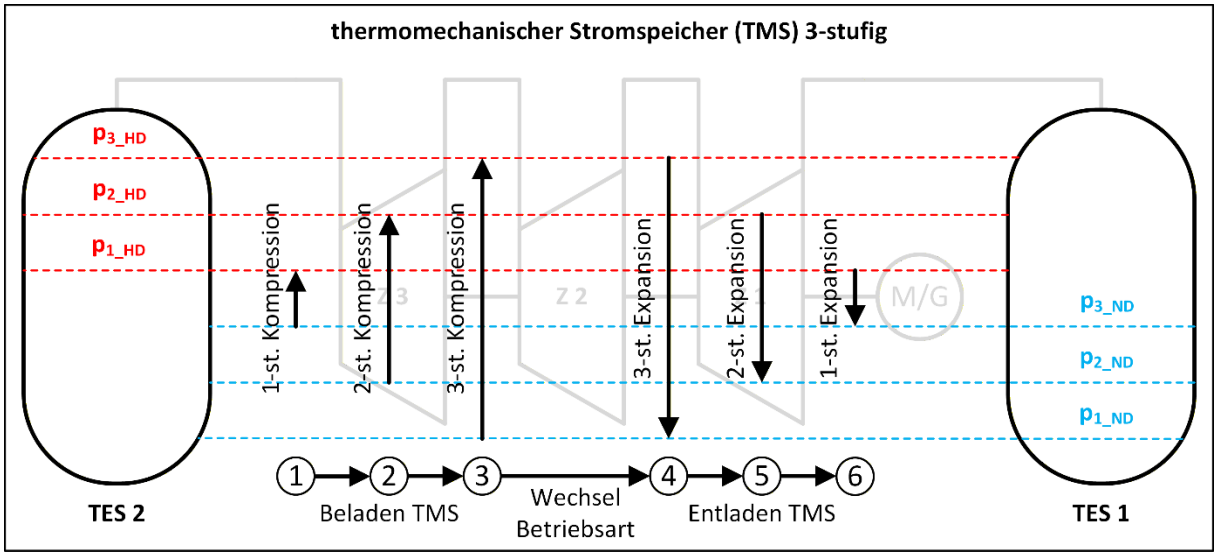


Abbildung 7: Qualitative Darstellung der Druckniveaus eines 3-stufigen thermomechanischen Stromspeichers für einen vollständigen Be- und Entladezyklus

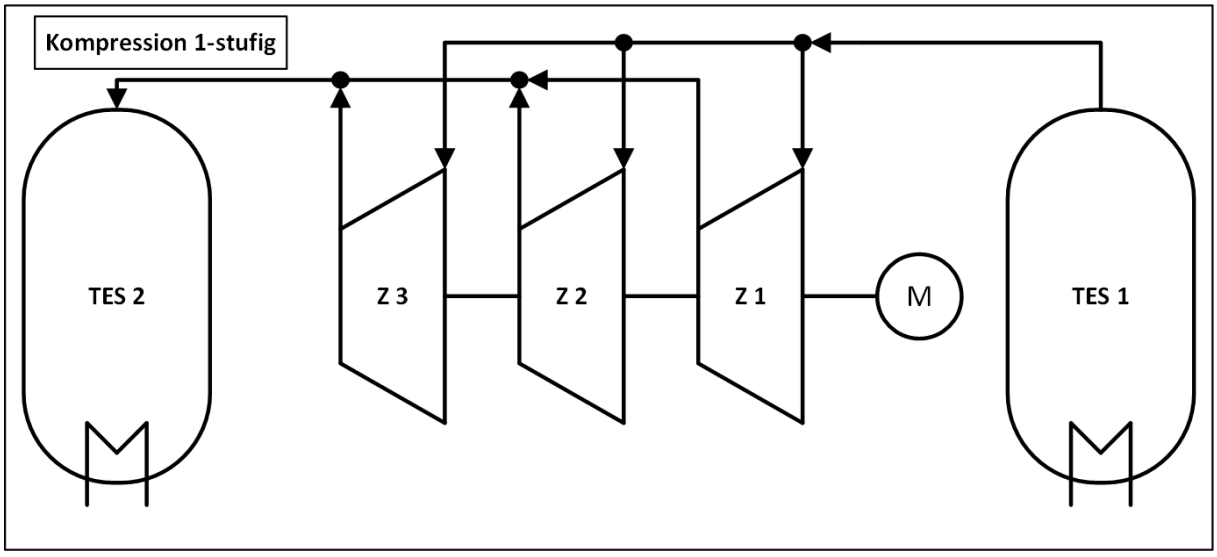


Abbildung 8: Kompression 1-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

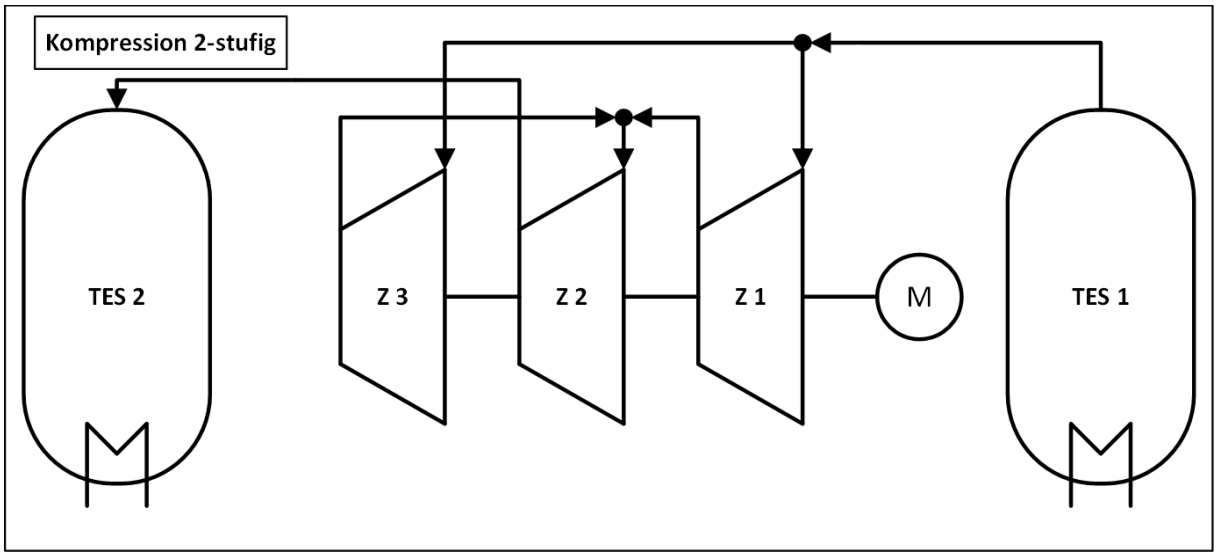


Abbildung 9: Kompression 2-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

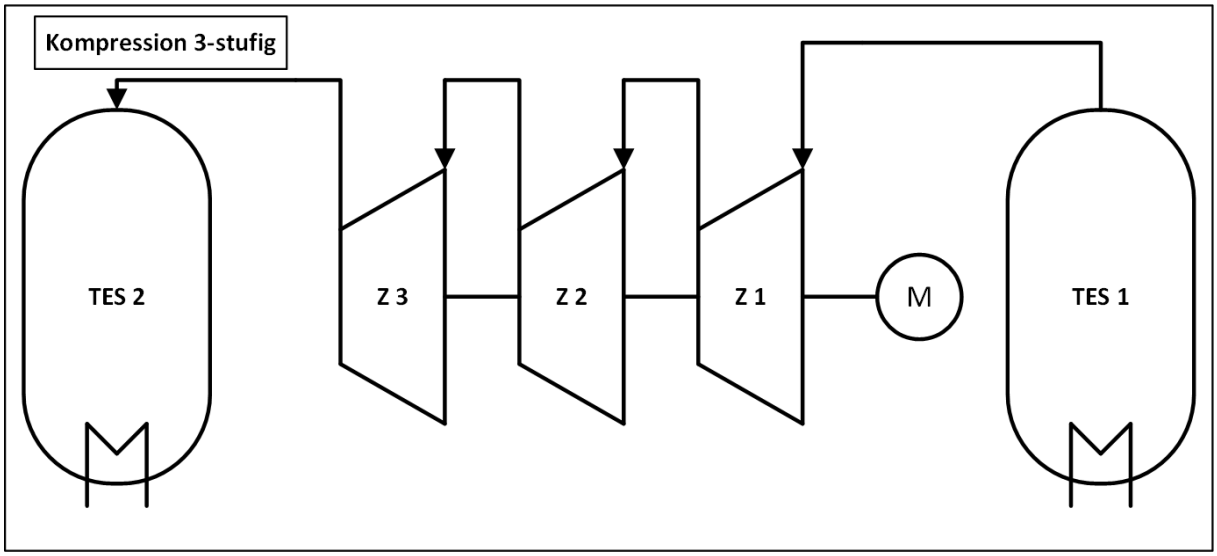


Abbildung 10: Kompression 3-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

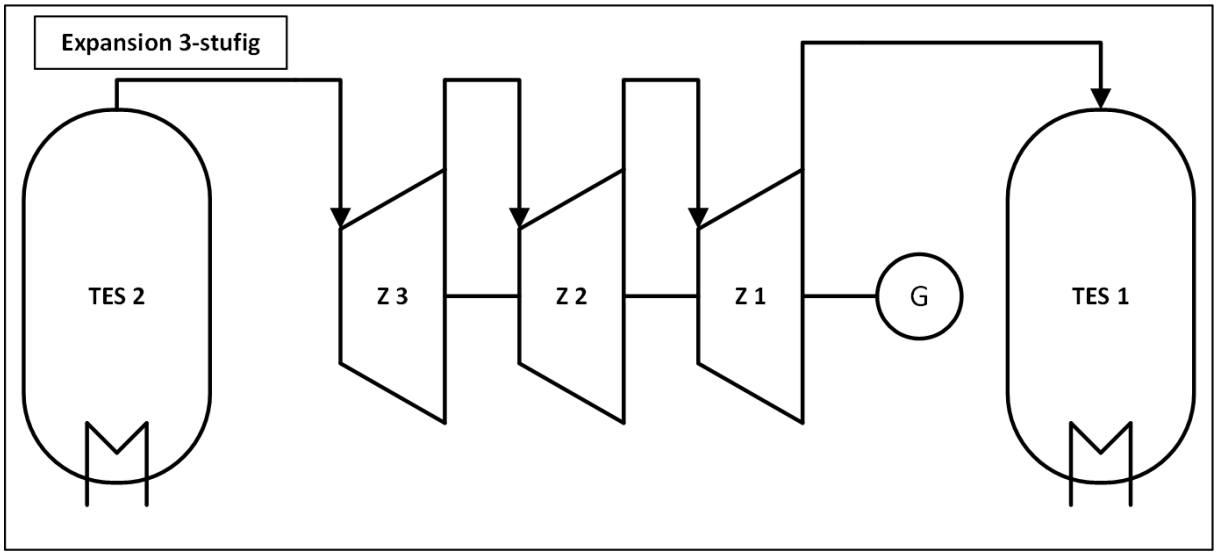


Abbildung 11: Expansion 3-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

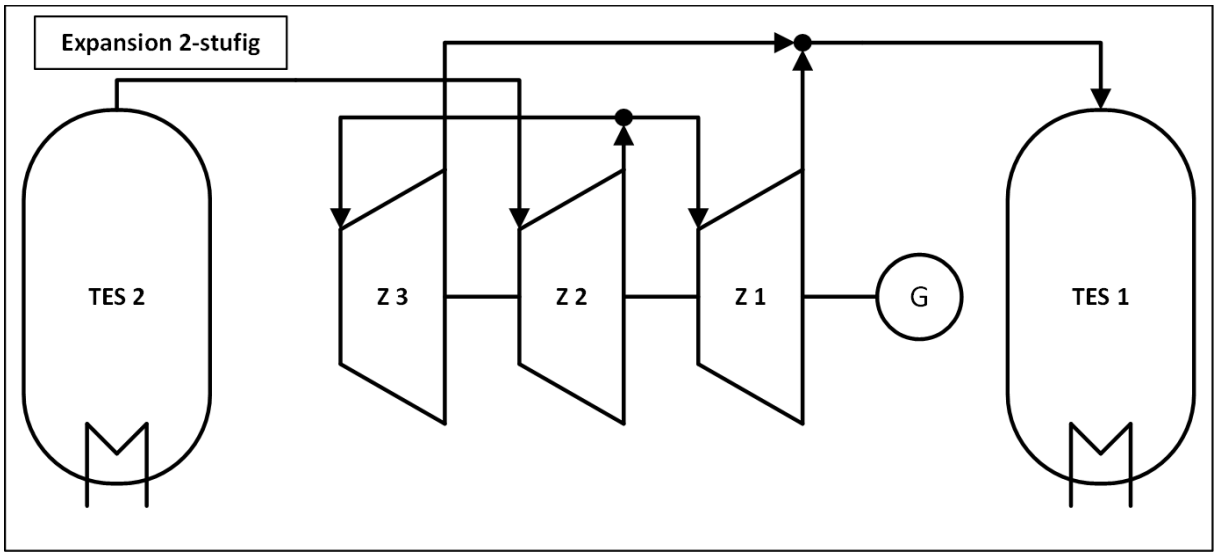


Abbildung 12: Expansion 2-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

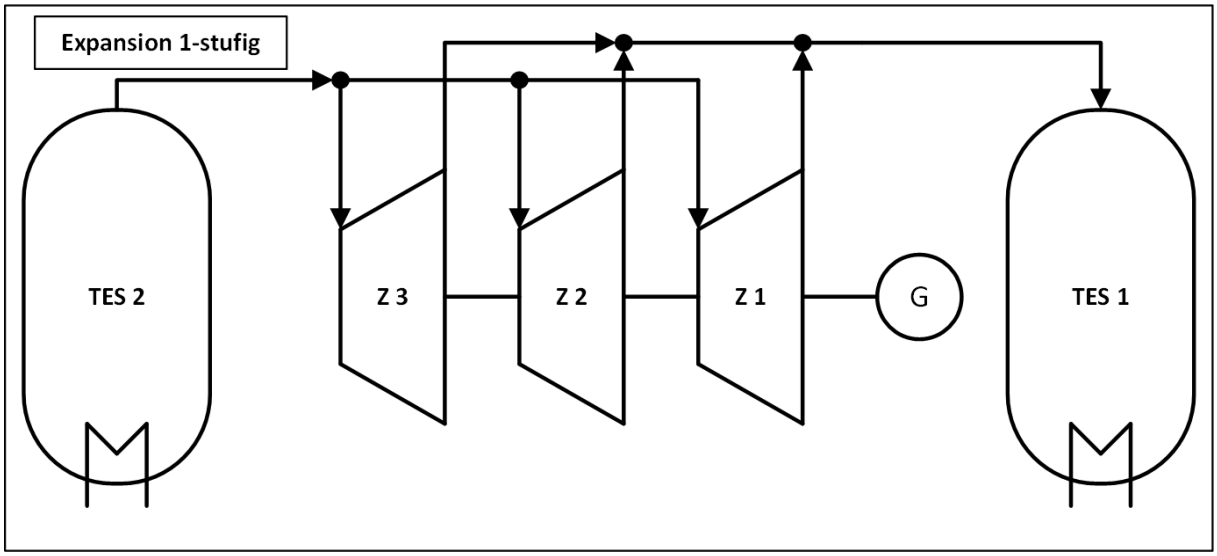


Abbildung 13: Expansion 1-stufig eines TMS mit umkehrbarer Fluidenergiemaschine

Die Stufenumschaltung kann grundsätzlich während des Betriebs erfolgen und erweitert damit das nutzbare Kennfeld (Druckbereich) der UFEM erheblich.

Neben Betriebsart und Stufenzahl stehen weitere Möglichkeiten zur Anpassung der UFEM zur Verfügung. Hierzu gehören die **Drehzahl**, der **Versatzwinkel zwischen Steuer- und Kurbelwelle** sowie die **Füllungsregelung** der einzelnen Arbeitsräume. Damit besitzt die Maschine mehrere während des Betriebs veränderbare Freiheitsgrade:

Betriebsart bzw. Drehrichtung – Drehzahl – Stufenzahl – Steuerzeiten/Versatzwinkel – Füllung.

Für die Anpassung der UFEM stehen mehrere Stell- und Schaltgrößen zur Verfügung: Betriebsart, Drehzahl, Stufenverschaltung, Steuerzeiten beziehungsweise Versatzwinkel sowie der Füllungsgrad der Arbeitsräume. Während Betriebsart und Stufenverschaltung diskret umgeschaltet werden, können Drehzahl, Steuerzeiten und Füllungsgrad kontinuierlich variiert werden. Ihre koordinierte Einstellung ermöglicht eine Anpassung der UFEM an die sich

während des Speicherzyklus ändernden thermodynamischen Randbedingungen, erhöht jedoch die Anforderungen an Betriebsführung und Regelung.

3.3 Reale Umsetzung der Stufenumschaltung am Prototyp

Die reale Umsetzung der Stufenumschaltung an einer umkehrbaren Dreizylinder Dampfkolbenmaschine erfolgte im Zittauer Kraftwerkslabor der Hochschule Zittau/Görlitz (Abbildung 14). Für die Realisierung der Stufenumschaltung besitzt die UFEM am Ein- und Austritt jeweils ein Schaltblockgehäuse (Hochdruck und Niederdruck) mit je zwei Kammern (Abbildung 15). Diese Kammern besitzen Absperrarmaturen die den Strömungsweg bzw. die jeweilige Kamer freigeben oder verschließen. Um die notwendigen Kräfte zu übertragen (Druckhaltung), erfolgt die Ansteuerung der Absperrarmaturen hierbei mittels elektrischen Aktuatoren.



Abbildung 14: Versuchsaufbau mit umkehrbarer Dreizylinder Dampfkolbenmaschine [4]

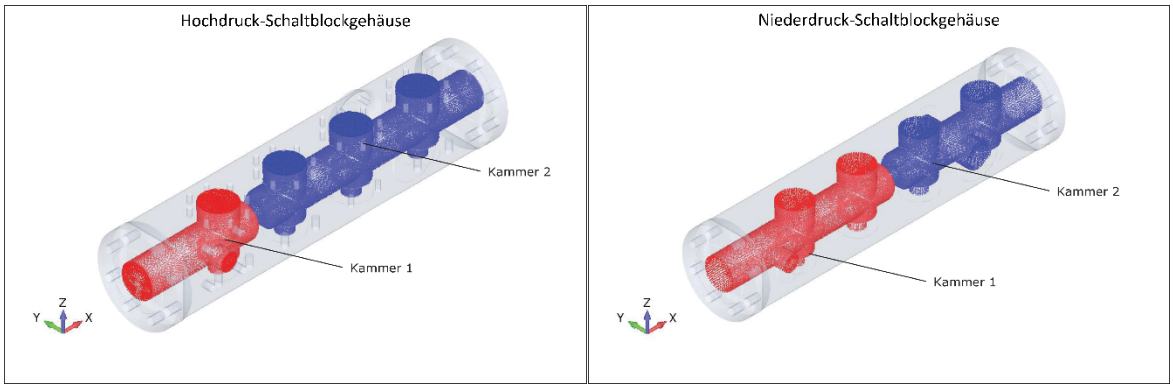


Abbildung 15: 3D-Zeichnung der Schaltblockgehäuse für die Realisierung der Stufenumschaltung

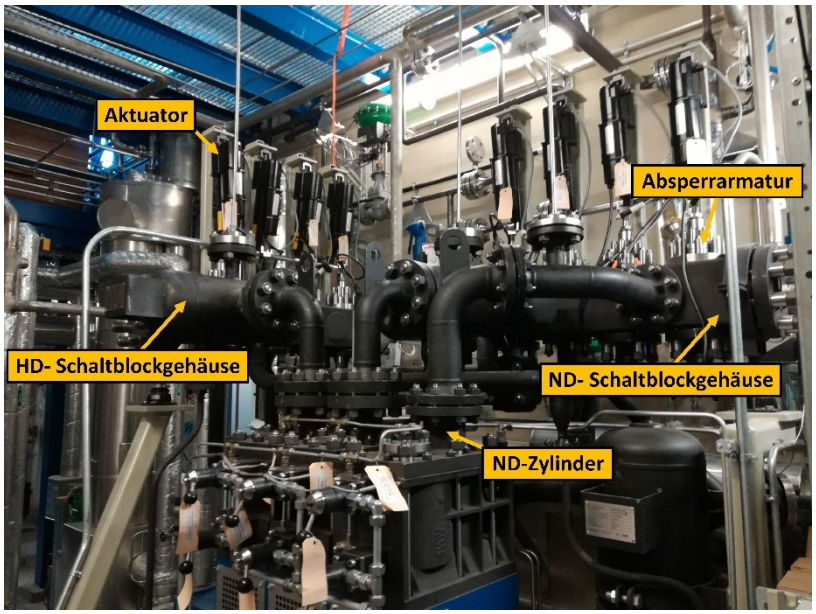


Abbildung 16: Dreizylinder Kolbenmaschine mit installierten HD- und ND-Schaltblockgehäuse für die Stufenumschaltung während des Versuchsbetriebs

4 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag leitet die wesentlichen Anforderungen an eine umkehrbare Fluidenergiemaschine (UFEM) für einen dampfbasierten thermomechanischen Stromspeicher ab. Das betrachtete System nutzt Wasser sowohl als Arbeits- als auch als Speichermedium. Die Energie wird durch die Veränderung der thermodynamischen Zustände und den Massentransfer zwischen einem Nieder- und einem Hochdruckdampfspeicher gespeichert. Gegenüber Konzepten mit getrennten Arbeits- und Speichermedien ermöglicht dies einen vereinfachten Systemaufbau.

Eine wesentliche Herausforderung für die Auslegung der UFEM ist das breite, zeitlich veränderliche Betriebsfeld. Im Verlauf der Be- und Entladung verändern sich die Speicherdrücke, die Ein- und Austrittszustände sowie das Druckverhältnis. Hinzu kommen hohe Austrittstemperaturen während der Verdichtung sowie mögliche sättigungsnahe Zustände und Kondensation während der Expansion. Eine ausschließlich auf einen stationären Betriebspunkt ausgerichtete Auslegung ist daher nicht ausreichend.

Zur Anpassung an diese Randbedingungen wird eine dreizylindrige umkehrbare Kolbenmaschine mit umschaltbarer Stufenverschaltung eingesetzt. Neben dem ein-, zwei- und dreistufigen Betrieb stehen Drehzahl, Füllungsgrad und Steuerzeiten als Stellgrößen zur Verfügung. Der Wechsel zwischen Verdichter- und Expanderbetrieb erfolgt durch Anpassung der Steuerzeiten beziehungsweise des Versatzwinkels zwischen Steuer- und Kurbelwelle und erfordert keinen konstruktiven Umbau. Bei der weiteren Auslegung sind insbesondere Wirkungsgrad, Liefergrad, Toträume, Kondensatmanagement, Schmierung, thermische Belastungen und eine sichere Betriebsartenumschaltung zu berücksichtigen.

Im nächsten Entwicklungsschritt sollen der Verdichter- und Expanderbetrieb experimentell charakterisiert und Kennfelder in Abhängigkeit von Druckverhältnis, Drehzahl, Füllungsgrad und Stufenverschaltung bestimmt werden. Darauf aufbauend sind die dynamische Betriebsarten- und Stufenumschaltung zu untersuchen und eine geeignete Regelungsstrategie zu entwickeln. Ziel ist eine kompakte, robuste und wirtschaftliche UFEM für die Be- und Entladung dampfbasierter thermomechanischer Stromspeicher.

Die umkehrbare Fluidenergiemaschine überträgt damit das etablierte Prinzip der Kolbenmaschine auf eine neue Anwendung, bei der die Umschaltung zwischen Verdichter- und Expanderbetrieb sowie ein während des Betriebs veränderliches Druckverhältnis zu zentralen Auslegungskriterien werden.

Literatur

[1] Braun, S.; Kratzsch, A.: *Thermo-mechanical hybrid storage for the decarbonisation of the energy sector* (poster presentation), 6th Swiss Symposium Thermal Energy Storage, 25. January 2019, Lucerne University of Applied Sciences and Arts, Lucerne, Switzerland

[2] Spilling Technologies GmbH, *Dampfkompressor Flash-Animation*.

[3] Kretzschmar, H.-J.; Wagner, W.: *International Steam Tables – Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*. 3rd ed., Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, 2019.

[4] Schäfer, T.; Voß, T.; Klette, T.; Gubsch, T.; Vogel, C.; Braun, S.; Kratzsch, A.: *Aufbau eines Versuchsfeldes für die experimentelle Untersuchung der TMS-Batterie als sektorenkoppelndes Stromspeichersystem*, 55. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, 10.-11.10.2023, ISBN: 978-3-00-075107-3

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 6

UP! Detect

Von reaktiver zu vorausschauender Instandhaltung

Dipl.-Kfm. Ludger Feldkamp

PROGNOST Systems GmbH



Digital Products & Services Portfolio für Maschinen-Überwachung/-Schutz & Customer Support

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

	UP!Insight	UP!Detect	UP!ProAct	PROGNOST NT, Predictor	UP!Protect PROGNOST SILver	PROGNOST Wireless
	Maschinenüberwachung				Maschinenüberwachung	
Benutzer-oberfläche						
Merkmale	• Transparenz über den Flottenbetrieb • Keine zusätzliche Hardware notwendig	• Anomalieerkennung • Sofort einsatzbereite Überwachungseinheit	• Erw. Fehlererkennung • Skalierbares/modulares System • Verbleibende Nutzungs-dauer	• Fehlermustererkennung • Skalierbares/modulares System	• Skalierbar auf bis zu 68 Kanäle • Schutzgrenzen/ Algos • Reduzierter Verdrahtungsaufwand	• Sofort einsatzbereit • Effektiver • Integration von Prozessdaten
Hardware	 PROGNOST-Edge (im PLC Schaltschrank)	 PROGNOST-Edge PROGNOST-Chrome Sensor Set	 Edge DCS[1] PROGNOST-Chrome PROGNOST-SILver Sensor set	DCS[1]  PROGNOST-SILver Sensor Set	 PROGNOST-SILver Sensor Set	 PROGNOST- Gateway PROGNOST-Wireless

Burckhardt Compression

1. Direkte Anbindung an das DCS
2. Dynamische Messung der Kolbenstangenposition zur Erkennung von Verschleiß und Flüssigkeiten im Zylinder

UP! Detect.

Von reaktiver zu vorausschauender Instandhaltung

1

Frühzeitig erkennen

Erkennen Sie bis zu 90 % potenzieller Probleme frühzeitig durch KI-gestützte Anomalie-Erkennung.

2

Schnellere Diagnosen

Druck- und Näherungssensoren liefern zusätzliche Informationen und ermöglichen eine schnellere Identifizierung der Fehlerursache.

3

Flexibel skalieren

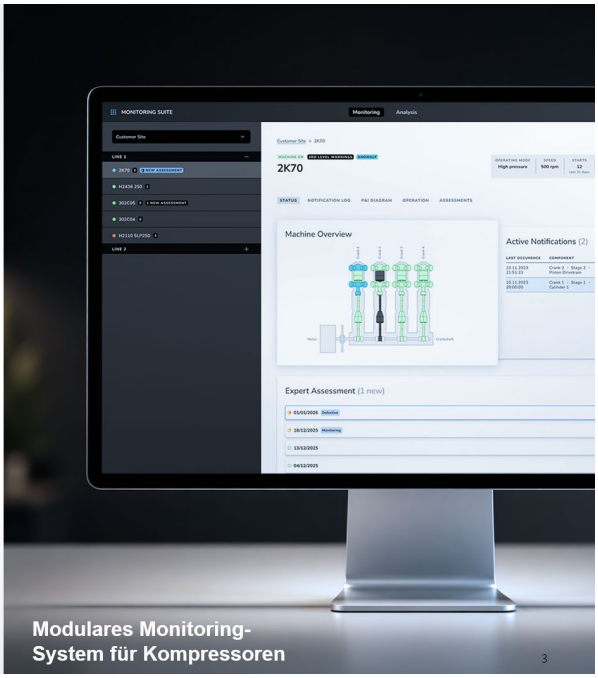
Einfachere und planbarere Abläufe für die nächste Stufe Ihrer Instandhaltungs-strategie.

4

Mit Vertrauen arbeiten

Weniger Überraschungen, bessere Planung, längere MTBO und geringere Betriebskosten.

Burckhardt Compression | PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

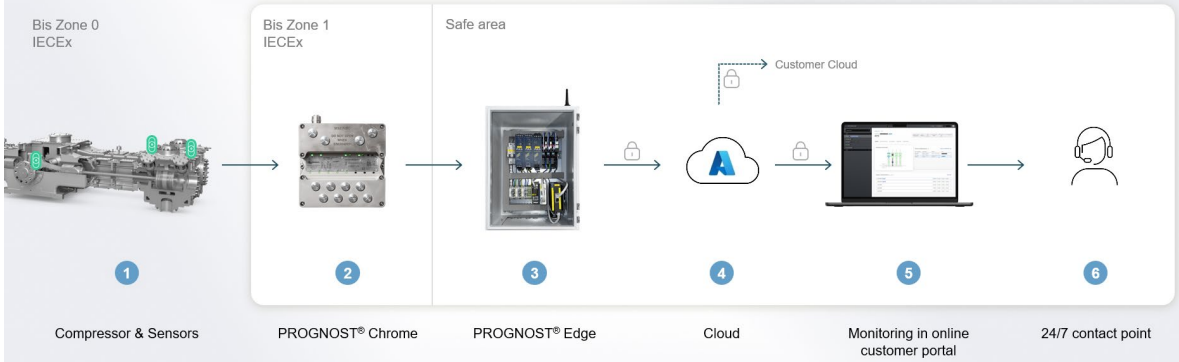


Modulares Monitoring-System für Kompressoren

3

Einfach zu installierende Sensoren sind strategisch an den kritischsten Komponenten des Verdichters platziert

IEC 62443-4-1-konforme Cyber-Security-Entwicklung und IEC 62443-4-2 SL2-Zertifizierung für Hardware und Betriebssystemplattformen.

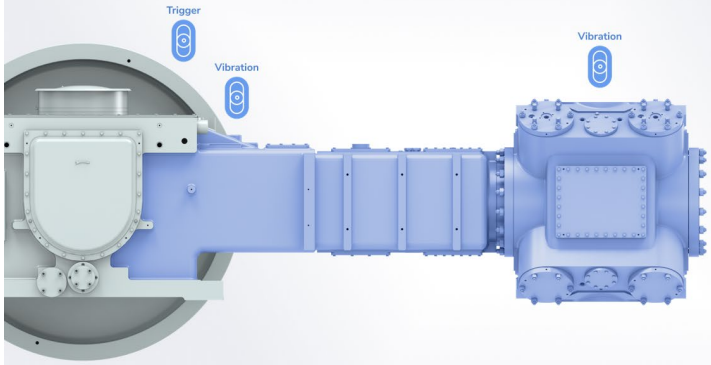


Burckhardt Compression | PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

4

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Schwingungsbasis

Schwingungssensoren

Frühe Fehlererkennung durch selbstlernenden Anomalie-Algorithmus

Von diesem Plan abgedeckt

- Zylinderprobleme (allgemein)
- Kolbenantriebsprobleme (allgemein)

Zeige Details ↓

Näherungs-Add-on

⊕ Näherungssensoren

Ursachenzuordnung für Kolbenantriebsanomalien

Druck-Add-on

⊕ Drucksensoren

Ursachen-Analyse für Zylinderanomalien

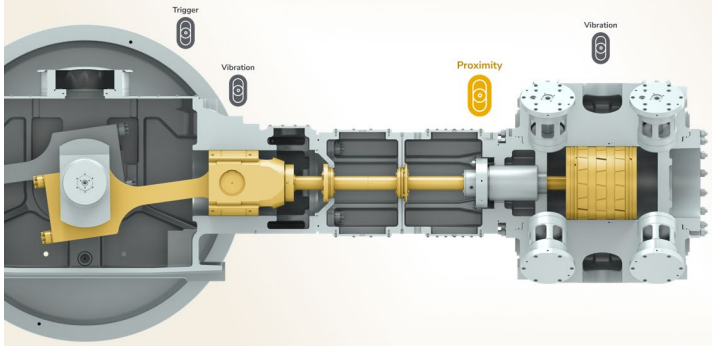
Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

5

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Grundschwingung

Schwingungssensoren

Frühe Fehlererkennung durch selbstlernenden Anomalie-Algorythmus

Näherungs-Add-on

⊕ Näherungssensoren

Ursachenzuordnung für Kolbenantriebsanomalien

Ergänzungen zum Basis-Schwingungsplan

- Verschleiß am Tragring
- Bewegung der Kolbenstange
- Kontaminationsdetektion im Zylinder

Zeige Details ↓

Druck-Add-on

⊕ Drucksensoren

Ursachen-Analyse für Zylinderanomalien

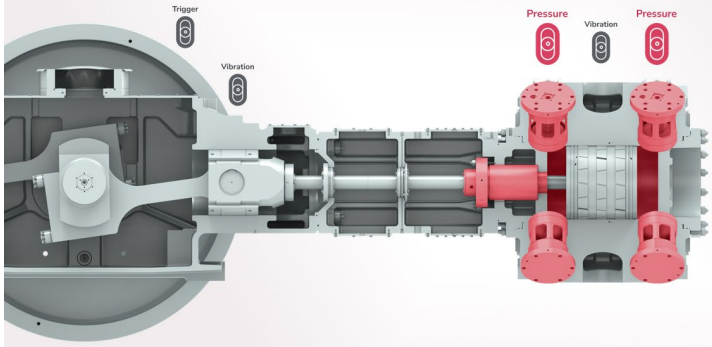
Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

6

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

Grundschwingung

Schwingungssensoren

Frühe Fehlererkennung durch selbstlernenden Anomalie-Algorhythmus

Näherungs-Add-on

⊕ Näherungssensoren

Ursachenzuordnung für Kolbenantriebsanomalien

Druck-Add-on

⊕ Drucksensoren

Ursachen-Erkennung für Zylinderanomalien

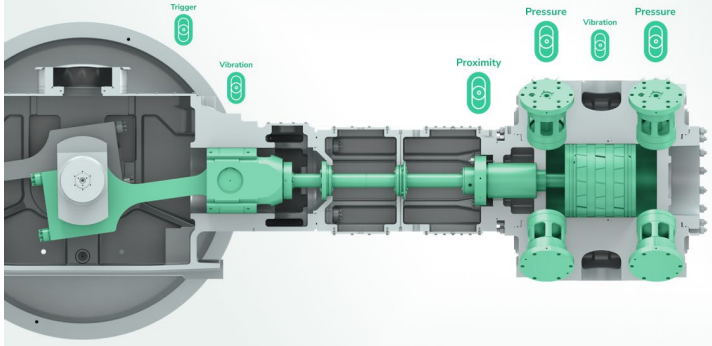
Ergänzungen zum Basis-Schwingungsplan

- Leckagen
- Überdruck
- Verdichtungsüberlastung durch Undichtigkeiten
- Ventilschadenerkennung
- Überlastung des Kolbenantriebs
- Unzureichende Schmierung des Kreuzkopf-Bolzen
- Lose Kolbenstangenmutter

Zeige Details ↓

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

UP! Detect Komplett

Schwingungssensoren
⊕ Annäherungssensoren
⊕ Drucksensoren

Vollständige Sicht über den Antriebsstrang von Zylinder und Kolben

Komplette Abdeckung

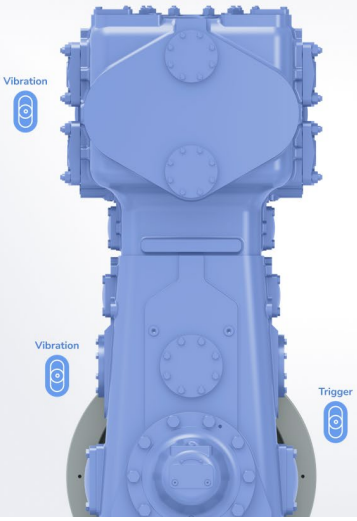
- Zylinderprobleme (allgemein)
- Kolbenantriebsprobleme (allgemein)
- Tragring-Verschleiß
- Bewegung der Kolbenstange
- Kontaminationsdetektion im Zylinder
- Leckagen
- Überdruck
- Verdichtungsüberlastung durch Undichtigkeiten
- Ventilschadenerkennung
- Überlastung des Kolbenantriebs
- Unzureichende Schmierung des Kreuzkopf-Bolzen
- Lose Kolbenstangenmutter

Zeige Details ↓

8

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Grundschwingung

Schwingungssensoren

Frühe Fehlererkennung durch selbstlernenden Anomalie-Algorhythmus

Von diesem Plan abgedeckt

- Zylinderprobleme (allgemein)
- Kolbenantriebsprobleme (allgemein)

Zeige Details ↓

Druck-Add-on

⊕ Drucksensoren

Ursachen-Analyse für Zylinderanomalien

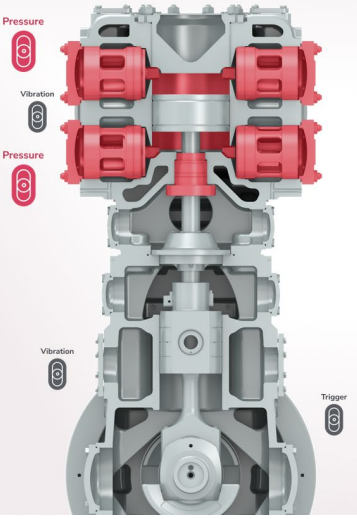
Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

9

UP! Detect.

Eine Plattform. Ihre Konfiguration.



Grundschwingung

Schwingungssensoren

Frühe Fehlererkennung durch selbstlernenden Anomalialgorhythmus

Druck-Add-on

⊕ Drucksensoren

Ursachen-Analyse für Zylinderanomalien

Ergänzungen zum Basis-Schwingungsplan

- Leckagen
- Überdruck
- Verdichtungsüberlastung durch Undichtigkeiten
- Ventilschadenerkennung
- Überlastung des Kolbenantriebs
- Unzureichende Schmierung des Kreuzkopf-Bolzen
- Lose Kolbenstangenmutter

Zeige Details ↓

Burckhardt Compression

PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

10

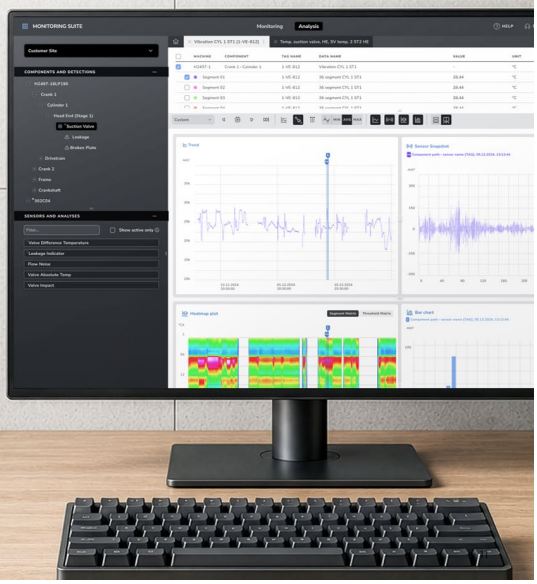
UP! Detect.

Modernste Software mit erweiterten Analysefunktionen

UP! Detect beinhaltet*

- Benutzerfreundliche Zustandsüberwachungsoberfläche
- Ausfallbasierte Alarmbenachrichtigung
- Anomalie-Erkennungsalgorithmen
- Automatische Warnschwellen-Einstellungsfunktionen
- 36-Segment-Analyse (0-Peak, RMS und Heatmap)
- PV/PT-Analyse & Rohdaten-Snapshots
- Überwachung des Tragring-Verschleißes
- Trendzusammensetzung und Vergleich über alle angeschlossenen Kompressoren hinweg
- E-Mail-Benachrichtigung für Alarme und Expertenbewertung verfügbar
- Und vieles mehr...

* Funktionalität hängt von den gewählten Paketen ab



Burckhardt Compression

PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY



Hardware für UP! Detect: PROGNOST®-Chrome

- **11 Signaleingänge** pro P-Chrome
- Verbunden via **EtherCAT** zum PROGNOST®-Edge
- **Bis zu 4 P-Chrome anschließbar** via 1 x P-Edge
- **Extrem robustes Gehäuse** aus Aluminium, galvanisiert
- Integrierte **Barrieren und Filter**
- Hohe **Vibrationsfestigkeit**, keine Kondensation im Modul
- **Ex-Area** zertifiziert
- **Temperaturbereich -40 °C bis +70 °C**





PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

13

Detail Informationen zu den UP! Detect Eingangskanälen

- PROGNOST®-Chrome ICP
  - 1x Namur (Maschinen Drehzahl)
  - 10x ICP (Schwingungssignal)



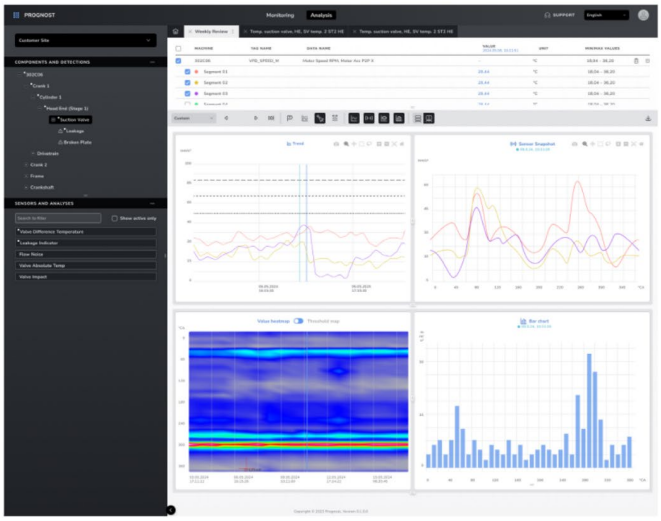
- PROGNOST®-Chrome MISC
  - 1x Namur (Maschinen Drehzahl)
  - 4x ICP (Schwingungssignal)
  - 4x 4-20mA (dyn. Druck)
  - 2x Eddy Current (Distanz)



PROGNOST INTELLIGENCE ON DUTY

14

Ansichten der Software

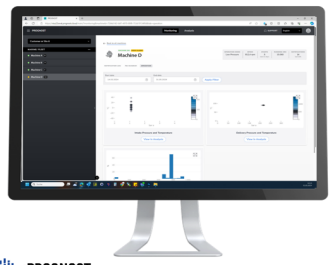


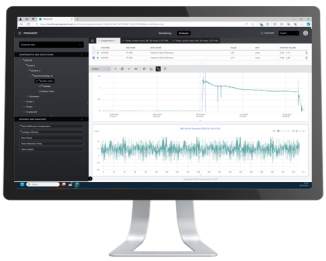
PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

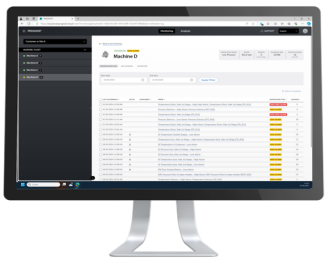
15

Maschinen Monitoring – Was machen wir mit den Daten?

- Automatische Anomalie-Erkennung
- Die automatische Anomalie-Erkennung benachrichtigt Sie, wenn eine Anomalie in den Messungen erkannt wird und verhindert so Ausfälle oder Schäden an Ihrer Maschine.
- Standardanalysen
- Filtern Sie die Rohsignale, um eindeutig zu identifizieren, wo und was die Veränderung an Ihrer Maschine verursacht, hat.
- Alarm Empfehlungen
- Sehen Sie alle Alarme in einem Logbuch. Filtern Sie nach Zeit, Kritikalität und Alarmtyp.

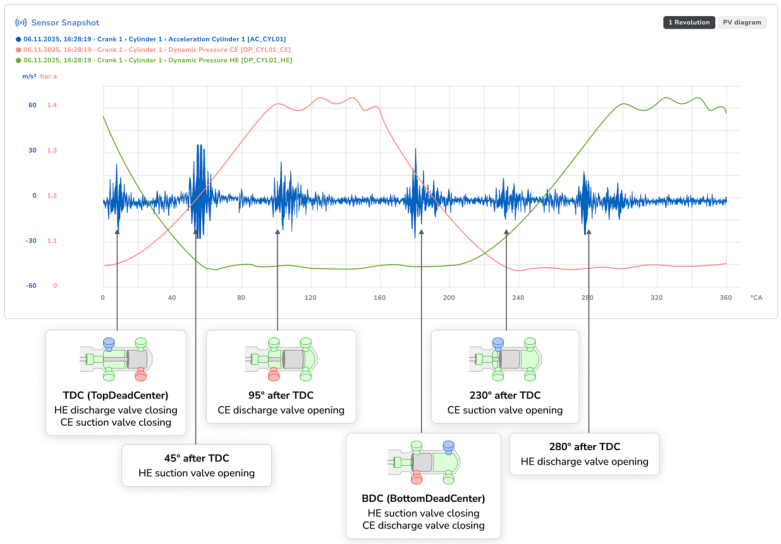




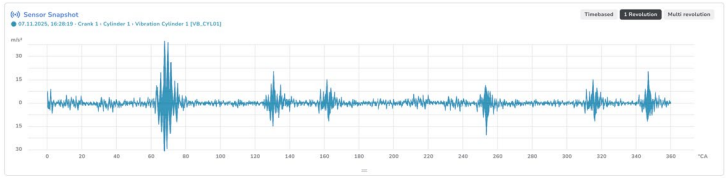


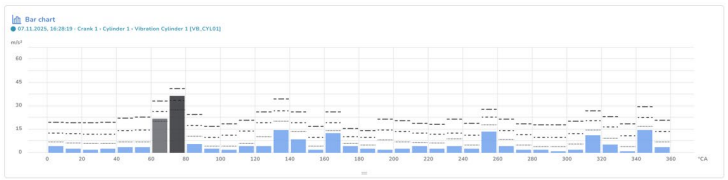
PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

36-Segment-Analyse: Ventilaktivitäten

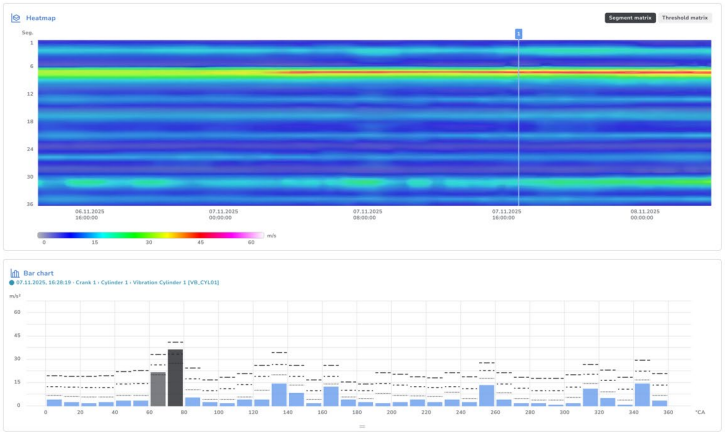


36-Segment-Analyse: Frühe Fehlererkennung





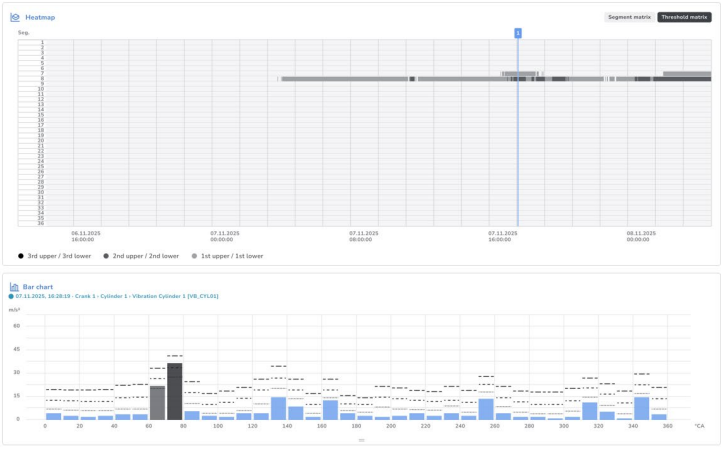
36-Segment-Analyse: Frühe Fehlererkennung – Heatmap



Burckhardt Compression

PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

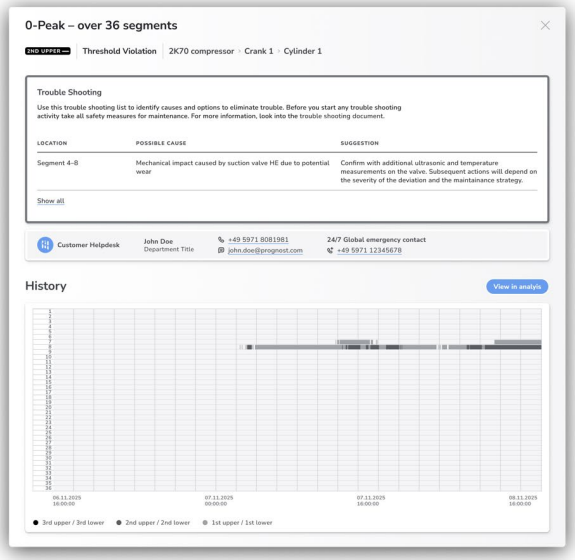
36-Segment-Analyse: Frühe Fehlererkennung – Segmentmatrix



Burckhardt Compression

PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

36-Segment-Analyse: Frühe Fehlererkennung – Handlungsempfehlungen



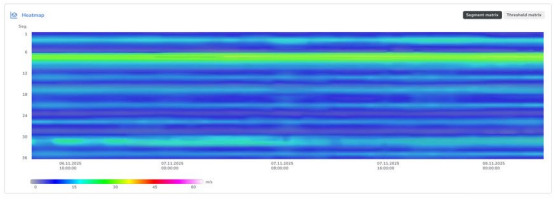
Burckhardt Compression

PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

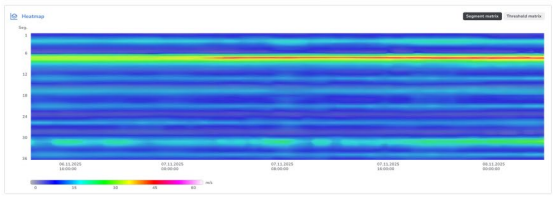
Anomalie-Erkennung in UP! Detect

Der Algorithmus erlernt das normale Verhalten des Kompressors innerhalb der ersten 3 Monate basierend auf gespeicherten Daten.

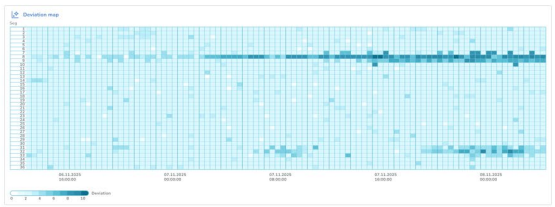
- Je größer die Abweichung vom normalen Verhalten ist, desto höher die Schwingung und desto dunkler die Farbe
- Tägliches Update, falls Abweichungen festgestellt wurden
- Aktionsempfehlungen basierend auf Segmentänderungen



Normales Verhalten



Aktuelles Verhalten



Abweichungskarte

Burckhardt Compression

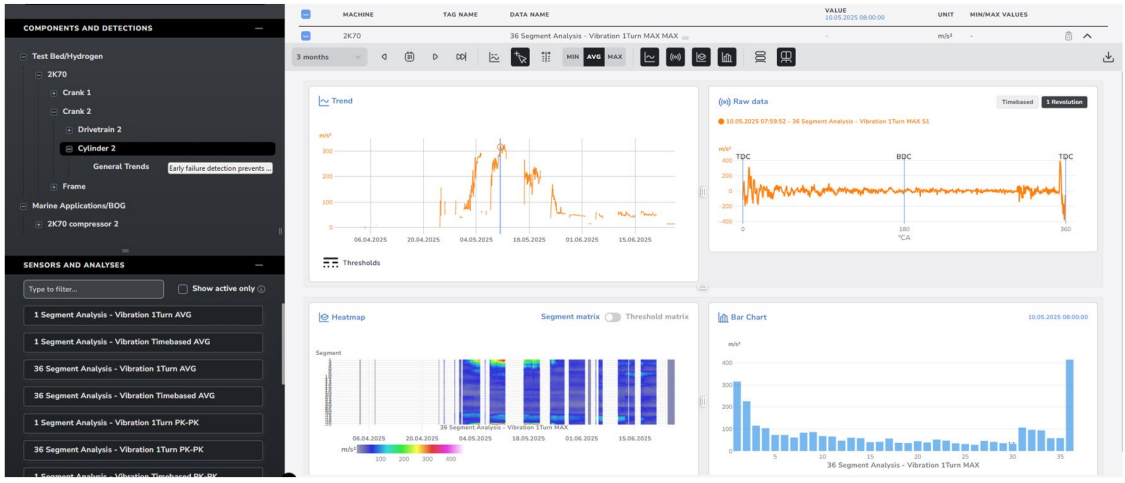
PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

Erfolgsgeschichte: 2 Wochen im Voraus – Ausfälle mit Vibrationsüberwachung festgestellt

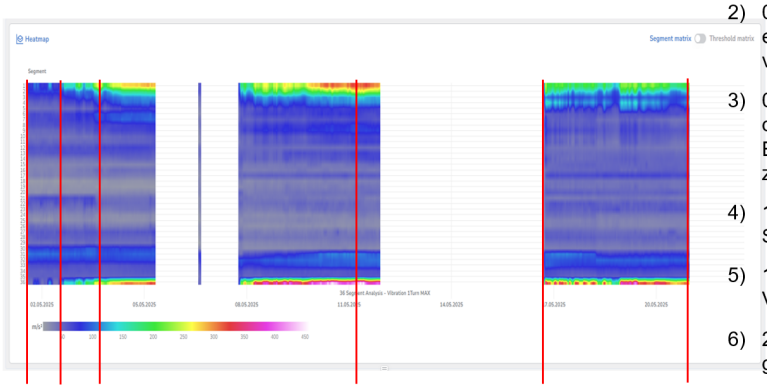
UP! Detect auf einem Laby® 2K70 Kompressor

Digital empowerment

Komplette Signalübersicht - Druckventil Deckelseite



Trendansicht mit Ereigniszeitleiste - Druckventil Deckelseite



1) 30.04 - Maschinenstart
2) 02.05 - Erster Anstieg im ersten Segment aufgrund von Ventilverschlechterung
3) 04.05 - Vom Maschinenanalysten in den Daten gesehen und gemeldet – Entscheidung, die Maschine laufen zu lassen
4) 11.05 - Vibrationen erreichen im Segment 01 ein Maximum von 33 g
5) 18.05 - Leistungsverlust durch Ventilausfall, Temperaturanstieg
6) 21.05 - Maschine zur Wartung gestoppt – defektes Ventil bestätigt

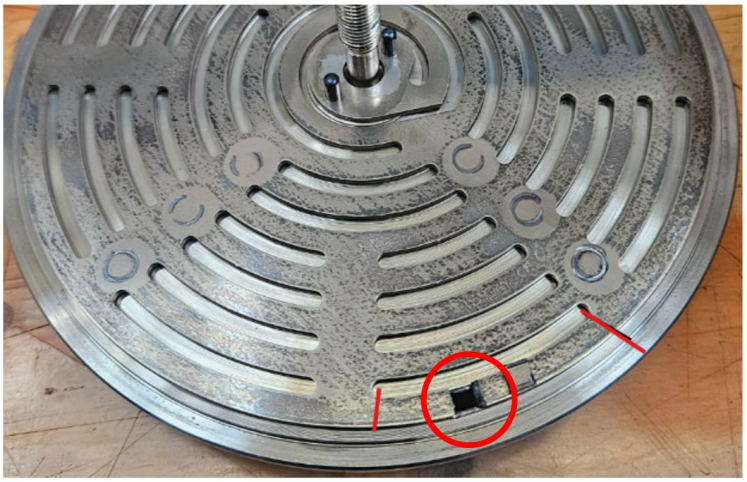


Burckhardt Compression

25

Wichtige Ergebnisse - Druckventil Deckelseite

- Eine Basis-SPS-Überwachung erkennt möglicherweise keine mechanischen Ausfälle im Frühstadium
- Fortschrittliche Vibrationsüberwachung (UP! Detect) ermöglicht eine frühzeitige Fehlererkennung
- Prädiktive Wartung unterstützt Kosteneinsparungen, Sicherheit und betriebliche Kontinuität
- Die Integration von Analyse-Ergebnissen in den täglichen Betrieb ist entscheidend für die Zuverlässigkeit
- **Das kaputte Ventil bestätigte die Analyse und deren Genauigkeit von UP! Detect**



Burckhardt Compression

26

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 7

Instandsetzung und Optimierung von Zylinder- & Packungsschmierung an Bestandsanlagen

Jacob Lambregts, M. Eng.

Roesen GmbH

Lubrication Sytsems

Vorstellung Roesen

Seit mehr als 10 Jahren hat die Roesen GmbH Bremen ihr Angebot ausgebaut. Vom ursprünglichen Hersteller der eigenen Produkte, Roesen EZ System Grützner und HD, zum Instandsetzer vieler gängiger so wie bereits abgekündigter Mehrleitungsölschmierpumpen anderer Hersteller. Diese kommen insbesondere zum Einsatz in geschmierten Kolbenverdichtern. Neben Ersatzteilen der eigenen Produkte werden auch Verschleißteile für Fremdfabrikate vorgehalten oder nach Bedarf im reverse-engineering kurzfristig angefertigt, um termintreue Instandsetzungen anbieten zu können. Es verlassen nur, nach strengen Richtlinien, geprüfte Ölschmierpumpen den Betrieb.

Einleitung

In der Industrie werden in unterschiedlichsten Anwendungen Kolbenverdichter zum Komprimieren und Fördern von Gasen eingesetzt. Diese Kompressoren sind für lange Betriebszeiten ausgelegt.
Auf Grund der Bauart, Betriebsbedingungen, Werkstoffpaarungen und Gasbeschaffenheit sind viele dieser Maschinen mit einer gesonderten Ölschmieranlage für die Kolben- und Packungsschmierung ausgerüstet.
Durch unseren täglichen Umgang mit diesen Ölschmierpumpen, für die Kolben- und Packungsschmierung, sind wir mit vielen Bauarten vertraut, welche heute noch immer zuverlässig im Einsatz sind.
Dazu gehören neben unseren eigenen Produkten, den ROESEN Ölern Modell EZ auch Modelle, die wir übernommen haben und weiterführen.
Als Beispiel den Delimon Standartöler oder den „BOSCH Öler“ welcher von Vögele als T-Öler weitergeführt wurde.
Aber auch Ölschmierpumpen deren Hersteller nicht mehr existieren oder bei denen die Produktsparte eingestellt wurde, setzen wir regelmäßig und gern Instand.
In dieser Ausarbeitung wollen wir uns in erster Linie auf Pump-to-Point Schmierung konzentrieren.

Warum Instandsetzung

Die Instandsetzung ergibt aus vielerlei Gründen Sinn. Neben der Nachhaltigkeit gilt in vielen Fällen sicher auch hier „Never change a Running System“. Denn wenn ein Öler einige Jahrzehnte, oft ohne große Aufmerksamkeit eine Anlage am Laufen gehalten hat ist das mindeste, was man machen sollte auch hier einmal auf Funktion und internen Verschleiß zu überprüfen. Denn wie bereits in vielen Vorträgen hier bei den Kötter Workshops vorgetragen wurde, ist das Schmieren ein wichtiger Faktor für einen im wahrsten Sinne „Reibungslosen“ Betrieb des Kompressors. Der Öler ist ein kleines Bauteil mit großer Wirkung auf die Übergeordnete Produktionsanlage.

Wenn eine Anlage also über viele Jahre gut funktioniert hat, sind es auch bauliche Gründe, die sehr für eine Instandsetzung sprechen. Denn die Instandsetzung eine Bestandsanlage bedarf keinerlei Umbauten und Anpassungen am Gesamtsystem. An einigen Anlagen ist die Ölschmierpumpe sehr stark integriert, sodass ein Austausch dort nicht ohne weiteres möglich ist. Ein anderer Grund kann auch die Art des Antriebs sein. Einige der vorhandenen Anlagen nutzen einen Direktantrieb, z.b. über einen Schwinghebelantriebe mit Rollenschaltwerk, da nicht an allen Anlagen eine eigene Stromversorgung vorhanden ist.

Auch wenn bei einer Instandsetzung die Nachfertigung von einzelnen Bauteilen oft nicht billig ist, so ist es in der Regel doch günstiger als ein neuer Öler, insbesondere wenn die Gesamtkosten für notwendige Umbauten vor Ort betrachtet werden.

Was empfiehlt die API 618 ?

Das American Petroleum Institute hat in Ihrer Richtlinie 618-6 (2024) zu Kolbenverdichtern empirische Daten gesammelt und veröffentlicht, um durch Empfehlungen technische Umsetzungen vorzugeben. Damit sollen technisches Versagen vermieden und Menschenleben geschützt werden. Speziell im Unterkapitel 7.5.3 geht das API auf die Kolben und Packungsschmierung ein. Danach werden folgende Systeme und Ihre Eigenschaften vorgegeben:

- Progressivverteiler System oder Mehrleitungssystem (Pump-To-Point) (7.5.3.1.1)
- Einstellbarkeit: 25% Erhöhung und 25% Reduktion während des Betriebes (7.5.3.1.4)
- Vorschmierung vor dem Starten des Verdichters möglich (7.5.3.1.6)
- Alarmsystem bei Ausfall der Ölschmieraggregate (7.5.3.1.7)
- Rückschlagventile immer im Ölbad (7.5.3.1.9)
- Ölreservoir für mindestens 30 Stunden Betrieb mit Ablassmöglichkeit (7.5.3.1.12).

Aufbau Progressivverteiler nach API 618

Das Prinzip beruht auf mindestens eine Pumpquelle, welche durch eine fest vorkonfektionierte und auf die übergeordnete Maschine abgestimmte Unterverteilung der Schmiermengen beruht. Hierbei werden die Zuteilkolben durch das Schmiermittel abhängig voneinander zyklisch angesteuert (siehe Abbildung 1). Durch eine mehrfache Unterverteilung von Primär- auf Sekundärebene muss man bei dieser Konfiguration von einer Schmiermittelpause von bis zu 45s ausgehen. Durch eine zweite Pumpquelle mit Antrieb ist eine „Heiße“ Redundanz, welche die Ausfallsicherheit erhöht, günstig zu bewerkstelligen. Da das Schmiermittel auch als Antriebsmedium des Verteilers genutzt wird, führt die Blockade einer Schmierleitung zum Ausfall des Gesamtsystems. Daher ist bei diesen Systemen eine Überdrucksicherung gefordert und bei Differenzdrücken über 55 bar zwischen zwei Schmierstellen sollen Ausgleichsventile verbaut werden. (7.5.3.2)

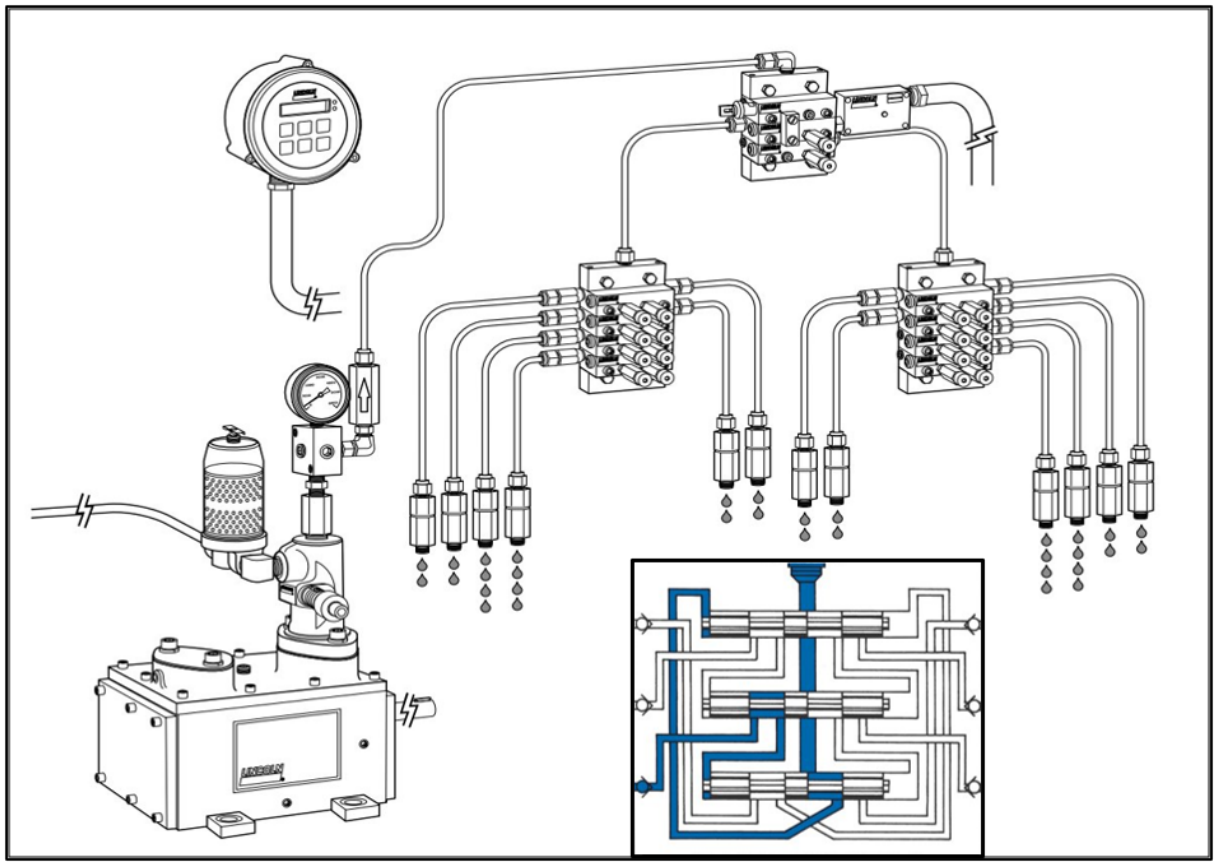


Abbildung 1: Progressivsystem (Lincoln)

Aufbau eines Pump-To-Point Systems

Beim Pump-To-Point Systemen erhält jede Zylinder- und Packungsschmierstelle eine eigene, mechanisch angesteuerte Pumpquelle (Abbildung 2). Eine zusätzliche Schmierstelle ist ausschließlich für die Überwachung zuständig. Eine weitere zusätzliche Schmierstelle dient als Reserve. Insgesamt ergeben sich daraus bei Pump-To-Point Systemen folgende Eigenschaften:

- Jede Schmierstelle ist unabhängig im Betrieb einstellbar
- Jede Schmierstelle hat eine optische Flusskontrolle
- Mindestens 3 bis 15 Schmiermengendosen pro Minute
- „Hot-Swap“ fähiger Reserveanschluss

Im Gegensatz zum Progressivsystem hat der Ausfall einer Schmierstelle keine direkten Auswirkungen auf die benachbarten Schmierstellen. Der Verdichter kann weiter betrieben werden, indem zum Beispiel die Fördermengen benachbarter Schmierstellen des betroffenen Zylinders oder der betroffenen Packung im Betrieb erhöht werden oder eine vorgesehene Reserveschmierstelle umgeklemmt wird.

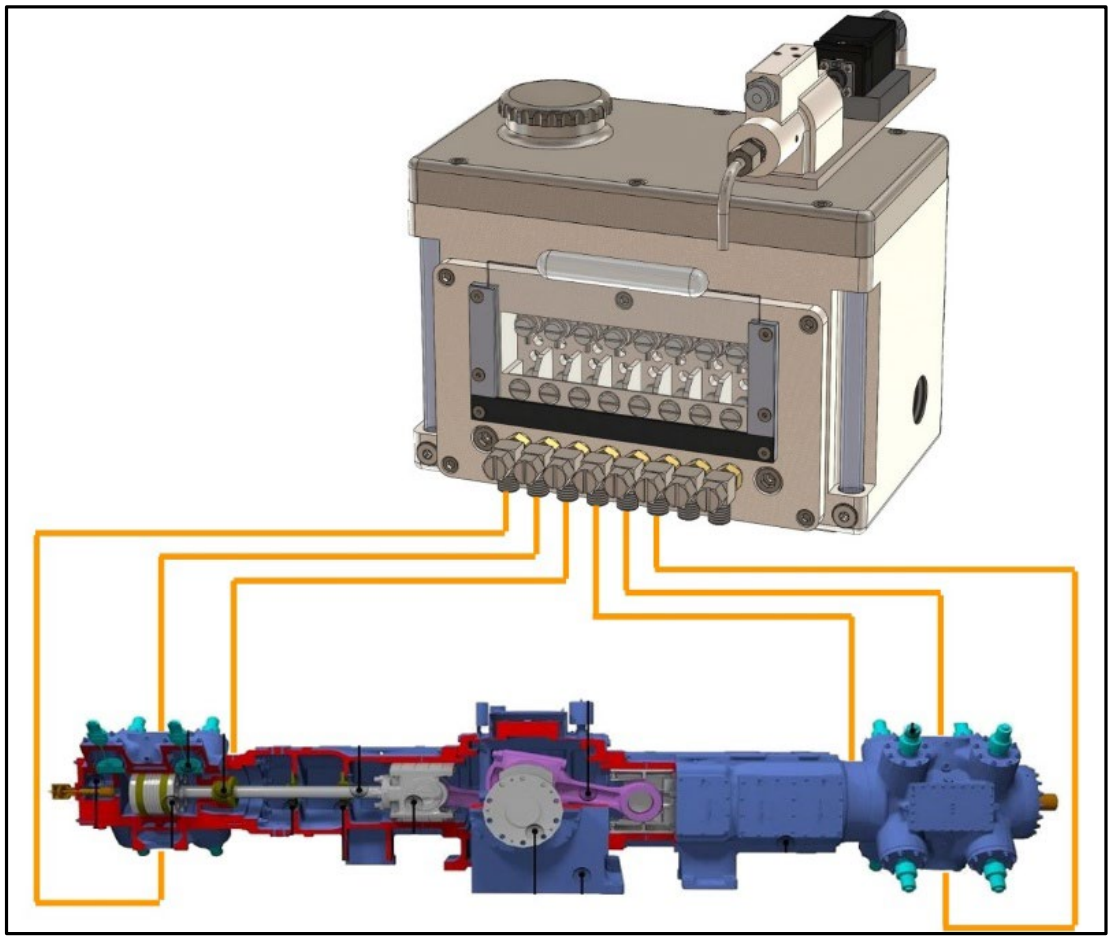


Abbildung 2: Pump to Point System (Roesen EZ)

Grundlegende Bauweisen von Schmierpumpen

Die Pumpen lassen sich prinzipiell nach Funktionsweise einteilen. Zum einen gibt es Systeme, bei denen die Mengeneinstellung vom Ansaughub der Förderung abhängt (kombiniertes System) und andere Systeme, bei denen die Schmiermenge getrennt von der Förderung bei einem Dosierhub reguliert wird. Bei dem kombinierten System gibt es die Unterdruck-Ausführung mit einem Sichtglas mit Tropfenkontrolle und die Ausführung im Ölbad ohne Sichtkontrolle. Es finden sich zudem viele Entwicklungen, bei denen versucht wurde, die prinzipbedingten Nachteile durch technische Lösungen auszugleichen, sowie Ölschmierpumpen, bei denen unterschiedliche Funktionsweisen in einer Anlage kombiniert sind. Außerdem bietet Hoerbiger mit XperLUBE seit einigen Jahren ein System mit elektronisch angesteuerten Injektoren an.

Die Schmierpumpen für Kolbenverdichter sind üblicherweise modular aufgebaut, bestehend aus einem Gehäuse (mit Antrieb) und einzelnen Pumpenelementen. Durch die Verwendung von Blindkappen anstelle von Pumpenelementen oder Rücklaufanschlüssen können beliebige Mengen Schmierstellen realisiert werden.

Da beim kombinierten System nur ein Kolben für die Hochdruckförderung und Mengeneinstellung verwendet wird, sind diese Pumpenelemente vergleichsweise einfach gebaut. Technisch bedingt tritt eine minimale Leckage zwischen dem Förderkolben und der Zylinderbohrung sowie an den Rückschlagventilen auf. Diese ist in erster Linie vom Gegendruck und der Viskosität (Temperatur) des Schmierstoffs abhängig. Daher kann die Mengeneinstellung bei schwankenden Betriebsdrücken und Temperaturen, insbesondere bei fortschreitendem Verschleiß oder Verschmutzung der Pumpenelemente unzuverlässig werden.

Der grundlegende Aufbau eines Unterdruck-Pumpenelement ist in Abbildung 3 dargestellt. Zu Beginn vom Saughub ist das Sichtglas voll Öl, der Förderkolben wird durch eine Feder der Kurbelwelle nachgeführt, bis der Kipphebel am verstellbaren Anschlag anliegt. Damit ist der Ansaughub beendet und das saugseitige Rückschlagventil schließt. Im weiteren Verlauf liegt die Kurbelwelle wieder am Kolben an und der Förderhub beginnt. Die druckseitigen Rückschlagventile öffnen und der Schmierstoff wird zur Schmierstelle gefördert. Am oberen Totpunkt endet die Förderung und es beginnt ein neuer Ansaughub. Dadurch wird im Schauglas ein Unterdruck aufgebaut, wodurch die entsprechende Menge Öl durch das Ansaugrohr in das Schauglas gesogen wird.

Da die Pumpenelemente oben auf dem Gehäuse angebracht sind, muss dauerhaft eine Flüssigkeitssäule im Ansaugrohr bestehen. Nach längerem Stillstand können minimale Undichtigkeiten zum Abreißen der Säule und damit zum Totalausfall der betreffenden Schmierstelle führen. Insbesondere bei sehr gering eingestellten Schmiermengen ist das Pumpenelement nicht in der Lage, ausreichend zu entlüften. Auch kann der Ölstand im Betrieb unterhalb der Kurbelwelle liegen, weshalb die Teile anfälliger sein können für Korrosion. Allerdings lässt sich dadurch ein Austausch von defekten Pumpenelementen einfach und schnell realisieren, da kein Öl abgelassen werden muss und die einzelnen Elemente nur von oben eingesetzt sind. Der Bauraumbedarf hängt direkt von der Anzahl der Schmierstellen ab, da die Pumpenelemente einfach nebeneinander platziert werden.

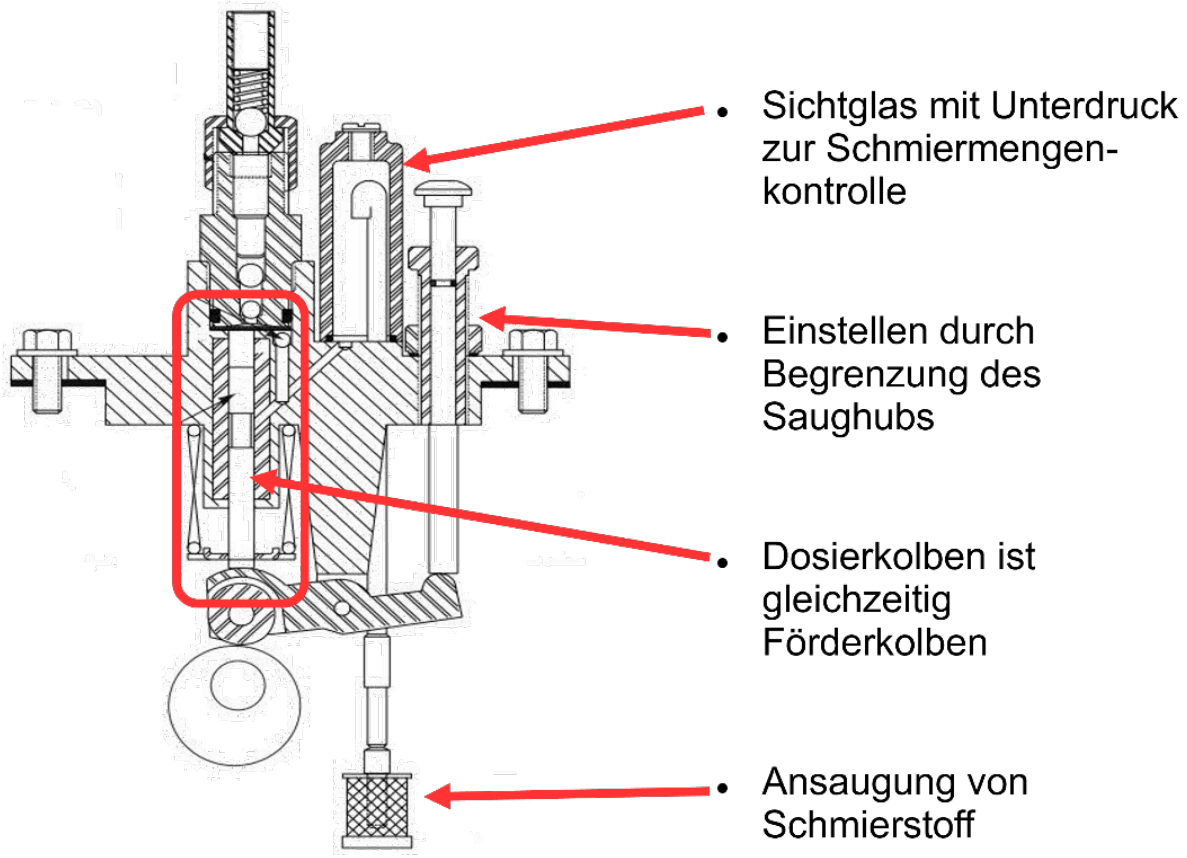


Abbildung 3: Unterdruck-Pumpenelement (u.a. Mega M55 Lubricator)

Derartige Schmierpumpen werden insbesondere im amerikanischen Raum häufig verwendet. Hier sind insbesondere die Hersteller Coulthard, Ariel, Sloan, Graco, Manzel und CPI verbreitet. Im europäischen Raum finden sich außerdem Schmierpumpen ähnlicher Funktionsweise von Vögele und Assalub.

Bei der kombinierten Ausführung im Ölbad (meist ohne Tropfensichtkontrolle) werden üblicherweise mehrere Pumpenelemente radial oder axial um eine Steuerscheibe angeordnet (siehe Abbildung 4). Hierbei wird entweder direkt der Hub der Kolben begrenzt oder der effektive Hub wird reduziert, beispielsweise durch eine verstellbare Zylinderhülse oder durch einen zusätzlichen federbelasteten Kolben.

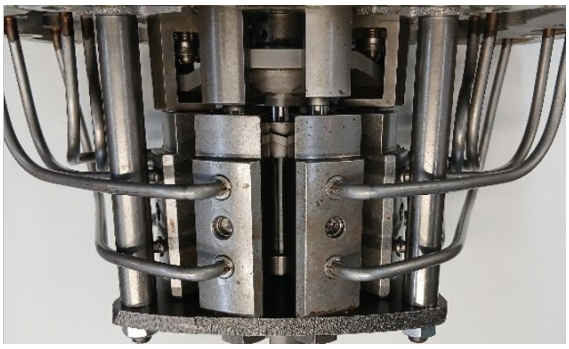



Abbildung 4: Radiale und axiale Bauform (u.a. Voegele FB und T-Öler)

Bei der radialen Bauweise sind Pumpen verfügbar, die zwei Reihen Pumpenelemente übereinander versetzt ermöglichen, wodurch bis zu 30 Schmierstellen mit einem maximalen Betriebsdruck von 350 bar (je nach Hersteller) versorgt werden können.
Bei der axialen Bauform findet sich häufig eine zweite Steuerscheibe, die einen Steuerkolben betätigt, der zwischen dem Ansaugen und den beiden Druckausgängen umsteuert.
Da die Pumpenelemente immer im Öl laufen treten die Probleme der Unterdrucksystem nach längerem Stillstand hier nicht auf, allerdings ist ein Austausch von Pumpenelementen auch mit einem deutlich größeren Aufwand verbunden.

Ein großer Vorteil dieser Bauweise ist der geringe Bauraumbedarf bei größerer Anzahl an Schmierstellen. Von Nachteil ist die fehlende Durchflusskontrolle, weshalb häufig zusätzliche Zahnradsichtkontroller (siehe Abbildung 5 links) oder Durchflussanzeiger mit Schwebekörper (siehe Abbildung 5 rechts) verwendet werden.



Abbildung 5: Durchflussanzeiger (Roesen)

Diese Bauform hat sich durch Bosch und Woerner in Deutschland stark verbreitet.
Aktuelle Anbieter derartiger Systeme sind unter anderem SKF, Woerner, Groeneveld-Beka sowie Bijur-Delimon.
Außerdem gibt es Integralbauweisen, bei der alle Pumpenelemente in einem kompakten Block zusammengefasst sind, wodurch der notwendige Bauraum zwar sehr gering ist, eine Individualisierung und Instandsetzung aber erschwert wird. Diese finden eher bei geringeren Drücken Verwendung.

Eine weitere Bauform stellen die getrennten Systeme dar, die aus einem Förderkolben und einem davon unabhängigem Dosierkolben sind. Hier wird das Öl drucklos dosiert und anschließend über eine Tropfensichtkontrolle und Abtropferbecken mit dem Förderkolben zu der Schmierstelle befördert. Der grundlegende Aufbau ist in Abbildung 6 dargestellt. Im grün markiert ist die drucklose Zuteilung mit dem zwangsgeführtem Steuerkolben und dem einstellbaren Dosierkolben. Der Dosierhub und Förderhub laufen gleichzeitig parallel ab. Beim Rückhub folgt der federbelastete Dosierkolben dem Steuerkolben, bis dieser an der Einstellschraube anliegt. Danach saugt der Steuerkolben das Öl an. Beim Vorhub fördert der Steuerkolben das Öl gegen den Dosierkolben, bis der Kanal zur Abtropfeinheit freigegeben ist. Das Öl tropft dann vorne sichtbar in das Abtropferbecken, wo eine Messung der tatsächlichen Schmiermenge während des Betriebs möglich ist, und läuft von dort aus zum Förderkolben. Vom Förderkolben wird dann das Öl zur Schmierstelle gepumpt. Etwaige Leckagen am Kolben gelangen zurück ins Abtropferbecken und werden beim nächsten Förderhub wieder mit zur Schmierstelle gefördert. Dadurch bietet diese Bauweise den Vorteil, dass die eingestellten Schmiermengen auch bei wechselnden Umgebungsbedingungen konstant bleiben und somit auch sehr geringe Mengen zuverlässig eingestellt werden können. Auch der Anlauf nach längerem Stillstand ist problemlos möglich.
Da diese Pumpenelemente zwangsgeführt im Öl laufen ist ein Austausch von defekten Anschlüssen aufwändiger. Daher wird üblicherweise ein Reserveanschluss vorgesehen.

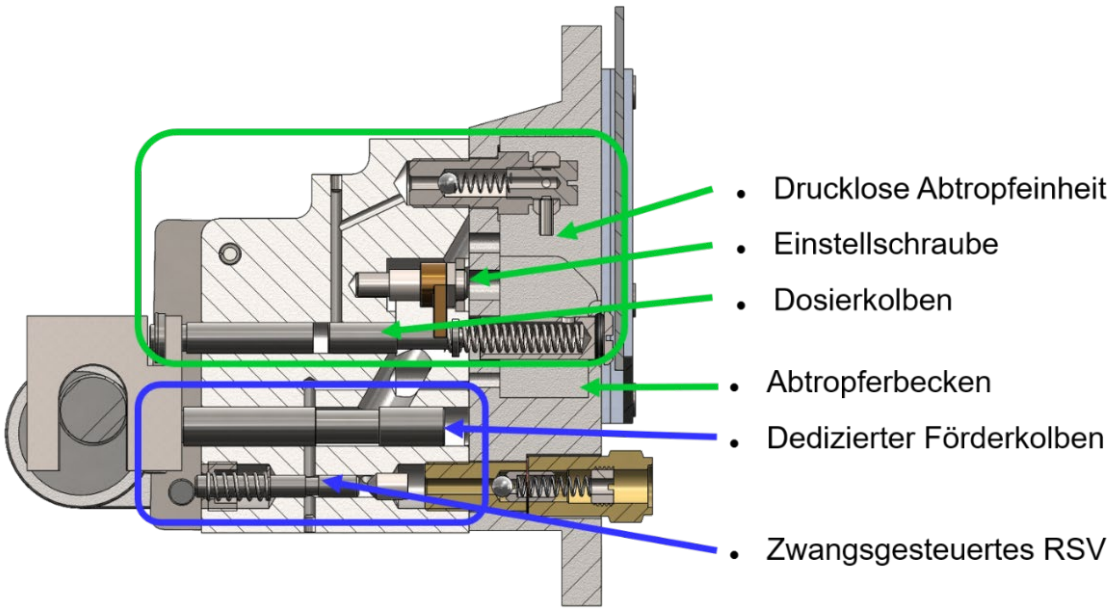


Abbildung 6: Getrenntes System (Roesen EZ)

Diese Bauweise findet sich insbesondere an Kolbenverdichtern häufig. Hier sind Modelle der Hersteller Roesen, Grützner, Delimon, Bosch, IVO, Voegele, Vogel und SKF vertreten. Für diese Hersteller bietet Roesen Instandsetzungen und eine umfangreiche Ersatzteilversorgung an, für Grützner, Roesen EZ und Delimon Standardöler auch komplette Ölschmiersysteme. Außerdem bietet SKF derartige Öler für Neuausrüstungen an.

Erfahrungen aus vergangenen Instandsetzungen

Insbesondere bei Schmiersystemen, die Jahrzehnte ohne Ausfälle funktioniert haben, gibt es im Rahmen von planmäßigen Wartungen manche Überraschungen.
Mit etwas Aufmerksamkeit lassen sich einige Probleme verhindern bevor diese zu Ausfällen und Schäden an der übergeordneten Anlage führen.
Die einfachste Möglichkeit besteht darin, einen planmäßigen Anlagenstillstand zu nutzen, und das Ölschmiersystem währenddessen auf Verschmutzung und Verschleiß zu begutachten.
Zuerst muss das Öl abgelassen werden, wobei darauf zu achten ist, ob sich Verschmutzungen z. B. in Form von Schlamm, Partikeln oder Wasser im Öl befinden. Insbesondere bei Modellen, bei denen die Füllstandsanzeige nicht bis zum Boden des Tanks geht, können Kontaminationen mit Wasser ansonsten nur schwer auffallen.
Bei manuell befüllten Anlagen ist oft eine Begutachtung durch den Füllanschluss möglich. Meistens ist am Füllanschluss ein Einfüllsieb vorhanden, welches bereits erste Anhaltspunkte liefern kann. Bei Anlagen im Außenbereich finden sich hier manchmal Pollen und andere Staubrückstände, die mit dem Öl einen Filz gebildet haben und das Sieb verstopfen. Dadurch wird auch das Befüllen per Ölkanne verlangsamt/erschwert. Nach Demontage bzw. Reinigung des Füllsiebs kann ein erster Blick in das Innere bereits einiges über den Zustand verraten.
Dafür ist bei druckdichten Schmierpumpen meist die Demontage eines Deckels notwendig.
Der Einblick in einen solchen Öler, der etwa 40 Jahre ohne Auffälligkeiten in Betrieb war, ist in Abbildung 7 zu sehen.



Blick in das Gehäuse mit etwa 20 mm hoch Schmutz am Boden



Pumpenkörper mit Schmutz bis zur Ansaugbohrung links

Abbildung 7: Verschmutzung und Verschleiß bei einer geplanten Instandsetzung

Bei solch starken Verschmutzungen oder sichtbarem Verschleiß sollte nach Möglichkeit eine Instandsetzung durchgeführt werden, um einem ungeplanten Ausfall vorzubeugen. Wenn mehrere gleiche Anlagen vorhanden sind, ist oft auch ein Ersatzaggregat vorhanden, wodurch der Anlagenstillstand beim Austausch der Schmierpumpe auf ein Minimum reduziert werden kann.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 8

Entwicklung von Kolbenkompressoren für neuartige CO_2-Anwendungen

Christopher Petersen[1,2] und Torben Hasse[1]

J.P. Sauer und Sohn Maschinenbau GmbH (Sauer Compressors)[1]

Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik[2]





1. Überkritisches CO_2 als Arbeitsmedium

In technischen Anwendungen bisher als Nebenprodukt industrieller Prozesse betrachtet, gewinnt CO_2 zunehmend auch an Relevanz als Arbeits- und Prozessmedium.[1] Insbesondere in geschlossenen Kreisprozessen stellt es eine Alternative zu konventionellen Arbeitsfluiden dar.

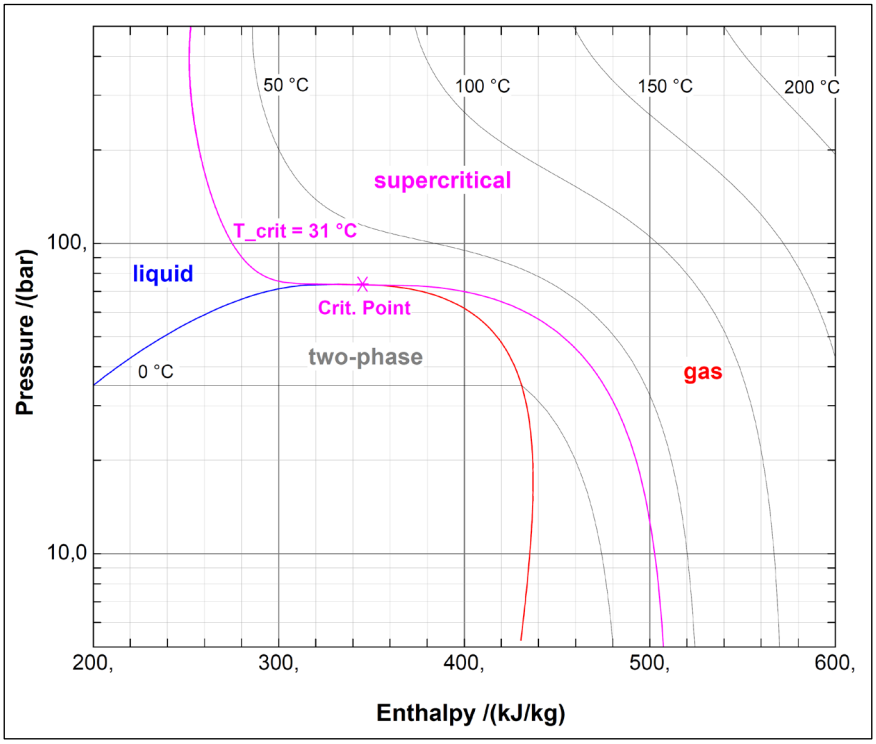


Abbildung 1: p-h-Phasendiagramm von CO_2

Abbildung 1 zeigt das p-h-Phasendiagramm von CO_2. Der kritische Punkt liegt bei 30,98 °C und 73,8 bar. Oberhalb dieses Punktes kann nicht mehr eindeutig zwischen flüssiger und gasförmiger Phase unterschieden werden. In seiner Nähe reagieren Stoffeigenschaften wie Dichte und Wärmekapazität sehr empfindlich auf Änderungen von Druck und Temperatur.

Tabelle 1: Kritische Punkte üblicher Prozessgase

Gas	Krit. Temp. in °C	Krit. Druck in bar
He	-268	2,27
H_2	-234	13,2
N_2	-147	34,0
CO_2	**+31**	**73,8**

Diese Eigenschaften können für technische Prozesse vorteilhaft sein, stellen jedoch besondere Anforderungen an Verdichter, Wärmeübertrager, Ventile und die Systemregelung. Da die kritische Temperatur nahe typischer Umgebungstemperaturen liegt, können bereits geringe Schwankungen der Umgebungsbedingungen den thermodynamischen Zustand des

Arbeitsfluids deutlich beeinflussen. In Tabelle 1 ist der kritische Punkt von CO_2 im Vergleich zu anderen üblichen Prozessgasen aufgeführt.

CO_2 wird zunehmend insbesondere in Kälteanlagen und Wärmepumpen als Alternative zu fluorierten Arbeitsmitteln eingesetzt. Es ist nicht brennbar, PFAS-frei, weist ein geringes Treibhauspotenzial sowie kein Ozonabbaupotenzial auf und gilt als vergleichsweise wenig toxisch. Die hohen Betriebsdrücke ermöglichen kompakte Systeme mit hoher Leistungsdichte, erhöhen jedoch zugleich die mechanischen Anforderungen an Anlagenkomponenten. Für CO_2-Kälteanlagen sind Verdichter und weitere Komponenten derzeit für Drücke bis etwa 150 bar verfügbar.

Ein weiteres Anwendungsfeld ist *Carbon Capture, Utilisation and Storage (CCUS)*. Während die Abscheidung häufig bei Drücken von 1 bis 2 bar erfolgt, werden für den Transport und die Speicherung etwa 100 bis 200 bar benötigt.

In Wärmekraftprozessen wird zunehmend die Verwendung von überkritischem CO_2 (sCO_2) als Arbeitsmedium in geschlossenen Joule-Kreisläufen erforscht. Oxy-Fuel-Verbrennungsprozesse, die teilweise als offene sCO_2-Prozesse bezeichnet werden, sind nicht Gegenstand dieser Arbeit.

2. sCO_2-Energieanlagen und Nebenanwendungen

Unter Gesichtspunkten der Ressourcenverfügbarkeit und dem Umwelteinfluss verändern sich Anforderungen an Energiesysteme. Neben der Stromerzeugung aus Windenergie und Photovoltaik stellen auch thermische Energieanlagen weiterhin einen wichtigen Beitrag zur Gewährleistung einer zuverlässigen Grundlastversorgung dar.

Abbildung 2 zeigt den Kreisprozess eines einfachen sCO_2-Wärmekraftprozesses mit Turboverdichter, Hauptwärmeübertrager, Expansionsturbine und Rückkühler. Die Punkte 1 und 2 kennzeichnen den Ein- und Austritt des Verdichters, die Punkte 3 und 4 den Ein- und Austritt der Turbine.

Durch die Verdichtung von CO_2 bei hoher Dichte nahe dem kritischen Punkt kann die erforderliche Verdichtungsarbeit gegenüber Prozessen mit geringerer Ansaugdichte reduziert werden. Dies trägt zum Wirkungsgradpotenzial des Kreisprozesses bei. Gleichzeitig führt die ausgeprägte Abhängigkeit der Stoffeigenschaften von Druck und Temperatur zu besonderen Anforderungen an Auslegung und Regelung.

sCO_2-Wärmekraftprozesse und Hochtemperatur-Wärmepumpen nutzen Turboverdichter für große Massenströme bei moderaten Druckverhältnissen und hohen Druckniveaus. Für Nebenaggregate mit geringeren Massenströmen und höheren Druckverhältnissen sind dagegen Verdrängerverdichter besonders geeignet.

Eine vielversprechende Methode zur Leistungsregelung von sCO_2-Kreisprozessen ist die sogenannte *Inventory Control (IC)*, die die Anpassung der Menge des Arbeitsmediums im Hauptkreislauf ermöglicht und dadurch einen effizienten Teillastbetrieb ermöglicht. Abhängig

vom gewünschten Betriebspunkt wird CO_2 aus dem Hauptkreislauf entnommen oder in diesen eingespeist.

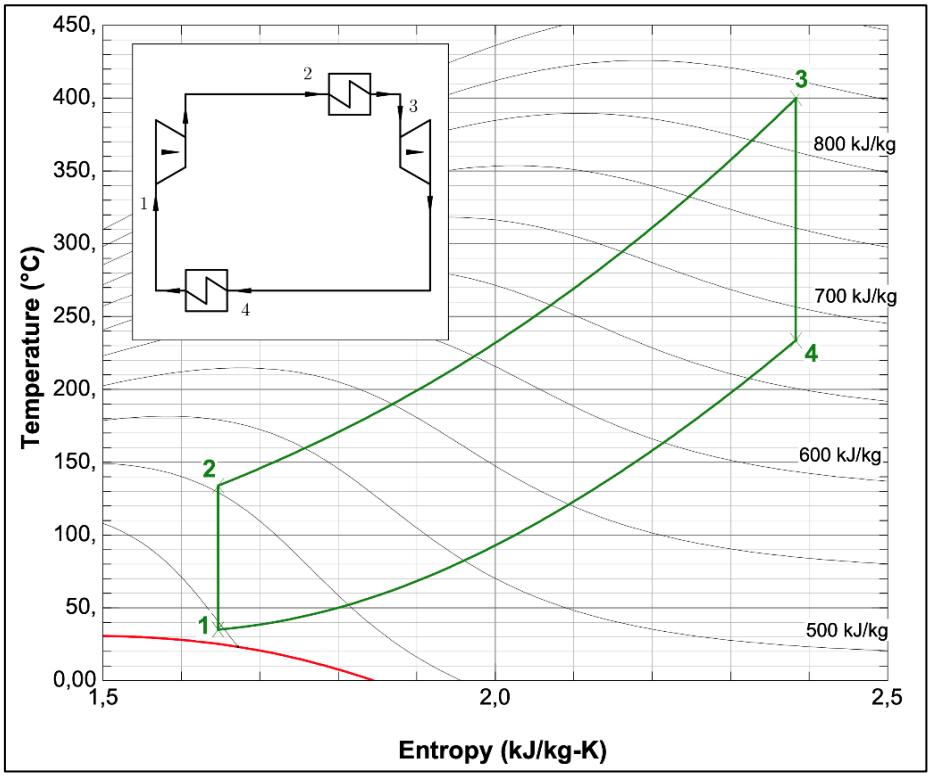


Abbildung 2: T-s-Diagramm eines einfachen sCO_2-Wärmekraftprozesses. 1: Verdichtereintritt; 2: Eintritt in den Hauptwärmeübertrager; 3: Turbineneintritt; 4: Eintritt in den Rückkühler.

IC-Systeme können passiv oder aktiv ausgeführt werden.[3] Bei der in dieser Arbeit betrachteten *aktiven Hochdruck-IC* verdichtet ein Hilfsverdichter wie in Abbildung 3 ersichtlich, das im IC-Behälter gespeicherte CO_2 auf den Druck des Pufferbehälters, über den es in den Hauptkreislauf eingespeist wird.

Die Betriebsbedingungen des Hilfsverdichters lassen sich aus typischen Prozessparametern ableiten. Um CO_2 aus der Hochdruckseite des Hauptkreislaufs entnehmen zu können, muss der Druck im IC-Behälter unterhalb des dort auftretenden Mindestdrucks liegen. Zur Einspeisung muss der Druck im Pufferbehälter dagegen den maximalen Kreislaufdruck überschreiten. Möglichst konstante Druckniveaus in beiden Behältern erleichtern die Einstellung gleichmäßiger Massenströme bei Entnahme und Einspeisung.

Die Einspeisetemperatur sollte möglichst an die Temperatur des Arbeitsmediums am Einspeisepunkt angepasst werden. *Oh und Lee* [4] schlagen beispielsweise eine Einspeisetemperatur von 142 °C vor. Die Temperatur im IC-Behälter bestimmt zugleich die Ansaugtemperatur des Hilfsverdichters. Sie kann oberhalb der kritischen Temperatur gehalten werden, um eine Verflüssigung zu vermeiden, oder zur kompakteren Speicherung abgesenkt

werden. Eine Flüssigspeicherung erfordert jedoch einen Verdampfer und eine zuverlässige Flüssigkeitsabscheidung in der Saugleitung des Verdichters.

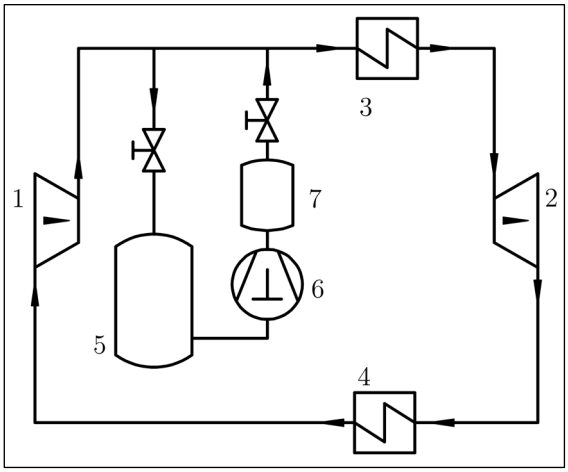


Abbildung 3: Aktive Hochdruck-Inventarregelung. 1: Turboverdichter; 2: Expansionsturbine; 3: Hauptwärmeübertrager; 4: Rückkühler; 5: IC-Behälter; 6: Hilfsverdichter; 7: Pufferbehälter.

Tom et al. [5] ermitteln für ein passives IC-System eine Speichertemperatur von 50 bis 60 °C zur Optimierung des Behältervolumens. Hierzu ist in der Regel eine Temperaturregelung in der Entnahmeleitung oder im IC-Behälter erforderlich. Tabelle 2 fasst typische Betriebsbedingungen eines aktiven Hochdruck-IC-Systems zusammen.

Tabelle 2: Betriebsbedingungen eines generischen aktiven Hochdruck-IC-Systems

IC-Behälterdruck	50…75	bar
IC-Behältertemperatur	50…60	°C
Pufferbehälterdruck	350	bar
Pufferbehälter-/ Einspeisetemperatur	100…200	°C

Das Nebenaggregat kann außerdem die Rückverdichtung von Leckagegas aus Trockengasdichtungen (DGS) und die Versorgung gasdynamischer Lager übernehmen. *Wright et al.* [6] geben für erstere Leckagen von 1 bis 2 % des Hauptkreislaufmassenstroms an. Diese müssen von etwa 14 bar auf das Niederdruckniveau des Kreislaufs von 77 bis 138 bar rückverdichtet werden. *Frýbort et al.* [2] berichten von niedrigeren Ausgangsdrücken ab 5 bar.

Gasdynamische Lager können in sCO_2-Anlagen direkt mit dem Arbeitsmedium versorgt werden, wodurch eine Verunreinigung des Hauptkreislaufs durch Fremdgase vermieden wird.[7] *Chapman* [8] empfiehlt Versorgungsbedingungen von 110 bar und 125 °C. Im stationären Betrieb kann das CO_2 beispielsweise am Austritt des Turboverdichters entnommen werden. Für das Anfahren und dynamische Lastzustände ist jedoch eine zusätzliche aktive Versorgung erforderlich.[5]

Ein Hilfsverdichter kann somit mehrere Funktionen übernehmen:

- Inventory-Control,
- Rückverdichtung von Leckagegas und
- Versorgung gasdynamischer Lager.

Abhängig von den Randbedingungen kann eine Kombination dieser Funktionen technisch und wirtschaftlich vorteilhaft sein. Vergleichbare Hilfsanwendungen treten außerdem in industriellen CO_2-Hochtemperatur-Wärmepumpen auf, die in hohen Leistungsbereichen ebenfalls auf Turbomaschinen zurückgreifen.[9]
Aufgrund des hohen Gesamtdruckverhältnisses bei moderaten Massenströmen eignet sich ein Verdrängerverdichter besonders als Nebenaggregat. Bei kleineren Leistungen bieten Tauchkolbenverdichter Vorteile hinsichtlich Bauraum und Wartungsaufwand. In großskaligen CO_2-Prozessgasanwendungen im Megawattbereich dominieren dagegen Kreuzkopf-verdichter.

3. Versuchsaufbau eines sCO_2-Tauchkolbenverdichters

Als Machbarkeitsnachweis zum Einsatz von einfach wirkenden Tauchkolbenverdichtern in den oben beschriebenen Anwendungen wird in dieser Arbeit ein neuartiger geschlossener Versuchsaufbau vorgestellt. Ziel der Erprobung sind insbesondere die Verifizierung der Verdichterarchitektur sowie des vorgesehenen Steuerungskonzeptes zur Einstellung unterschiedlicher Druckniveaus und Betriebszustände. Der Prüfstand dient damit als Grundlage für die spätere Entwicklung von Nebenaggregaten für sCO_2-Anlagen.
Die Randbedingungen des Prüfstands ergeben sich aus den zuvor beschriebenen Anwendungen und aus praktischen Einschränkungen bei der Umsetzung. Das Niederdruckniveau (ND), das dem Druck im IC-Behälter und dem Ansaugdruck des Hilfsverdichters entspricht, wird am unteren Ende des erwarteten Anwendungsbereichs gewählt. Dadurch kann die Anlage direkt aus CO_2-Druckflaschen ohne Tauchrohr befüllt werden, ohne dass eine zusätzliche Pumpe erforderlich ist.

Tabelle 3: Randbedingungen des Versuchsaufbaus

Niederdruck	31…46	bar
Hochdruck	max. 376	bar
Ansaugtemperatur	10…35	°C
Austrittstemperatur	40…80	°C

Das vergleichsweise niedrige Druckniveau reduziert außerdem die Gefahr von Kondensation im Niederdruckbehälter des Versuchsaufbaus und erübrigt damit eine Temperaturregelung desselben. Für die Druckflaschen und den Niederdruckbehälter wird während des Betriebs

näherungsweise Umgebungstemperatur angenommen. Daraus ergibt sich der in Tabelle 3 angegebene Ansaugtemperaturbereich.

Die Verdichteraustrittstemperatur wird durch die Einsatzgrenzen der verwendeten Komponenten begrenzt. Einschränkungen hinsichtlich des Bauraums der Gesamtanlage ergeben sich durch die Installation des Prüfstandes in einem 20‘-Container. Dies ermöglicht einen transportablen Aufbau und erleichtert die Umsetzung von Sicherheitsmaßnahmen.

3.1 Systemauslegung

Der Aufbau der Versuchsanlage ist in Abbildung 4 dargestellt. Der Hauptverdichter besteht aus zwei parallel angeordneten Verdichtungseinheiten der ersten Stufe (St. 1.1; St. 1.2) und einer nachgeschalteten Verdichtungseinheit der zweiten Stufe (St. 2). Die vierte Verdichtungseinheit dient als einstufiger sogenannter Rückverdichter (RV-St.). Es handelt sich hierbei somit um zwei unabhängige Verdichtungsprozesse, die durch das gemeinsame Triebwerk in ihrer Arbeitsfrequenz gekoppelt sind.

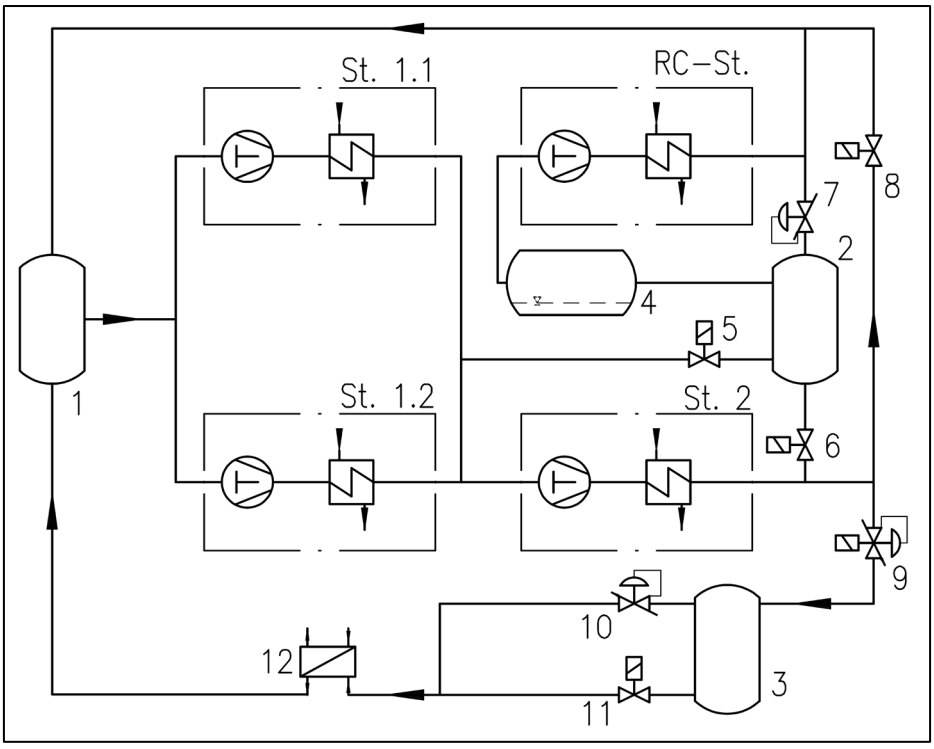


Abbildung 4: Vereinfachtes Fließbild des Prüfkreislaufs. 1: Niederdruckbehälter; 2: Blow-down-Behälter; 3: Expansionsbehälter; 4: Kurbelgehäuse; 5, 6: Blow-down-Ventile; 7: Kurbelgehäusedruckregler; 8: Verdichterbypass; 9: Hochdruckregler; 10: Expansionsdruckregler; 11: Expansionsventil; 12: Verdampfer.

Der Niederdruckbehälter (1) stellt den Ansaugdruck der ersten Verdichtungsstufe bereit. Der Enddruck wird über den elektronisch geregelten Hochdruckregler (9) eingestellt. Auf einen

Hochdruck-Pufferbehälter wird aus Kosten- und Platzgründen verzichtet, da dieser für den angestrebten Machbarkeitsnachweis nicht erforderlich ist.

Hinter dem Hochdruckregler wird das CO_2 zweistufig entspannt und zum Niederdruckbehälter zurückgeführt. Die erste Entspannungsstufe umfasst den Expansionsbehälter (3) sowie parallel angeordnet einen Druckregler (10) und ein Magnetventil (11). Der Expansionsbehälter ist auf einen maximalen Betriebsdruck von 150 bar ausgelegt und dient über die Aufnahme einer veränderlichen CO_2-Menge zum thermischen Ausgleich des Systems und zur unabhängigen Einstellung der Druckniveaus in den ND- und HD-Bereichen des Kreislaufes. Sein Volumen wird auf Grundlage der Betriebsgrenzen dieser Druckniveaus sowie der Füllmenge des Systems gewählt.

Bei der nachfolgenden zweiten Entspannung wird das CO_2 teilweise verflüssigt. Der Verdampfer (12) stellt sicher, dass es vor der Rückführung in den Niederdruckbehälter vollständig verdampft und auf eine Zieltemperatur überhitzt wird.

Bei konventionellen Tauchkolbenverdichtern steht das Kurbelgehäuse üblicherweise unter Ansaugdruck und ist mit der Saugleitung verbunden. Dadurch kann das an den Kolbenringen vorbeiströmende Blow-by-Gas zurückgeführt werden. Die Druckfestigkeit des Kurbelgehäuses und seiner Anbauteile begrenzt daher den maximal möglichen Ansaugdruck.

Für den Versuchsaufbau wird ein Ansaugdruck von max. 46 bar gewählt. In einer späteren Anwendung sind auch Ansaugdrücke bis etwa 76 bar nahe des kritischen Punktes denkbar, um die Expansionsverluste bei der Entnahme von CO_2 aus dem Hauptkreislauf zu begrenzen. Hierfür müsste entweder das Kurbelgehäuse entsprechend druckfest ausgeführt oder sein Druck aktiv unterhalb des Ansaugdrucks geregelt werden.

Im Sinne einer größeren Flexibilität bei unterschiedlichen Ansaugdrücken wird für die Versuchsanlage die aktive Druckregelung gewählt. Sie stellt zugleich ein zusätzliches Druckniveau unterhalb des Niederdruckniveaus bereit, das beispielsweise zur Aufnahme und Rückverdichtung von Leckagegas aus Trockengasdichtungen genutzt werden kann.

Die Rückverdichtungsstufe saugt CO_2 aus dem Kurbelgehäuse (4) und dem Blow-down-Behälter (2) an und fördert es in den Niederdruckbehälter (1). Zur Regelung des Kurbelgehäusedrucks führt der Druckregler (7) einen Teil des geförderten CO_2 in den Blow-Down-Bereich zurück. Dieser dient außerdem als Expansionsvolumen beim Entlasten des Verdichters über die Magnetventile (5) und (6). Dadurch kann der Druck im Niederdruckbehälter beim Wechsel zwischen den Betriebsarten weitgehend konstant gehalten werden. Für den entlasteten Betrieb verbindet das Bypassventil (8) den Austritt der zweiten Stufe mit dem Niederdruckbehälter. Die Rückverdichtungsstufe fördert währenddessen weiterhin CO_2 aus dem Blow-down-Bereich in den Niederdruckbehälter.

3.2 Betriebsarten der Anlage

Mithilfe einer speicherprogrammierbaren Steuerung erfolgt die Aufzeichnung von Messdaten sowie der Wechsel zwischen den Betriebsarten

- Vorwärmen,
- Normalbetrieb,
- Leerlauf und
- Not-Stopp.

Im Normalbetrieb fördert der Hauptverdichter CO_2 durch den geschlossenen Kreislauf, wobei das Hochdruckniveau über den Druckregler (9) eingestellt wird. Die Blow-down-Ventile (5, 6) und das Bypassventil (8) bleiben dabei geschlossen.

Im Leerlauf öffnet das Bypassventil (8), um den Hauptverdichter druckseitig zu entlasten. Gleichzeitig fördert die Rückverdichtungsstufe weiterhin CO_2 aus dem Blow-down-Bereich in den Niederdruckbehälter und senkt den Druck auf den am Druckminderer (7) eingestellten Wert. Beim An- und Abfahren wird dieser Druck zunächst geprüft und bei Bedarf im Leerlauf eingeregelt, bevor der Wechsel in den Normalbetrieb beziehungsweise in den Stillstand erfolgt.

Bei einer Notabschaltung wird der Verdichter unmittelbar gestoppt und über die Blow-down-Ventile entlastet. Dadurch entsteht kurzfristig eine Druckspitze im Kurbelgehäuse und im Blow-down-Behälter. Das Behältervolumen muss daher so ausgelegt sein, dass der maximal auftretende Druck unterhalb des zulässigen Kurbelgehäusedrucks bleibt. Während der Notabschaltung erfolgt keine aktive Druckregelung. Der verbleibende Überdruck wird beim nächsten Anfahrvorgang durch die Rückverdichtungsstufe abgebaut.

Der Vorwärmbetrieb dient zur Temperierung der Komponenten und Gasräume vor dem Kaltstart des Kompressors auf eine Mindesttemperatur von 35 °C, um Kondensation von CO_2 in Maschinenkomponenten zu vermeiden. Im Normalbetrieb wird das erwärmte Kühlwasser wiederum im Wärmeübertrager (12) zur Verdampfung verflüssigten CO_2 in der Expansionsstrecke genutzt. Ein wasserseitiger Bypass (21) am Kühler der zweiten Stufe ermöglicht zudem die Regelung der Gasaustrittstemperatur des Hauptverdichters.

3.3 Verdichterauslegung

Der für den Aufbau entwickelte Kolbenkompressor ist in Abbildung 5 dargestellt. Er umfasst vier Verdichtungseinheiten in zwei Zylinderbänken, die über ein gemeinsames ölgeschmiertes Triebwerk angetrieben werden. Ein frequenzgeregelter Elektromotor ermöglicht die Anpassung der Drehzahl und damit des Förderstroms. Die Kraftübertragung erfolgt über eine Magnetkupplung, sodass der Kompressor gasdicht, ohne dynamische Abdichtungen ausgeführt ist.

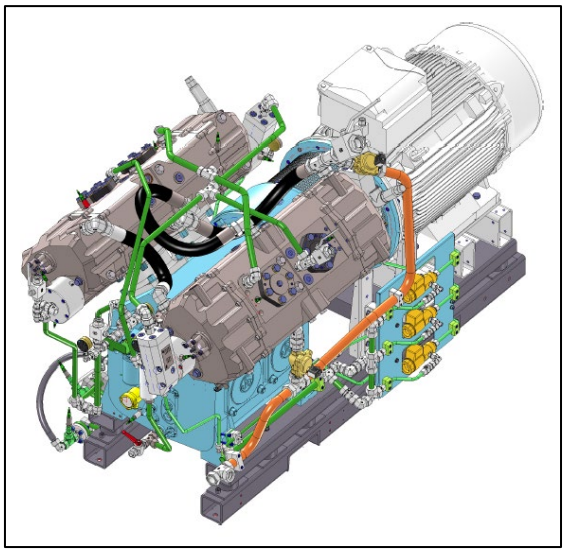


Abbildung 5: 3D-CAD-Modell des Kolbenkompressors

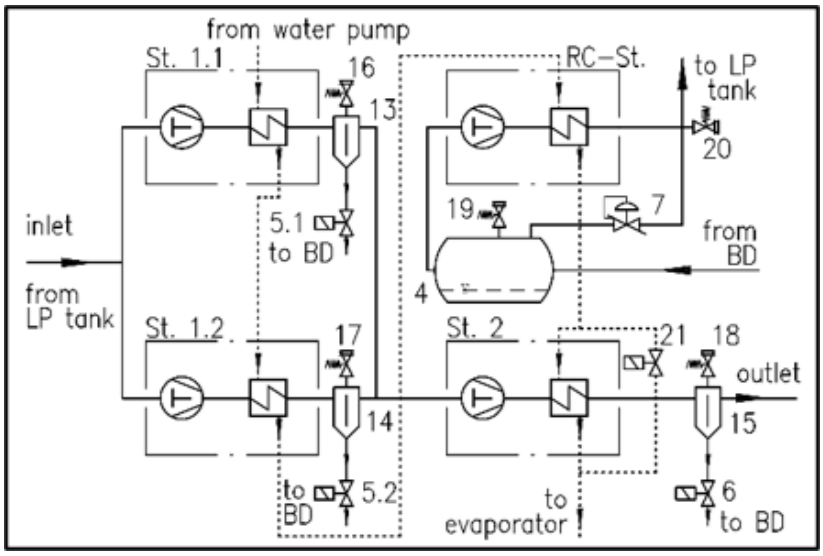


Abbildung 6: Vereinfachter Aufbau des Kolbenkompressors. Durchgezogene Linien: Gasleitungen; gestrichelte Linien: Wasserleitungen. 4: Kurbelgehäuse; 5.1, 5.2, 6: Blow-down-Ventile; 7: Druckregler; 13 bis 15: Flüssigkeitsabscheider; 16 bis 20: Sicherheitsventile; 21: Wärmeübertrager-Bypass.

Abbildung 6 zeigt den Kompressoraufbau einschließlich der Kühlwasserleitungen. Jede Verdichtungseinheit verfügt über einen Wärmeübertrager zur Temperierung des Gases und der Komponenten. Den Zylindern des Hauptverdichters sind Flüssigkeitsabscheider (13 bis 15) nachgeschaltet. Diese reduzieren die Verschleppung von Schmieröl in stromabwärts liegende Anlagenbereiche und schützen den Verdichter vor sporadisch auftretenden Flüssigkeitstropfen.

Zur Entlastung und Absicherung sind die Zylindereinheiten mit Blow-down-Ventilen (5.1, 5.2 und 6) sowie Sicherheitsventilen (16 bis 18) ausgestattet. Weitere Sicherheitsventile befinden sich am Kurbelgehäuse und an der Rückverdichtungsstufe (19 und 20).

4. Simulation der Anlage

Zur Abschätzung des Anlagenverhaltens im Entwurfsprozess wird ein dynamisches Simulationsmodell des Versuchsaufbaus erstellt. Die Modellierung erfolgt auf Grundlage der Programmiersprache *Modelica* in der Simulationsumgebung *Dymola*.[10] Neben nativen Dymola Modellbibliotheken, werden Komponenten der *TIL-Suite* verwendet.[11]

Das Modell umfasst mit dem zweistufigen Hauptverdichter, der Rückverdichtungsstufe, dem Expansionsbehälter, dem Hochdruckbereich, der Expansionsstrecke sowie Teilen des Kühlkreislaufes die in Abbildung 4 dargestellten Komponenten des vereinfachten Kreislaufes. Weiterhin sind zur Untersuchung des dynamischen Anlagenverhaltens beim An- und Abfahren sowie in quasi-stationären Betriebszuständen die verschiedenen Regelungen des Systems implementiert.

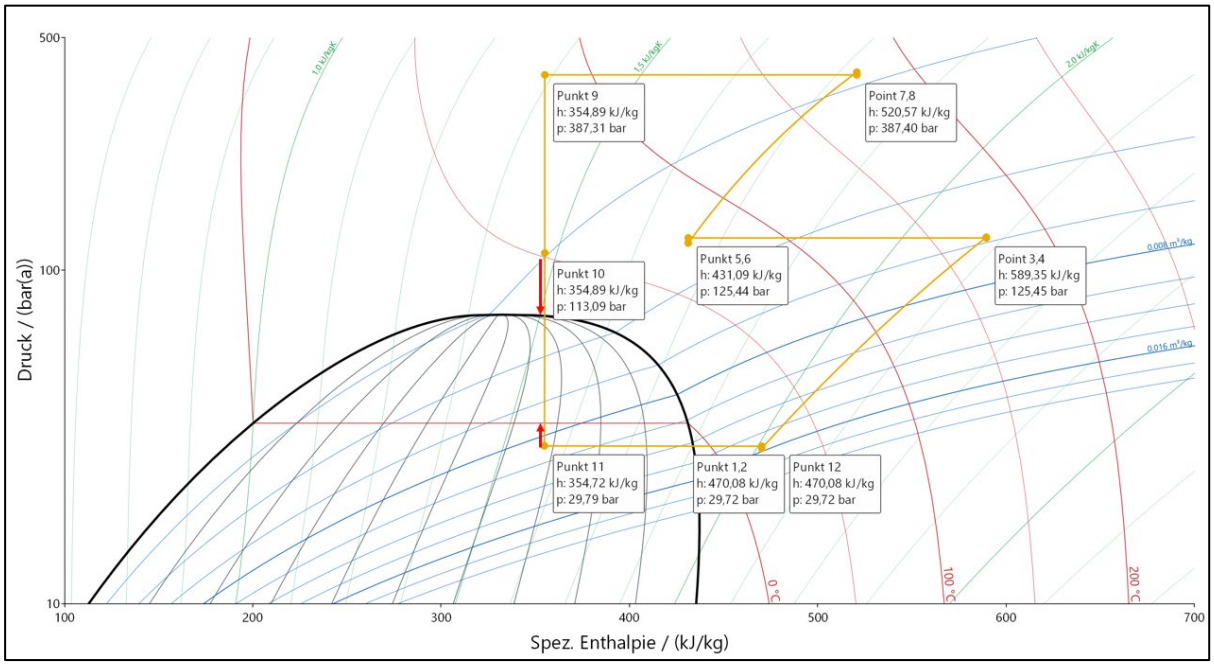


Abbildung 7: p-h-Diagramm des Betriebspunktes 31-376 bar

Ziel der Simulation ist die Voraussage der Druck- und Temperaturniveaus sowie der Massenverschiebungen im geschlossenen Kreislauf bei veränderlichen Randbedingungen und Regelparametern. Hochfrequente Druckpulsationen können im Modell nicht aufgelöst werden.

Im Folgenden finden sich vier simulierte Betriebsszenarien, die sich aus den in Tabelle 3 aufgeführten Randbedingungen, mit Ansaugdrücken von 31 oder 46 bar sowie Enddrücken von 201 oder 376 bar ergeben. Für diese konnten das dynamische Anfahren und ein

anschließender quasi-stationärer Betrieb simuliert werden. Aufgrund der Zweipunktregelung des Ansaugdrucks verbleiben auch nach Abschluss des Anfahrvorgangs periodische Druck- und Massenstromschwankungen. Ein stationärer Betriebspunkt stellt sich daher nicht ein.
Bei einem Ansaugdruck von 31 bar und einem Enddruck von 376 bar stellt sich ein Zwischenstufendruck von etwa 130 bar ein. Das für diesen Betriebspunkt resultierende p-h-Diagramm ist in Abbildung 7 dargestellt.
Der Kreisprozess wird durch folgende Zustandspunkte beschrieben:

- Punkte **1** und **2**: vor und hinter dem Saugventil der ersten Stufe,
- Punkte **3** und **4**: vor und hinter dem Druckventil der ersten Stufe,
- Punkte **5** und **6**: vor und hinter dem Saugventil der zweiten Stufe,
- Punkte **7** und **8**: vor und hinter dem Druckventil der zweiten Stufe,
- Punkt **9**: nach Rückkühlung der zweiten Stufe beziehungsweise vor dem Druckhalteventil (9),
- Punkt **10**: Zustand im Expansionsbehälter (3),
- Punkt **11**: Eintritt in den Verdampfer (12) und
- Punkt **12**: Austritt aus dem Verdampfer (12) beziehungsweise Eintritt in den Ansaugbehälter (1).

Die Zweipunktregelung des Expansionsventils (11) erzeugt periodische Druckänderungen im Niederdruckbereich. Die zeitliche Druckänderung ist in Abbildung 8 dargestellt. Bei Öffnung des Ventils strömt CO_2 aus dem Expansionsbehälter (3) über den Verdampfer (12) in den Niederdruckbehälter (1). Dadurch sinkt der Druck im Expansionsbehälter am Zustandspunkt **10**, während der Druck am Verdampfereintritt und im Ansaugbereich ansteigt. Nach dem Schließen des Ventils wird der Ansaugbehälter durch den Verdichter erneut bis zur unteren Schaltschwelle abgesaugt. Diese Schwankungen übertragen sich auch auf den Zwischenstufendruck. Dieser variiert in Abhängigkeit der Regelhysterese um einen Mittelwert von 130 bar. Die größten Druckänderungen sind aufgrund der größeren Dichteschwankungen nahe dem kritischen Punkt im Expansionsbehälter zu vermerken.
Aufgrund des Druckverlustes zwischen dem Austritt der zweiten Verdichtungsstufe und dem Druckregler ist eine Druckdifferenz in den jeweils simulierten Messstellen des Hochdruckbereiches zu erkennen.

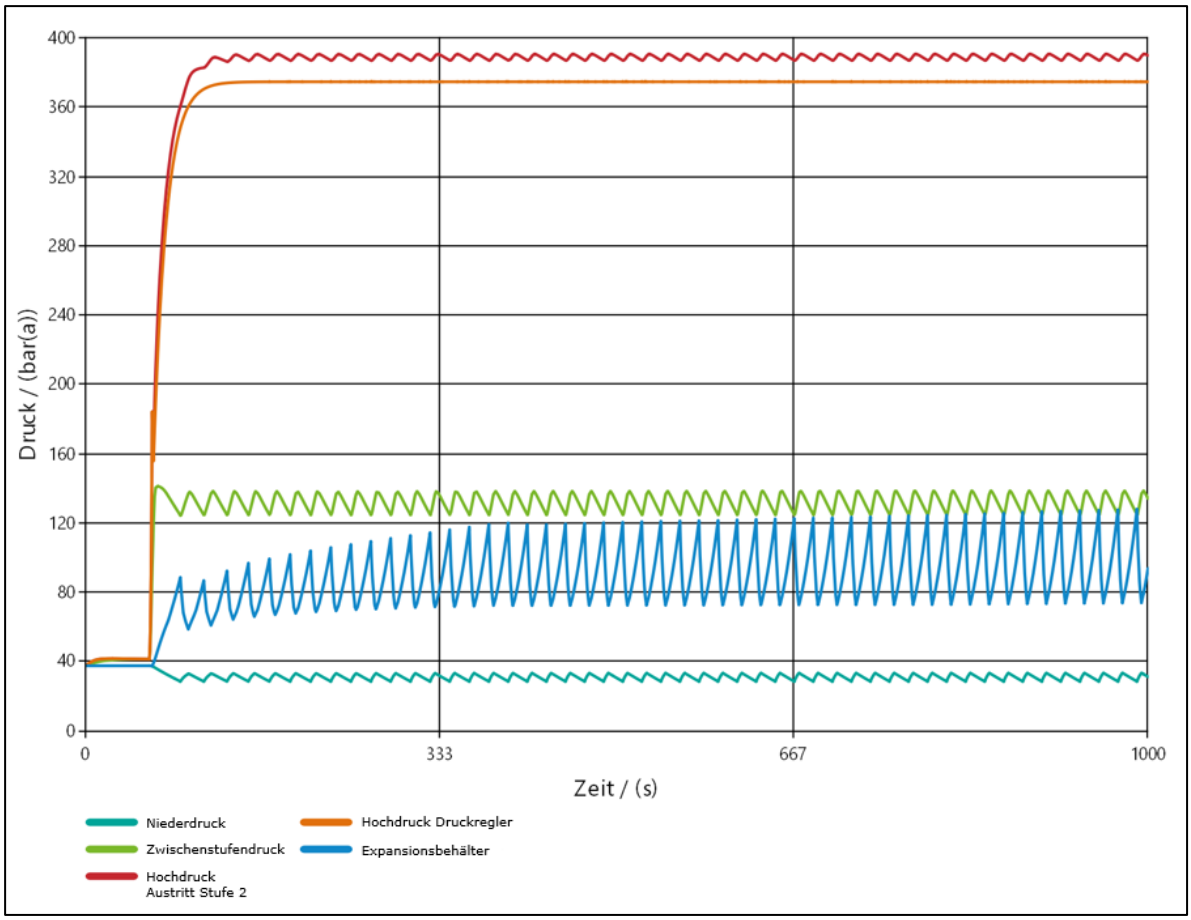


Abbildung 8: Druckverlauf im System 31-376 bar

Eine Erhöhung des Niederdrucks auf 46 bar führt näherungsweise zu einer Verdoppelung der Ansaugdichte. Gleichzeitig erhöht sich der Zwischenstufendruck in der Simulation auf bis zu 240 bar. Diese Abweichung ist durch eine veränderte Rückkühltemperatur hinter dem Kühler der ersten Stufe begründet. Aufgrund der hohen Dichtegradienten nahe dem kritischen Punkt wirken sich geringfügige Temperaturänderung bereits stark auf die Dichte und somit den Zwischendruck an Zustandspunkt **5** aus. Der Zustand im Expansionsbehälter schwankt bei einem Ansaugdruck von 46 bar zwischen überkritisch und zweiphasig unterkritisch.

Zum Zeitpunkt der Veröffentlichung dieser Arbeit liegen noch keine Messdaten des Versuchsaufbaus vor. Nach erfolgter Inbetriebnahme sind insbesondere die Wärmeübertragermodelle, Liefergrade, Blow-by-Annahmen und Druckverluste anhand von Messdaten zu bewerten und anzupassen.

5. Fazit und Ausblick

Diese Arbeit beschreibt die Anforderungen an Hilfssysteme für überkritische CO_2-Energieanlagen und stellt dazu einen neuartigen Kolbenverdichter für die aktive Hochdruck-Inventory-Control entsprechender Systeme vor. Aufgrund der Anwendungsnähe und ähnlicher

Randbedingungen werden auch andere Nebenanwendungen, wie die Rückverdichtung von Leckagegas und die Versorgung gasdynamischer Lager diskutiert.

Die Maschine umfasst einen zweistufigen Hauptverdichter, sowie eine zusätzliche Rückverdichtungsstufe, die den Kurbelgehäusedruck unterhalb des Niederdruckniveaus hält und dadurch ein weiteres Druckniveau für mögliche Hilfsanwendungen bereitstellt. Der Aufbau ermöglicht hohe Gesamtdruckverhältnisse bei moderaten Massenströmen und verbindet diese mit dem kompakten Aufbau eines Tauchkolbenverdichters.

Ein Simulationsmodell bildet das Anfahren, den quasi-stationären Betrieb und die wesentlichen Regelvorgänge des geschlossenen Versuchssystems ab. Es veranschaulicht dabei einen starken Einfluss der Ansaug- und Rückkühlbedingungen auf den Zwischenstufendruck, woraus sich zentrale Punkte der späteren experimentellen Untersuchungen ergeben.

Die Aussagekraft der Simulation ist derzeit durch die noch fehlende Verifikation anhand von Messdaten begrenzt. Nach der Inbetriebnahme folgt daher die entsprechende Anpassung von Modellparametern.

Weitere Entwicklungsschritte betreffen höhere Ansaugdrücke, eine ölfreie Verdichterausführung und die Übertragung des Konzepts auf konkrete sCO_2-Anwendungen. Durch die Verwendung eines Tauchkolbenverdichters ist die Skalierung des Aufbaus in niedrigen und mittleren Leistungsbereichen (10…250 kW) möglich und die erforderlichen Leistungsdaten des Hilfssystems können hinsichtlich des Einsatzes in übergeordneten Anlagen angepasst werden.

6. Danksagungen

Die vorliegende Arbeit entstammt einem Promotionsprojekt an der *Technischen Universität Dresden* in Zusammenarbeit mit der *J.P. Sauer und Sohn Maschinenbau GmbH (Sauer Compressors).* Der Erstautor dankt seinem Doktorvater Prof. em. Dr.-Ing. Ullrich Hesse, Schaufler-Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentechnik, TU-Dresden für die Unterstützung seiner Arbeiten. Gedankt sei außerdem Hrn. Dipl.-Ing. Thomas Heumesser für die Initiierung des Projektes, sowie die Finanzierung der experimentellen Arbeiten seitens Sauer Compressors. Die simulativen Arbeiten in Kapitel 4 entstammen der Masterthesis des Zweitautors, die im Rahmen des übergeordneten Forschungsprojektes im Hause Sauer Compressors durchgeführt wurde. Für die Betreuung dieser Arbeiten seitens der *Hochschule für angewandte Wissenschaften Kiel* sei Prof. Dr. rer. nat. Sönke Schmidt, Professur für Thermodynamik und deren Anwendungen, gedankt.

7. Quellen

[1] White, M. et al. (2021) „Review of supercritical CO2 technologies and systems for power generation“ in Applied Thermal Engineering Vol. 185, Elsevier

[2] Frýbort, O. et al. (2021) „Sofia – sCO2 facility for supercritical Brayton cycle research“ in 4th European sCO2 Conference for Energy Systems. University of Duisburg-Essen, Duisburg, Germany.

[3] Liese, E. et al. (2020) „Startup, Shutdown and load-following simulations of a 10 MWe supercritical CO2 recompression closed Brayton cycle“ in Applied Energy Vol. 277, Elsevier

[4] Oh, B.S.; Lee, J.I. (2019) "Study of autonomous control system for S-CO2 power cycle," in 3rd European Conference on Supercritical CO2 Energy Systems, p. 345, University of Duisburg-Essen, Duisburg, Germany.

[5] Tom, B.; Smith, J.; Towler, M.D. (2022) „Inventory Management Operational Strategies for a 10 MWe sCO2 Power Block,“ in 7th International Supercritical CO2 Power Cycles Symposium, San Antonio, Texas

[6] Wright, S.A. et al. (2010) „Operation and analysis of a supercritical CO2 Brayton cycle.,“ Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico

[7] Preuss, J.L. (2016) „Application of hydrostatic bearings in supercritical CO2 turbomachinery,“ in 5th International Supercritical CO2 Power Cycles Symposium, San Antonio, Texas

[8] Chapman, P.A. (2016) „Advanced gas foil bearing design for supercritical CO2 power cycles,“ in 5th International Supercritical CO2 Power Cycles Symposium, San Antonio, Texas

[9] Wolscht, L. et al. (2023) "Dynamic Simulation and Experimental Validation of a 35 MW Heat Pump Based on a Transcritical CO2 Cycle," in 5th European sCO2 Conference for Energy Systems, p. 93, University of Duisburg-Essen, Duisburg, Germany.

[10] Dassault Systèmes (2023), „Simulationssoftware – Dymola,“ Version 2023x, Vélizy-Villacoublay (France)

[11] TLK-Thermo GmbH (2021), „Simulationssoftware - TIL Suite,“ Version 3.11.0, Braunschweig

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 9

Tesla-Ventile für Kolbenverdichter: Eine Potentialanalyse mittels CFD

Dipl.-Ing. Sami Tuffaha

Dr.-Ing. Konrad Klotsche

Prof. Dr.-Ing. habil. Christiane Thomas

Technische Universität Dresden

1 Einleitung

1.1 Motivation

Arbeitsventile zählen zu den zentralen Komponenten von Kolbenverdichtern und beeinflussen sowohl die energetische Effizienz als auch die Betriebssicherheit. Üblicherweise kommen selbsttätige Ventile zum Einsatz, deren Öffnungs- und Schließbewegung durch die zeitabhängige Druckdifferenz zwischen Zylinder und Saug- beziehungsweise Druckseite hervorgerufen wird. Die Ventile sind dadurch während jedes Arbeitsspiels wiederkehrenden dynamischen Belastungen ausgesetzt. Gleichzeitig führen die zyklische Ansaugung und Ausschiebung des Gases sowie die Wechselwirkung mit den Arbeitsventilen zu ausgeprägten Pulsationen und Bauteilvibrationen.

Tesla-Ventile sind passive Strömungselemente ohne bewegliche Bauteile, die pulsierende Strömungen richtungsabhängig beeinflussen. Da der Strömungswiderstand in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung unterschiedlich ausgeprägt ist, lässt sich die Rückströmung gegenüber der Durchlassrichtung deutlich reduzieren – ein Effekt, der sich u. a. über die sogenannte Diodizität quantifizieren lässt. Dieser Beitrag untersucht simulativ, wie stark dieser Effekt bei den für Kolbenverdichter charakteristischen pulsierenden Gasströmungen auftritt und wie sich verschiedene Einflussgrößen darauf auswirken.

1.2 Tesla-Ventil und ausgewählte Anwendungen

Das Tesla-Ventil geht auf das von Nikola Tesla als *valvular conduit* bezeichnete und 1920 patentierte Strömungselement zurück [8]. Tesla sah bereits dessen Anwendung in fluidfördernden Maschinen wie oszillierenden Pumpen und Verdichtern vor.

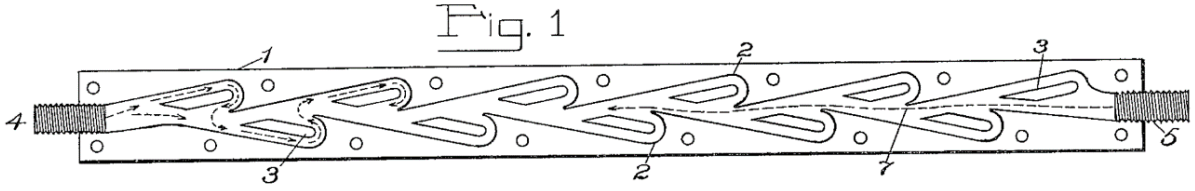


Abbildung 1: Prinzipdarstellung des Tesla-Ventils aus dem Patent von Nikola Tesla [8]

Im Gegensatz zu einem konventionellen Arbeits- oder Rückschlagventil besitzt das Tesla-Ventil keine beweglichen Bauteile und sperrt die Rückströmung nicht mittels eines Verschlusskörpers ab. Seine Wirkung beruht stattdessen auf einem richtungsabhängigen Strömungswiderstand: Während die Strömung in Vorwärtsrichtung einen vergleichsweise direkten Strömungspfad durchläuft, verursachen in der Rückwärtsrichtung Umlenkungen, Ablösungen und Wechselwirkungen zwischen Teilströmungen höhere Druckverluste. Das Verhältnis der Druckverluste in beiden Richtungen wird durch die Diodizität beschrieben [9] und in Abschnitt 2.2 näher erläutert.

Tesla-Ventile werden unter anderem in mikrofluidischen Systemen [7], zur Druckreduzierung von Wasserstoff [2, 3] sowie in thermischen Anwendungen untersucht. Xiaomi stellte beispielsweise die *Loop LiquidCool Technology* vor, bei der eine Tesla-Ventilstruktur innerhalb eines Zweiphasen-Kühlsystems die Strömung bevorzugt in eine Richtung lenken soll [11].
Thematisch enger mit der vorliegenden Arbeit verbunden ist eine von LG Electronics patentierte Anwendung in einem hermetischen Kolbenverdichter [1]. Dabei wird eine Tesla-Ventil-Struktur in einen Saugschalldämpfer integriert, um Rückströmungen und Druckschwankungen am Saugventil zu verringern. Abbildung 2 zeigt die beiden genannten Anwendungen sowie weitere konstruktive Ausführungsformen.

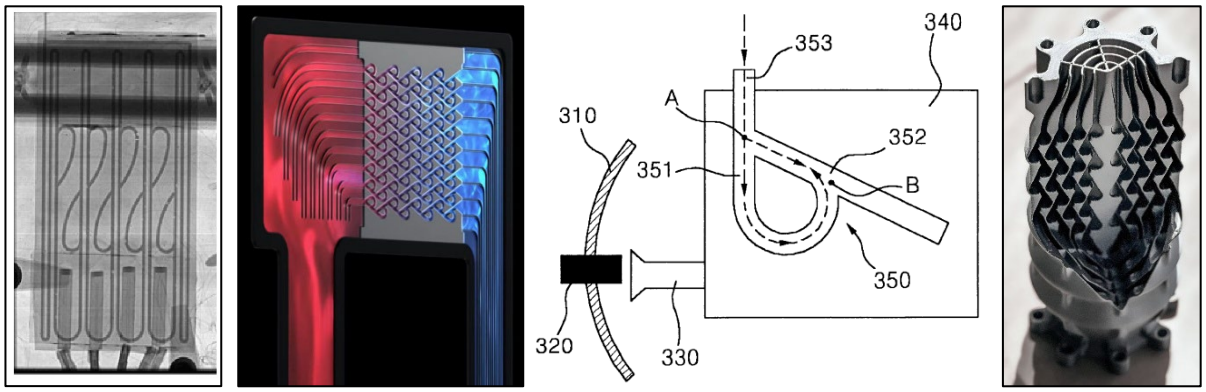


Abbildung 2: Tesla-Ventilstrukturen in einem mikrofluidischen Mischer (a) [7], Loop LiquidCool Technology mit Tesla-Ventilstruktur (b) [11], Saugschalldämpfer (c) [1] und additiv gefertigter dreidimensionaler Tesla-Ventil-Demonstrator (d) [4]

1.3 Zielsetzung und Untersuchungsumfang

Ziel der vorliegenden Publikation ist die Präsentation und Diskussion der numerischen Untersuchung einer Tesla-Ventil-Anordnung unter pulsierenden Gasströmungen, wie sie durch die periodische Kolbenbewegung in Kolbenverdichtern hervorgerufen werden. Betrachtet wird, in welchem Umfang die richtungsabhängige Charakteristik der Tesla-Ventile einen gerichteten Nettovolumenstrom erzeugt. Darauf aufbauend wird das Potential für Anwendungen in Kolbenverdichtern bewertet. Neben einem möglichen Ersatz beziehungsweise einer Ergänzung konventioneller Arbeitsventile werden insbesondere die passive Verminderung von Rückströmungen sowie die Beeinflussung pulsierender Strömungen betrachtet.

2 Stand der Technik

2.1 Selbsttätige Arbeitsventile in Kolbenverdichtern

Zur Steuerung des Gaswechsels werden in Kolbenverdichtern üblicherweise selbsttätige Saug- und Druckventile eingesetzt. Ihre Betätigung erfolgt durch die zeitabhängige Druckdifferenz zwischen Zylinder und Saug- beziehungsweise Druckkammer. Übersteigt die auf das

Schließelement wirkende Gaskraft die Feder- und Trägheitskräfte, öffnet das Ventil; bei Umkehr der Druckdifferenz wird es wieder auf den Ventilsitz zurückgeführt – das Ventil schließt. Zu den verbreiteten Bauformen zählen Ring-, Platten- und Poppetventile, wie in Abbildung 3 dargestellt.

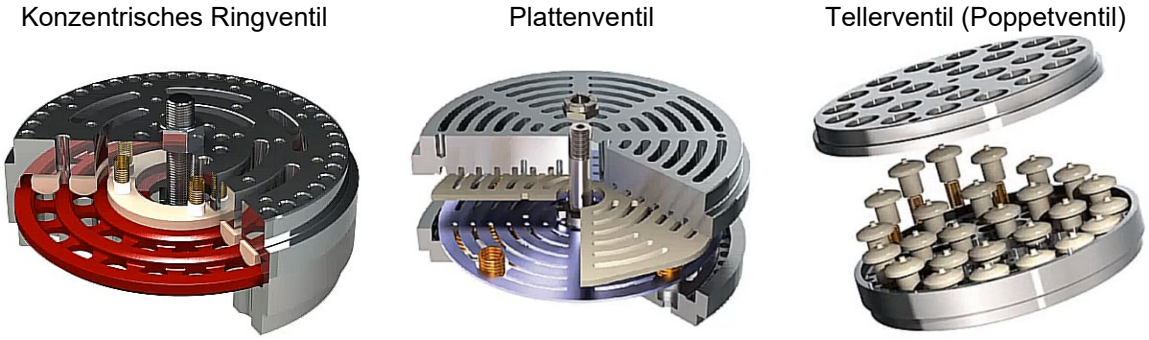


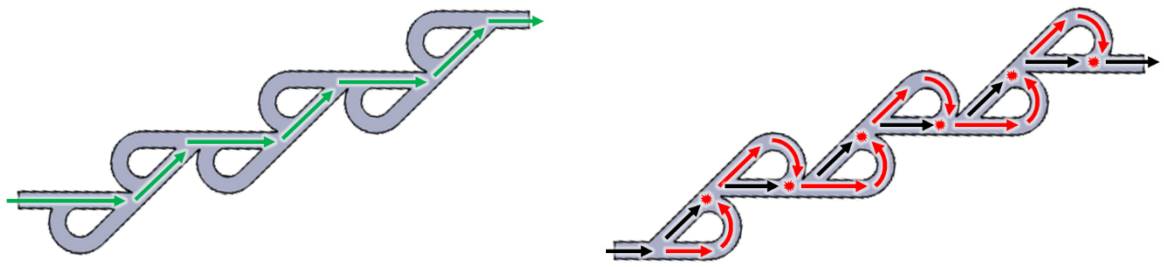
Abbildung 3: Typische Bauformen selbsttätiger Arbeitsventile für Kolbenverdichter [10]

Während eines Arbeitsspiels können verzögertes Öffnen und Schließen, Schwingungen des Schließelements sowie Aufprallvorgänge am Ventilsitz oder am Hubbegrenzer auftreten. Die daraus resultierenden wiederkehrenden Belastungen verkürzen die Lebensdauer der Ventilkomponenten. Aus diesem Grund zählen Ventile zu den wartungs- und ausfallrelevantesten Komponenten industrieller Kolbenverdichter.

Ein Tesla-Ventil vermeidet bewegliche Schließelemente und stellt einen stets geöffneten Strömungskanal dar, der die Rückströmung nicht vollständig verhindert. Seine Eignung als Arbeits- oder Rückschlagventil hängt daher davon ab, ob unter den pulsierenden Betriebsbedingungen eines Kolbenverdichters eine ausreichende fluidische Gleichrichtung erreicht werden kann.

2.2 Wirkprinzip und Kennzahlen von Tesla-Ventilen

Die strömungsrichtende Wirkung eines Tesla-Ventils entsteht durch seine Geometrie. In Vorwärtsrichtung folgt ein großer Teil der Strömung dem vergleichsweise direkten Hauptkanal (siehe Abbildung 4 (a)). In entgegengesetzter Richtung (Rückwärtsrichtung) wird hingegen ein größerer Anteil in die gekrümmten Nebenkanäle geleitet (siehe Abbildung 4 (b)). Beim Wiedereintritt in den Hauptkanal führen Umlenkungen, Ablösungen, Wirbelbildung und Mischvorgänge zur Erhöhung des Strömungswiderstands [6].



(a) (b)

Abbildung 4: (a) Vorwärtsrichtung mit geringerem Strömungswiderstand und (b) Rückwärtsrichtung mit verstärkter Umlenkung und Dissipation

Zur Quantifizierung der Richtungswirkung wird üblicherweise die Diodizität Di verwendet [9]:

$$Di = \frac{\Delta p_{\text{rückwärts}}}{\Delta p_{\text{vorwärts}}}\bigg|_{|\dot{V}|=konst.} \qquad \text{Gl. (1)}$$

Dabei bezeichnet $\Delta p_{\text{rückwärts}}$ und $\Delta p_{\text{vorwärts}}$ die Druckverluste bei gleichem Volumenstrom. Für $Di = 1$ liegt keine Richtwirkung vor, während $Di > 1$ für einen höheren Strömungswiderstand in Rückwärtsrichtung steht.

Der Strömungszustand wird durch die Reynolds-Zahl charakterisiert:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{\text{h}}}{\mu} \qquad \text{Gl. (2)}$$

Hierbei sind ρ die Fluiddichte, v eine charakteristische mittlere Strömungsgeschwindigkeit, d_{h} der hydraulische Durchmesser des betrachteten Kanals und μ die dynamische Viskosität.

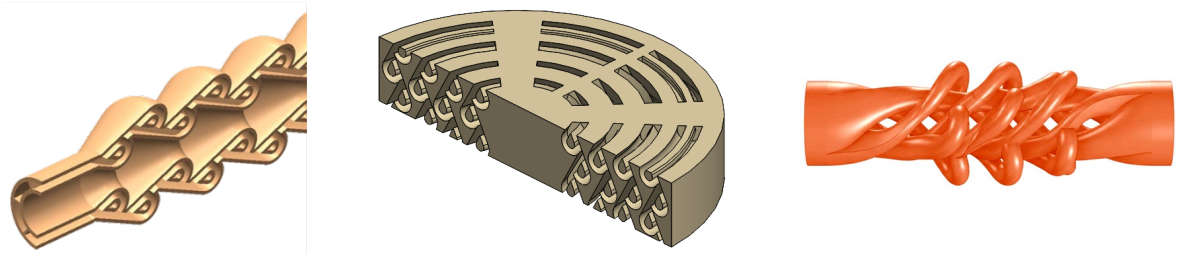
Bei kleinen Reynolds-Zahlen dominieren viskose Effekte, sodass nur eine geringe Richtwirkung auftritt. Mit zunehmender Reynolds-Zahl gewinnen Trägheitseffekte, Ablösungen und Mischvorgänge an Bedeutung. Nguyen et al. [6] beobachteten für die untersuchte Tesla-Geometrie ab etwa $Re = 100$ bis 300 einen deutlichen Anstieg der Diodizität und bei $Re = 300$ bis 1500 Di-Werte um 2.

Für die Anwendung in Kolbenverdichtern ist insbesondere das Verhalten bei pulsierender Durchströmung relevant. Nguyen et al. [6] zeigten, dass eine oszillierende Anregung die Gleichrichtungswirkung gegenüber einer quasistationären Betrachtung verstärken kann. Neben der Reynolds-Zahl beeinflussen die Frequenz und Amplitude der Pulsation somit auch die Richtwirkung.

2.3 Einfluss von Betriebsbedingungen und geometrischer Gestaltung

Neben den Betriebsbedingungen beeinflusst die Geometrie die Leistungsfähigkeit eines Tesla-Ventils. Zur Geometrie gehören unter anderem Kanalbreiten, Verzweigungswinkel, Krümmungsradien, Kanaltiefen sowie die Abstände zwischen aufeinanderfolgenden Tesla-Elementen. Mehrere Elemente können zu einem mehrstufigen Tesla-Ventil kombiniert werden.

Mit zunehmender Stufenzahl verstärkt sich die Gleichrichtungswirkung grundsätzlich – jedoch nicht linear mit der Anzahl der Elemente [9].
Dreidimensionale beziehungsweise rohrintegrierte Ausführungen erhöhen die geometrischen Freiheitsgrade zusätzlich. Die Strömungspfade können beispielsweise radial, helikal oder räumlich verschlungen angeordnet werden. Abbildung 5 zeigt unterschiedliche dreidimensionale Konzepte, darunter radial angeordnete Tesla-Elemente sowie eine räumlich verschlungene Struktur.



(a) (b) (c)

Abbildung 5: Radial angeordnete Tesla-Elemente (a, b) und räumlich verschlungene Tesla-Ventilstruktur (c) [5]

3 Methodik

Untersuchungen zum Zusammenspiel von Tesla-Ventilen und kompressiblen Gasströmungen mit einer durch die Kolbenkinematik bestimmten zeitabhängigen Volumenstromcharakteristik sind dem Autorenkreis nicht bekannt. Daher wird im Folgenden eine Tesla-Ventil-Anordnung unter für Kolbenverdichter charakteristischen pulsierenden Randbedingungen numerisch analysiert.

3.1 Numerisches Modell und Referenzgeometrie

Zur Untersuchung der fluidischen Gleichrichtungswirkung wird ein zweidimensionales Modell aus zwei entgegengesetzt orientierten, mehrstufigen Tesla-Ventil-Abschnitten verwendet. Die Geometrie basiert auf der in [6] und [8] untersuchten Tesla-Ventil-Form. Beide Abschnitte sind über einen zentralen Anschluss miteinander verbunden, an dem die periodische Anregung durch die Kolbenbewegung aufgeprägt wird. Aufgrund der entgegengesetzten Orientierung weist bei jeder Strömungsrichtung einer der beiden Pfade den geringeren Strömungswiderstand auf.
Die Randbedingungen des Modells sind in der Abbildung 6 dargestellt. Die Kolbenbewegung wird durch eine zeitabhängige Geschwindigkeitsrandbedingung beschrieben. Der zugehörige Volumenstrom ist in der Abbildung der Kennwert $\dot{V}_{Kolben}$. Auf eine Modellierung des bewegten Kolbens und damit auf ein dynamisches Netz wird verzichtet, wodurch erheblicher Modellierungsaufwand entfällt.

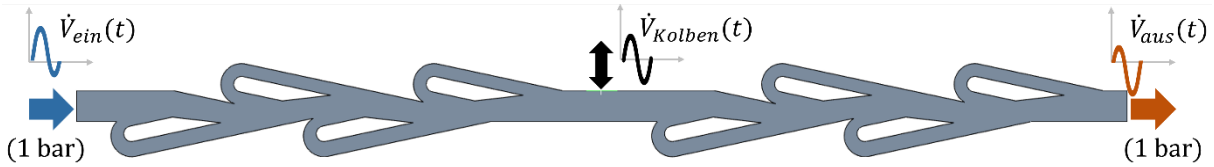


Abbildung 6: Prinzipdarstellung der fluidischen Gleichrichterschaltung aus zwei entgegengesetzt orientierten Tesla-Ventilabschnitten mit zentraler pulsierender Anregung

Die beiden äußeren Anschlüsse werden entsprechend der angestrebten Nettoförderrichtung als Einlass (links) mit Volumenstrom $\dot{V}_{ein}$ und Auslass (rechts) mit Volumenstrom $\dot{V}_{aus}$ bezeichnet. Aufgrund der endlichen Diodizität der Tesla-Ventile kann sich die momentane Strömungsrichtung an beiden Anschlüssen innerhalb einer Periode jedoch zeitweise umkehren, sodass Rückströmanteile auftreten. Eine Gleichrichtungswirkung liegt vor, wenn über eine vollständige Periode am linken Anschluss ein Nettogasttransport in das System und am rechten Anschluss ein Nettogasttransport aus dem System resultiert.

Für eine mögliche Integration in einen Kolbenverdichter wird die Referenzgeometrie auf die Größenordnung konventioneller Arbeitsventile übertragen. Abbildung 7 zeigt hierzu ein Beispiel mit radial angeordneten Tesla-Strömungspfaden. Ein Ventilabschnitt mit vier Tesla-Elementen besitzt in der untersuchten Referenzgeometrie eine Länge von 200 mm.

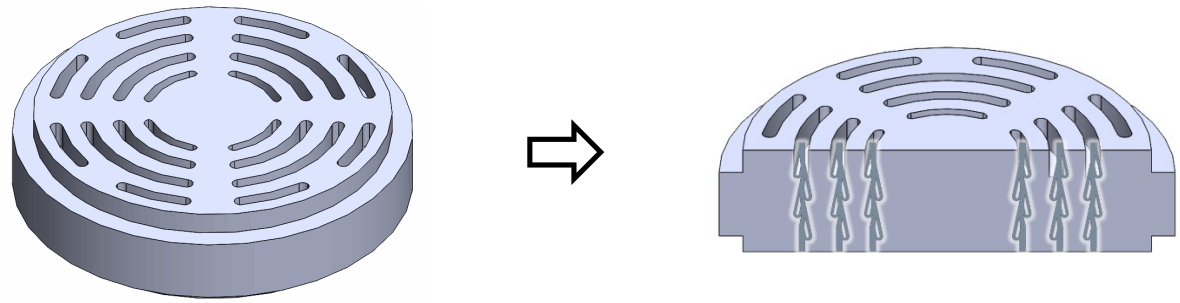


Abbildung 7: Konzeptuelle Integration einer Tesla-Ventilstruktur in den Bauraum eines konventionellen Kolbenverdichterventils

3.2 Referenzbetriebspunkt und Kolbenkinematik

3.2.1 Verdichter-Auslegung

Zur Vorgabe einer kolbenverdichtertypischen Strömung wird der in Tabelle 1 dargestellte Referenzbetriebspunkt verwendet.

Tabelle 1: Referenzparameter des Kolbenverdichters

Arbeitsgas	Luft
Saugdruck	1 bar
Saugtemperatur	30 °C
Nenndrehzahl n	500 min^{-1}
Hub s	250 mm
Kolbendurchmesser D	580 mm
Kurbelradius r	125 mm
Schubstangenverhältnis λ	0,2
Standardvolumenstrom	1500 m³/h
Auslassdruck	2 bar

Das für den Referenzverdichter angegebene Druckverhältnis dient der Einordnung des vorgesehenen Anwendungsbereichs und wird in den hier betrachteten Gleichrichtungsuntersuchungen noch nicht als Druckdifferenz zwischen den beiden äußeren Randbedingungen berücksichtigt.

3.2.2 Abbildung der Kolbenbewegung

Die zeitabhängige Kolbengeschwindigkeit wird näherungsweise durch

$$v_{\text{Kolben}}(t) = r\omega\left[\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2}\cdot\sin(2\omega t)\right] \qquad \text{Gl. (3)}$$

beschrieben. Dabei bezeichnet r den Kurbelradius, l die Pleuellänge, $\lambda = r/l$ das Schubstangenverhältnis, n die Drehzahl, t die Zeit und ω die Winkelgeschwindigkeit.

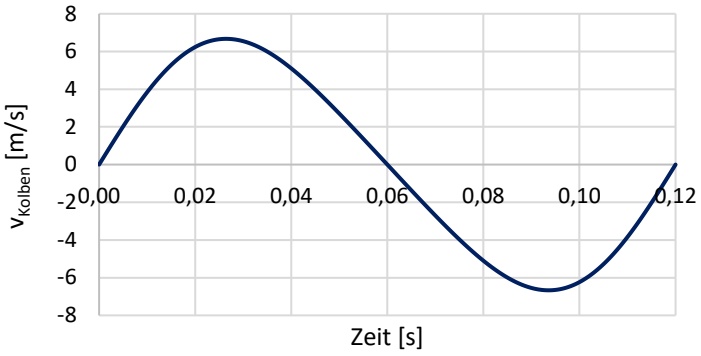


Abbildung 8: Zeitlicher Verlauf der Kolbengeschwindigkeit bei $n = 500\ min^{-1}$ und $\lambda = 0{,}2$

Bei $500\ \text{min}^{-1}$ beträgt die Periodendauer $T = 60/n = 0{,}12\ s$. Als stationärer Referenzfall wird eine konstante Geschwindigkeit von 4,17 m/s verwendet. Diese entspricht der mittleren Kolbengeschwindigkeit des Referenzverdichters.

3.3 Randbedingungen und numerische Einstellungen

Die beiden äußeren Anschlüsse werden als Druckrandbedingungen mit identischem statischem Druck definiert. Eine statische Druckdifferenz zwischen beiden Seiten wird somit nicht aufgeprägt; der resultierende Nettomassetransport entsteht ausschließlich durch die richtungsabhängige Charakteristik der Tesla-Ventile unter pulsierenden Randbedingungen.

Die transienten Simulationen werden mit ANSYS Fluent 2024 R2 für ein zweidimensionales planares Berechnungsgebiet durchgeführt. Die Kompressibilität des Gases und die Energiegleichung werden berücksichtigt. Die Kanalwände werden als undurchlässige Haftwände modelliert. Zur Turbulenzmodellierung wird das k-ω-SST-Modell verwendet und das Netz wird insbesondere an den Kanalwänden, Umlenkungen und Verzweigungsbereichen lokal verfeinert (siehe Abbildung 9).

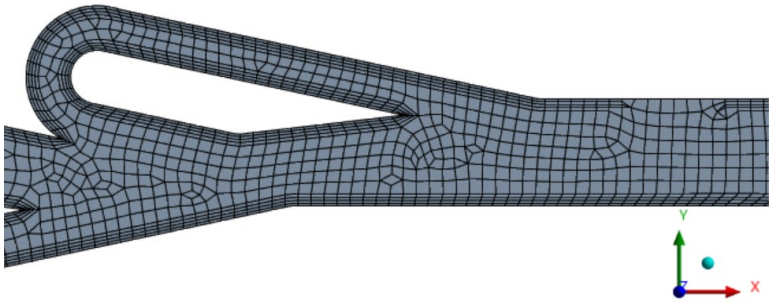


Abbildung 9: Rechennetz der untersuchten Tesla-Ventil-Struktur

Der dem numerischen Modell zugeführte Volumenstrom $\dot{V}_{\mathrm{Modell}}$ entspricht einem Teil des gesamten durch die Kolbenbewegung erzeugten Volumenstroms. Hierzu wird angenommen, dass sich der Kolbenvolumenstrom gleichmäßig über die verfügbaren Strömungsquerschnitte auf die Ventilöffnungen verteilt. Der aufgeprägte Volumenstrom entspricht dem Verhältnis der betrachteten Ventilöffnungsfläche zur gesamten Ventilfläche – etwa 8 % des durch die Kolbenbewegung erzeugten Gesamtvolumenstroms.

3.4 Gleichrichtungsgrad als Bewertungsgröße

Die zeitabhängigen Volumenströme werden am zentralen Anschluss sowie am Ein- und Auslass des Tesla-Ventils ausgewertet. Zur Quantifizierung der fluidischen Gleichrichtungswirkung wird der volumetrische Gleichrichtungsgrad (Rectification Factor) η_{R} eingeführt. Für den stationären Fall ist er folgendermaßen definiert:

$$\eta_{\mathrm{R}} = \frac{|\dot{V}_{\mathrm{aus}}| - |\dot{V}_{\mathrm{ein}}|}{|\dot{V}_{\mathrm{aus}}| + |\dot{V}_{\mathrm{ein}}|} \qquad \text{Gl. (4)}$$

Für die pulsierende Anregung wird der über eine vollständige Periode am Auslass resultierende Nettovolumentransport auf das während einer Halbwelle am zentralen Anschluss aufgeprägte Bezugsvolumen V_{Bez} bezogen:

$$\eta_{\mathrm{R}} = \frac{V_{\mathrm{net,aus}}}{V_{\mathrm{Bez}}} = \frac{\left|\int_{t_0}^{t_0+T} \dot{V}_{\mathrm{aus}}(t)dt\right|}{\frac{1}{2}\int_{t_0}^{t_0+T} |\dot{V}_{\mathrm{Modell}}(t)|dt} \qquad \text{Gl. (5)}$$

Dabei bezeichnen $\dot{V}_{\mathrm{aus}}(t)$ den momentanen Volumenstrom am Tesla-Auslass, $\dot{V}_{\mathrm{Modell}}(t)$ den am zentralen Anschluss des numerischen Modells aufgeprägten Volumenstrom und T die Periodendauer. Der Faktor ½ berücksichtigt, dass das Integral des Betrags von $\dot{V}_{\mathrm{Modell}}$ über eine

vollständige Periode sowohl die Einström- als auch die Ausströmphase umfasst. V_{Bez} entspricht somit dem während einer Halbwelle über den betrachteten Ventilquerschnitt verdrängten Volumen. Für eine ideale Gleichrichtung ohne Rückströmung gilt $\eta_{\mathrm{R}} = 1$, während $\eta_{\mathrm{R}} = 0$ keinen gerichteten Nettotransport beschreibt. Ein Gleichrichtungsgrad von beispielsweise $\eta_{\mathrm{R}} = 0{,}43$ bedeutet somit, dass 43 % des während eines Arbeitsspiels verdrängten Volumens als gerichteter Nettotransport vom Einlass zum Auslass wirksam werden.

3.5 Untersuchungsmatrix

Zur Bewertung der wesentlichen Einflussgrößen werden sechs Betriebspunkte untersucht. Ausgangspunkt ist die pulsierende Luftströmung bei $n = 500\ \mathrm{min}^{-1}$ und 1 bar. Ausgehend von diesem Referenzfall werden Strömungsart, Gas, Betriebsdruck und Drehzahl variiert. Anzahl und Geometrie der Tesla-Elemente bleiben konstant. Die Betriebspunkte sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Untersuchte Betriebspunkte

#	Gas	Drehzahl [min^{-1}]	Druck [bar]	Hinweise
1	Luft	Statisch (4,17 m/s)	1	Vergleich stationär/pulsierend
2	Luft	500	1	Referenzfall
3	H_2	500	1	Einfluss der Fluideigenschaften
4	CO_2	500	1	
5	Luft	500	10	Einfluss des Betriebsdrucks
6	Luft	1000	1	Einfluss der Drehzahl (Frequenz + Reynolds-Zahl)

4 Ergebnisse und Auswertung

4.1 Ergebnisdarstellung

Abbildung 10 zeigt die Verteilung der Geschwindigkeitskomponente in *x*-Richtung innerhalb der Tesla-Ventil-Struktur bei einer Strömung von links nach rechts. Deutlich erkennbar sind die durch die Verzweigungen verursachten lokalen Beschleunigungen und Umlenkungen der Strömung.

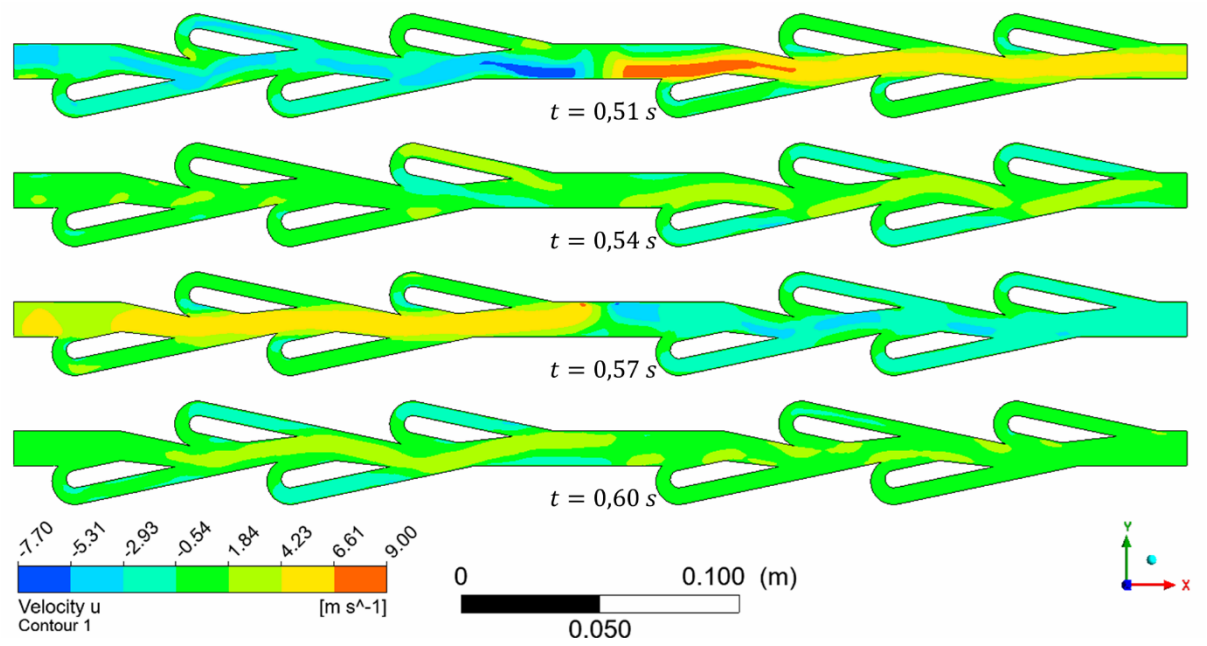


Abbildung 10: Verteilung der axialen Geschwindigkeitskomponente u_x in der Tesla-Ventilstruktur für Fall 2, zu vier Zeitpunkten innerhalb eines Strömungszyklus

Abbildung 11 zeigt den zeitlichen Verlauf der Volumenströme am zentralen Anschluss sowie am Ein- und Auslass des Tesla-Ventils für die untersuchten Betriebspunkte. Der gestrichelte schwarze Verlauf beschreibt den am zentralen Anschluss durch die zeitabhängige Geschwindigkeitsrandbedingung aufgeprägten Volumenstrom; die blauen und roten Verläufe zeigen die Volumenströme am Ein- und Auslass.

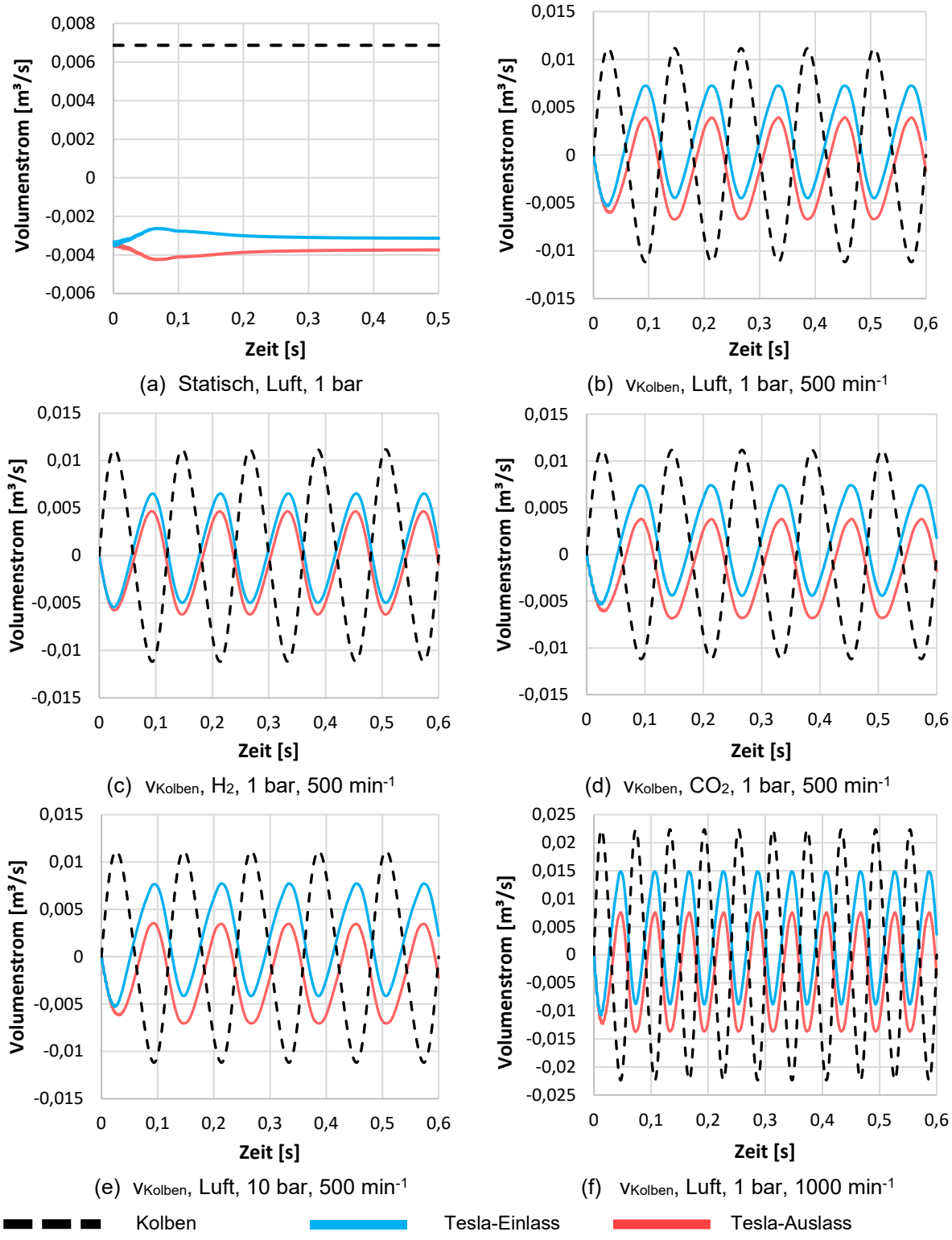


Abbildung 11: Zeitlicher Verlauf der Volumenströme am zentralen Anschluss (Kolben), Tesla-Einlass und Tesla-Auslass

Bei pulsierender Anregung wechselt der Volumenstrom am zentralen Anschluss periodisch die Richtung. Aufgrund der entgegengesetzten Orientierung der Tesla-Ventilabschnitte unterscheiden sich die Volumenströme am Ein- und Auslass. Während einer Halbwelle wird der

Strömungspfad mit geringerem Widerstand bevorzugt durchströmt. Dadurch entsteht über eine vollständige Periode hinweg ein gerichteter Nettogastransport vom Einlass zum Auslass. Bei allen pulsierenden Betriebspunkten in Abbildung 11 ist diese asymmetrische Strömungsverteilung deutlich erkennbar. Gleichzeitig treten, aufgrund der unvollständigen Sperrwirkung der Tesla-Ventile, in beiden Strömungspfaden Rückströmanteile auf.

Da die Diodizität Di den Vergleich der Druckverluste in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung bei gleichem Volumenstrom voraussetzt, ist sie für die vorliegende pulsierende Gleichrichterschaltung nicht unmittelbar anwendbar. Die Volumenströme an beiden Tesla-Ventilabschnitten ändern während einer Periode kontinuierlich Betrag und Richtung. Zur Bewertung der resultierenden Gleichrichtungswirkung wird daher der in Abschnitt 3.4 definierte volumetrische Gleichrichtungsgrad η_{R} verwendet.

4.2 Auswertung

Abbildung 12 zeigt den Gleichrichtungsgrad η_{R} und die zugehörigen Reynolds-Zahlen.

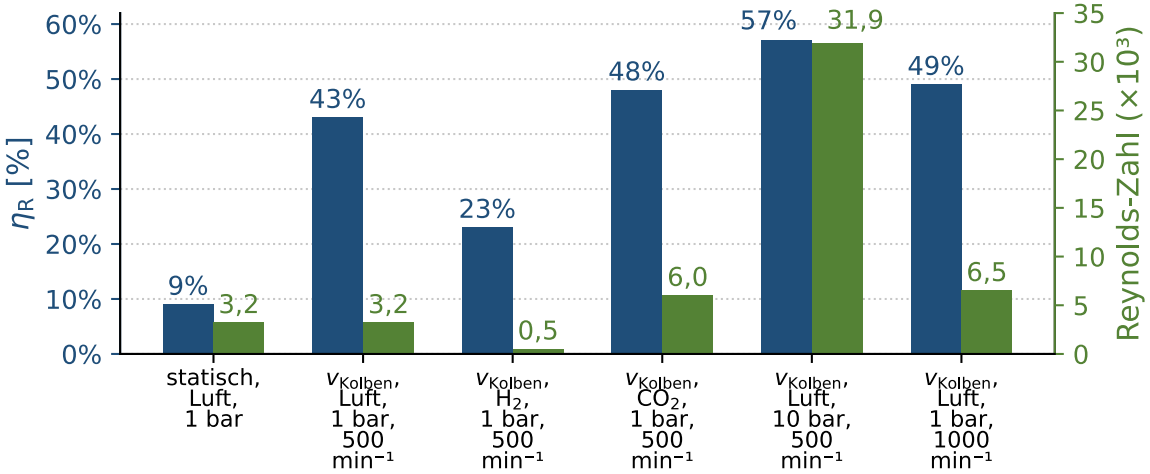


Abbildung 12: Gleichrichtungsgrad der einzelnen Studien in (a) und Reynolds-Zahlen der durchströmten Gase in (b).

4.2.1 Stationär vs. pulsierend

Im stationären Fall mit Luft ergibt sich mit 9 % nur eine geringe Asymmetrie der Volumenstromaufteilung, d. h. einer gleichrichtenden Wirkung. Bei pulsierender Anregung steigt der Gleichrichtungsgrad bei vergleichbarer Reynolds-Zahl auf 43 %. Damit zeigt die pulsierende Durchströmung eine deutlich stärkere Richtwirkung als der stationäre Vergleichsfall.

Bei pulsierender Anregung wechselt der Volumenstrom am zentralen Anschluss periodisch die Richtung. Aufgrund der entgegengesetzten Ausrichtung der beiden Tesla-Ventilabschnitte unterscheiden sich die Volumenströme an den äußeren Anschlüssen. Während einer Halbwelle wird der Volumenstrom bevorzugt über einen der beiden Strömungspfade geführt, während der entgegengesetzten Halbwelle der jeweils andere Tesla-Ventil-Abschnitt einen höheren

Strömungswiderstand aufweist. Hierdurch entsteht trotz einer Anregung ohne Nettovolumenstrom über eine vollständige Periode ein gerichteter Nettotransport zwischen den beiden äußeren Anschlüssen.

Bei allen pulsierenden Betriebspunkten ist eine deutliche Asymmetrie zwischen den beiden äußeren Volumenstromverläufen erkennbar. Trotz der unterschiedlichen Definitionen der Kennzahl zeigt der Vergleich qualitativ eine wesentlich stärkere Richtungswirkung bei pulsierender Anregung.

4.2.2 Einfluss der Gasart

Der Einfluss der Gasart zeigt sich zunächst an den unterschiedlichen Reynolds-Zahlen, die in Abbildung 12 (b) dargestellt sind. Bei identischer Geometrie, Drehzahl und gleichem Betriebsdruck führt Wasserstoff zu einer deutlich geringeren Gleichrichtungswirkung als Luft beziehungsweise CO_2.

4.2.3 Einfluss des Betriebsdrucks

Die Erhöhung des mittleren Betriebsdrucks von 1 bar auf 10 bar führt bei Luft und unveränderter kinematischer Anregung zu einer Erhöhung der Reynolds-Zahl. Gleichzeitig steigt der Gleichrichtungsgrad von 43 % auf 57 %. Eine mögliche Ursache hierfür ist die mit dem Druck zunehmende Gasdichte, wodurch bei vergleichbaren Geschwindigkeiten die Trägheitskräfte gegenüber den viskosen Kräften an Bedeutung gewinnen. Die für die Richtungswirkung relevanten Ablösungs-, Umlenkungs- und Mischvorgänge werden dadurch verstärkt. Die Ergebnisse zeigen somit, dass die Tesla-Ventilstruktur bei höherem absoluten Druckniveau unter vergleichbaren Randbedingungen einen höheren Gleichrichtungsgrad erreicht. Sie erlauben jedoch keine Aussage darüber, ob beziehungsweise bis zu welcher Druckdifferenz ein Nettovolumenstrom gegen ein aufgeprägtes Druckgefälle erzeugt werden kann. In beiden untersuchten Fällen liegen die äußeren Randbedingungen auf demselben mittleren Druckniveau. Untersucht wird daher ausschließlich der Einfluss des absoluten Betriebsdrucks auf den Gleichrichtungsgrad.

4.2.4 Einfluss der Drehzahl

Bei einer Verdopplung der Drehzahl von $500\ \mathrm{min}^{-1}$ auf $1000\ \mathrm{min}^{-1}$ steigt die Gleichrichtungskennzahl von 43 % auf 49 %. Gleichzeitig nimmt die charakteristische Reynolds-Zahl zu.

Da mit zunehmender Drehzahl sowohl die Pulsationsfrequenz als auch die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit ansteigen, lassen sich die Einflüsse beider Größen anhand dieses Vergleichs nicht voneinander trennen. Der Betriebspunkt repräsentiert vielmehr die kombinierte Wirkung einer höheren Anregungsfrequenz und einer höheren Reynolds-Zahl, wie sie bei einer realen Erhöhung der Verdichterdrehzahl ebenfalls auftreten würde.

Die Ergebnisse bestätigen qualitativ die aus der Literatur bekannte Abhängigkeit der Tesla-Ventil-Wirkung vom Strömungszustand. Mit zunehmender Reynolds-Zahl nimmt die Gleichrichtungswirkung in den untersuchten pulsierenden Fällen zu. Der Vergleich zwischen stationärer und pulsierender Durchströmung zeigt jedoch, dass die Reynolds-Zahl allein das Verhalten nicht vollständig beschreibt. Für die Anwendung in Kolbenverdichtern ist daher insbesondere die tatsächliche zeitabhängige Strömungscharakteristik zu berücksichtigen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde das Potential von Tesla-Ventilen zur Beeinflussung pulsierender Gasströmungen im Umfeld von Kolbenverdichtern numerisch untersucht. Im Gegensatz zu konventionellen selbsttätigen Arbeitsventilen besitzt ein Tesla-Ventil keine beweglichen Schließelemente, sondern erzeugt seine Richtungswirkung ausschließlich durch unterschiedliche Strömungswiderstände in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung.

5.1 Potential für Kolbenverdichter

Die Ergebnisse zeigen, dass die untersuchte Tesla-Ventil-Anordnung pulsierende Gasströmungen ohne bewegliche Bauteile teilweise gleichrichten kann. Für Kolbenverdichter ist dies grundsätzlich interessant, da konventionelle selbsttätige Arbeitsventile ihre Richtungswirkung durch die periodische Bewegung von Ventilplatten beziehungsweise -ringen erzeugen. Bei einem Tesla-Ventil entfallen bewegliche Schließelemente, Federn und Hubbegrenzer sowie die damit verbundenen Aufprall- und Ermüdungsbelastungen, Stillstand und Serviceaufwände.
Eine Eignung als Ersatz für konventionelle Arbeitsventile lässt sich aus den vorliegenden Ergebnissen jedoch zunächst nur teilweise ableiten. Bereits ohne eine aufgeprägte Druckdifferenz tritt eine erhebliche Rückströmung auf, da das Tesla-Ventil die unerwünschte Strömungsrichtung nicht sperrt, sondern lediglich deren Strömungswiderstand erhöht. Für eine Anwendung als Arbeitsventil müsste daher insbesondere untersucht werden, ob eine ausreichende Gleichrichtung auch bei der realen zeitabhängigen Druckdifferenz zwischen Zylinder und Saug- beziehungsweise Druckraum erreicht werden kann und wie sehr sich die Richtwirkung durch eine maßgeschneiderte Gestaltung der Tesla-Ventil-Geometrie steigern lässt.
Eine weitere Einsatzmöglichkeit besteht in der Unterstützung konventioneller Arbeitsventile. Eine vor- oder nachgeschaltete Tesla-Ventil-Struktur könnte Rückströmungen während des Öffnungs- und Schließvorgangs verringern und dadurch die Ventildynamik beeinflussen. Ob sich hierdurch beispielsweise Schließ- oder Aufprallgeschwindigkeiten reduzieren lassen, ließe sich durch eine gekoppelte Untersuchung von Strömung und Ventilbewegung beurteilen. Darüber hinaus ist eine Anwendung zur Beeinflussung pulsierender Strömungen in Saug- oder Druckleitungen denkbar. Aufgrund der nichtlinearen, richtungsabhängigen Druckverlustcha-

rakteristik kann die Tesla-Ventil-Struktur prinzipiell auch die Amplitude und die Form von Volumenstrom- und Druckpulsationen beeinflussen. Eine tatsächliche Pulsationsdämpfung wurde in der vorliegenden Untersuchung jedoch nicht nachgewiesen und erfordert eine gesonderte Analyse der zeitabhängigen Druckverläufe sowie des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens.

5.2 Geometrische Weiterentwicklung und Grenzen

Die untersuchte Referenzgeometrie wird häufig als Standardgeometrie für Tesla-Ventil-Untersuchungen verwendet und stellt lediglich eine mögliche Ausführung dar. Für den maßgeschneiderten Einsatz in einer konkreten Applikation steht eine Vielzahl von Optimierungsparametern zur Verfügung. Zunächst lassen sich insbesondere die Anzahl und die Geometrie der Tesla-Elemente optimieren. Eine höhere Stufenzahl kann die Rückströmung stärker einschränken. Hierbei sind die Grenzen des Bauraums und des zulässigen Vorwärtsdruckverlusts zu beachten. Weitere Optimierungsparameter sind Kanalquerschnitte, Verzweigungswinkel, Krümmungsradien sowie der Abstand und die räumliche Anordnung der einzelnen Elemente. Ziel der Optimierung muss eine möglichst starke Unterdrückung der Rückströmung bei gleichzeitig geringem Vorwärtsdruckverlust sein.

Die Aussagekraft der vorliegenden Untersuchung wird durch das zweidimensionale Modell und die Betrachtung nur einer Referenzgeometrie eingeschränkt. Zudem wird an beiden äußeren Anschlüssen derselbe mittlere statische Druck vorgegeben. Die Simulation bewertet somit die Gleichrichtung einer aufgeprägten pulsierenden Strömung, jedoch nicht die Fähigkeit der Tesla-Ventil-Anordnung, entgegen einer statischen oder zeitabhängigen Druckdifferenz zu wirken. Ebenso wurden bislang weder akustische noch strukturmechanische Kopplungen noch mechanische Ventilkomponenten berücksichtigt.

Weiterführende Untersuchungen sollten daher insbesondere die Anzahl und Geometrie der Tesla-Ventil-Elemente, dreidimensionale Ausführungen sowie den Betrieb unter einer anwendungsnahen, zeitabhängigen Druckdifferenz berücksichtigen. Für eine mögliche Anwendung zur Pulsationsminderung sind zusätzlich Druckamplituden, Phasenlagen sowie das frequenzabhängige Übertragungsverhalten zu berücksichtigen.

Literaturverzeichnis

[1]: An, K. H.; Lee, I. S.; Lee, I. W.; Lee, J. H.: *Suction Muffler in Reciprocating Compressor.* US Patent 6,691,823 B2, LG Electronics Inc., veröffentlicht am 17.02.2004.

[2]: Bäckman, E.; Willén, M.: *Tesla Valve for Hydrogen Decompression: Fluid Dynamic Analysis*. Bachelor of Science Thesis, KTH Royal Institute of Technology, School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 2019, TRITA-ITM-EX 2019:322.

[3]: Jin, Z. J.; Gao, Z. X.; Chen, M. R.; Qian, J. Y.: Parametric Study on Tesla Valve with Reverse Flow for Hydrogen Decompression. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 43, No. 18, S. 8888–8896, 2018. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.03.014.

[4]: LEAP 71: A 3D Printed Tesla Valve Generated by Computational Models. Letzter Zugriff: 01.09.2026. https://leap71.com/downloads/

[5]: Majdi, H. S.; Altalib, M. A. S.; Saieed, A. N. A.; Abbas, W. A. M.; Hamid, O. T.; Al-Saaidi, H. A. I.: Identifying of the Effect of the Number of Tesla Fuses in a Coiled Collector on Direct and Reverse Heat Transfer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 5, No. 8(119), S. 31–36, 2022. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.266213.

[6]: Nguyen, Q. M.; Abouezzi, J.; Ristroph, L.: *Early Turbulence and Pulsatile Flows Enhance Diodicity of Tesla's Macrofluidic Valve*. Nature Communications, Vol. 12, Article 2884, 2021. DOI: 10.1038/s41467-021-23009-y

[7]: Purwidyantri, A.; Prabowo, B. A.: Tesla Valve Microfluidics: The Rise of Forgotten Technology. Chemosensors, Vol. 11, No. 4, Article 256, 2023. DOI: 10.3390/chemosensors11040256.

[8]: Tesla, N.: *Valvular Conduit*. US Patent 1,329,559, angemeldet am 21.02.1916, veröffentlicht am 03.02.1920.

[9]: Thompson, S. M.; Paudel, B. J.; Jamal, T.; Walters, D. K.: Numerical Investigation of Multistaged Tesla Valves. Journal of Fluids Engineering, Vol. 136, Article 081102, 2014. DOI: 10.1115/1.4026620.

[10]: WR Training: Valves & Control Valves: Principles, Operation & Design. Online-Trainingskurs, WR Training, o. J., letzter Zugriff: 01.09.2026. https://wrtraining.org/courses/valves-control-valves-principles-operation-design

[11]: Xiaomi Corporation: *Xiaomi Introduces Loop LiquidCool Technology – The Next Generation of Heat Dissipation*. Xiaomi, 05.11.2021, letzter Zugriff: 01.09.2026. https://www.mi.com/global/discover/article?id=2571

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

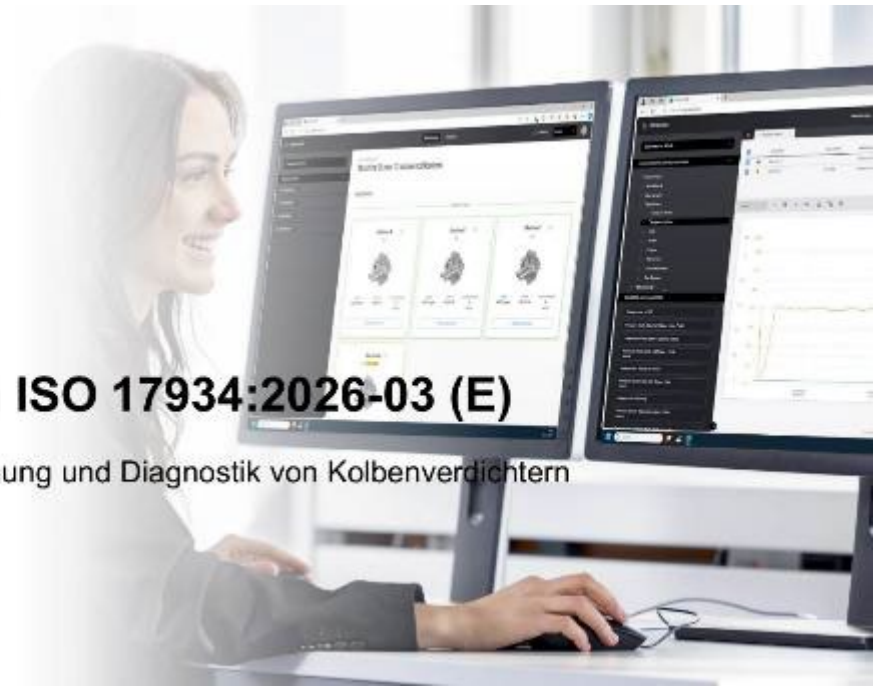
07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 10

Neue Norm ISO 17934:2026-03 (E) Zustandsüberwachung und Diagnostik von Kolbenverdichtern

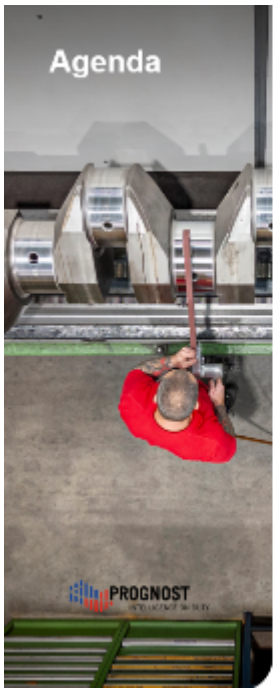
Ralf Thien

PROGNOST Systems GmbH



Neue Norm ISO 17934:2026-03 (E)

Zustandsüberwachung und Diagnostik von Kolbenverdichtern



ISO 17934:2026-03 (E)

- Warum ist die Norm notwendig?
- Ausschuss & Arbeitsgruppen
- Anwendungsbereich und Zielgruppe
- Gliederung der Norm
- Anhang A (Annex A) Maschinenkomponenten und Fehlerarten
- Anhang B (Annex B) Sensoren und Überwachungstechniken
- Anhang C Primäre Überwachungs- und Diagnoseverfahren am Beispiel der Kolbenstangen- und Plungerposition



ISO 17934

Warum ist die Norm notwendig?

ISO 17934 – Warum ist die Norm notwendig?

- Kolbenverdichter sind von Natur aus wartungsintensiv
  - Einzigartige Ausfallsequenzen (Unload / Load)
  - Mangelnde Wartungskompetenz
  - Mangelndes Verständnis spezialisierter Überwachungstechniken zur Erkennung und Diagnostik
  - Viele Kolbenverdichter werden tatsächlich unterüberwacht oder falsch überwacht
- Es existiert kein umfassender Standard für die Zustandsüberwachung von Kolbenverdichter
  - Design, Beschaffung, Installation – API 618, ISO 13631, API 11
  - Vibrationsschutz – API 670
  - Fragmentierte Einzelstandards (es wird ein übergeordneter Dachstandard benötigt) einzelne Überwachungstechniken, Überwachung von Kolbenverdichter-Komponenten, externe Systeme für Kolbenverdichter usw. (Übersicht im EFRC-Bericht 2019).

PROGNOST



ISO 17934

Ausschuss & Arbeitsgruppen

Ausschuss & Arbeitsgruppen

DIN

NA 001-03-05 AA "Zustandsüberwachung und Diagnostik von Maschinen„

NA	Normenausschuss
001	Hauptausschuss: DIN/VDI-Normenausschuss Akustik, Lärmminderung und Schwingungstechnik (NALS)
03	Fachbereich bzw. Untergliederung innerhalb des NALS
05	Zuständiger Arbeitsausschuss innerhalb dieses Fachbereichs
AA	Arbeitsausschuss Zustandsüberwachung und Diagnostik von Maschinen"

Entsendung in die ISO

Thorsten Bickmann	Bently Nevada
Tobias Ahlert	PROGNOST Systems GmbH
Ralf Thien	PROGNOST Systems GmbH

PROGNOST

Ausschuss & Arbeitsgruppen

Der Arbeitsausschuss ist das deutsche Spiegelgremium für die internationale ISO/TC 108/SC 5

ISO International Organization for Standardization
TC 108 Technical Committee 108 → Mechanical vibration, shock and condition monitoring (Mechanische Schwingungen, Stöße und Zustandsüberwachung)
SC 5 Subcommittee 5 → Condition monitoring and diagnostics of machine systems (Zustandsüberwachung und Diagnose von Maschinensystemen)
WG 17 Working Group 17 → Condition monitoring and diagnostics applications (Anwendungen der Zustandsüberwachung und Diagnose)

Gegründet: 1993
Veröffentlichte Normen: 28 (14 in Arbeit)
Mitarbeitende Länder: 20 (16 Beobachter-Länder)

Ausschuss & Arbeitsgruppen

ISO 17934 – Work Group

- Work Group specialists
  - Tobias Ahlert (DIN) – PROGNOST System GmbH
  - Thorsten Bickmann (DIN) – Bently Nevada
  - André Eijk (NEN) – Pulsation & vibration specialist
  - Andy Fries (Observer) – Shell
  - Mike Hastings – Brüel & Kjær Vibro (Leader)
  - Simon Mills (BSI) – SpectrumCBM
  - Paul Modern (BSI) – Dover Precision Components
  - Werner Temmink (Observer) – Shell
  - Sander Timmers (NEN) – Gasunie
  - Fayyaz Qureshi (Observer) – Bently Nevada
  - Ralf Thien (DIN) – PROGNOST System GmbH



ISO 17934

Anwendungsbereich und Zielgruppe

ISO 17934 – Anwendungsbereich und Zielgruppe

- **Zielgruppe**
  - Betreiber und Anlagenverantwortliche
  - EPC-Unternehmen, Auftragnehmer und Engineering-Dienstleister
  - Beratungsunternehmen und Sachverständige, Datenmanagement- und Diagnosespezialisten, Service- und Condition-Monitoring-Dienstleister
  - OEMs und Maschinenhersteller, Hersteller von Mess-, Überwachungs- und Diagnosesystemen
- **Abgedeckte Maschinen**
  - Kolbenverdichter mit einer Antriebsleistung > 1 MW
  - API 618 Langsamläufer (< 600 U/min) und Mittelschnellläufer (600–1.000 U/min)
  - API 11P Hochgeschwindigkeitsverdichter (> 1.000 U/min) einschließlich Skid-montierter Kompaktanlagen
  - Hyperkompressoren für Hochdruckanwendungen, insbesondere in LDPE-Anlagen

PROGNOST

ISO 17934 – Anwendungsbereich und Zielgruppe

- **Abgedeckte Kolbenverdichter-Komponenten**
  - Zylinderkomponenten (einschließlich Ventile)
  - Distanzstück einschließlich der darin befindlichen Führungselemente und Laufwerksteile
  - Kurbelgehäuse/Rahmen einschließlich der Komponenten des Antriebsstrangs

- **Nicht abgedeckte Kolbenverdichter-Komponenten**
  - Antriebsmaschine z. B. Elektromotor, Gasmotor oder Dampfturbine
  - Externe Systeme z. B. Rohrleitungssysteme, Gasabscheider, Zwischenkühler, Gasspülsysteme, Pulsationsbehälter, Einrichtungen zur Pulsationsdämpfung bzw. Pulsationskontrolle oder Kühl- und Schmiersysteme

ISO 17934 – Anwendungsbereich und Zielgruppe

- **Überwachungsstrategie und abgedeckte Überwachungstechniken**
  - Stationäre und portable Zustandsüberwachung sowie Diagnose von Kolbenverdichtern während des Betriebs
  - Überwachungstechniken
    - Schwingungsmessung
    - Dynamische Druckmessung
    - Temperaturüberwachung
- **Nicht-Bestandteil dieser Norm**
  - Überwachungsstrategie, Überwachungs- und Analysetechniken
  - Maschinenschutzsysteme (Machine Protection)
  - Offline-Prüfungen oder Inspektionen während eines Stillstands, einmalige Abnahmeprüfungen oder Leistungsprüfungen, Installationsanalysen von Rohrleitungssystemen (thermische Analysen, Pulsationsanalysen) usw.
  - Prognostik (ISO 13382-1) sowie automatische, diagnosegestützte Entscheidungsunterstützung
  - Ultraschall- und Schallemissionsverfahren (z. B. für Ventile), Torsionsmessungen, Thermografie, Gasanalyse sowie Zeitlupen-/Hochgeschwindigkeitsbildaufnahmen (Still-Motion)
  - Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen (Cost-Benefit-Analysen), Risikoanalysen (IEC 60300-3-3, IEC 60812, ISO 13379), FMEA/FMECA
  - Datenverarbeitung und Datenmanagement (ISO 13374-1, -2, -3) sowie Cybersicherheit (ISO 27032)



ISO 17934

Gliederung

ISO 17934 – Gliederung

Foreword ... 11
Introduction ... 12
1 Scope ... 13
2 Normative references ... 14
3 Terms and definitions ... 14
4 Symbols and abbreviated terms ... 17
5 Initial preparations for condition monitoring ... 19
6 Failure modes of reciprocating compressors ... 20
6.1 General ... 20
6.2 Reciprocating compressor components ... 20
6.3 Potential failure mode identification and prioritization ... 21
Annex A (informative) Machine components and failure modes ... 35
A.1 General ... 35
A.2 Reciprocating compressor components ... 35
A.3 Failure modes ... 37
Annex B (informative) Monitoring techniques for reciprocating compressor components and failure modes ... 39
B.1 General ... 39
B.2 Monitoring techniques vs. reciprocating compressor components ... 39
B.3 Monitoring techniques vs. failure modes ... 39
Annex C (informative) Primary monitoring and diagnostic techniques ... 41
C.1 General ... 41
C.2 Suction, discharge and cylinder pressure ... 41
C.3 Pressure-volume plot (PV) ... 45
C.4 Pressure vs crank angle plot ... 50
C.5 Volumetric efficiency ... 50
C.6 Capacity, flow balance and power/capacity ... 53
C.7 Theoretical discharge gas temperature and Delta discharge gas temperature ... 56
C.8 Indicated power, valve loss, brake power, isentropic efficiency, power/capacity ... 58
C.9 Compression ratio ... 62
C.10 Rod/crosshead pin load (peak load, rod reversal, max., min. tension/compression) ... 63
C.11 Polytropic exponent ... 67
C.12 Temperature ... 69
C.13 Actual discharge temperature and differential temperature spread of the valves ... 72
C.14 Case vent gas line temperature for packing leak detection ... 74
C.15 Vibration ... 75
C.16 Crosshead and cylinder impact ... 76
C.17 Rod position ... 84
C.18 Frame, foundation, crankcase vibration ... 91
Annex D (informative) Evaluation of monitoring techniques ... 95
Bibliography ... 97

PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

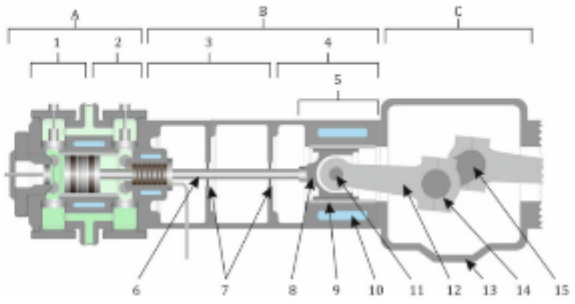


ISO 17934

Anhang A (Annex A)

Maschinenkomponenten und Fehlerarten

Kolbenverdichter Komponenten Annex A



Key

A cylinder head assembly		**B** distance piece assembly		**C** frame assembly	
1 HE pressure chamber	3 outboard section	8 crosshead rod		12 connecting rod	
2 CE pressure chamber	4 inboard section	9 crosshead guide		13 frame casing	
	5 crosshead assembly	10 crosshead cooling water		14 connecting rod bearing	
	6 piston rod	11 crosshead pin and bushing		15 crankshaft	
	7 rod wipers				

NOTE A horizontal, double-acting API STD 618 type reciprocating compressor is shown here.

Figure A. 1 — Reciprocating compressor components and details of the distance piece and frame

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Költer Workshop Band enthalten

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Kolbenverdichter Zylinder Komponenten Annex A

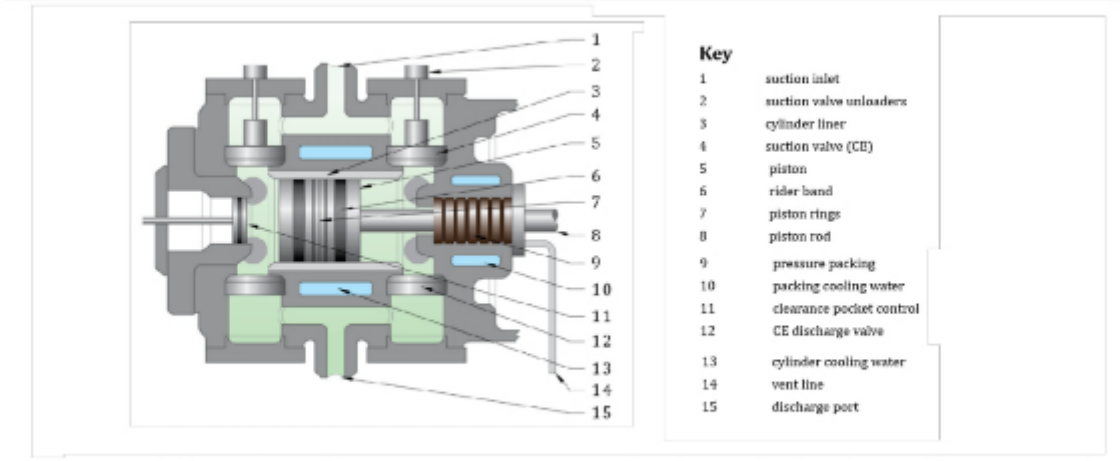


Figure A. 2 —Reciprocating compressor components and cylinder head assembly components

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

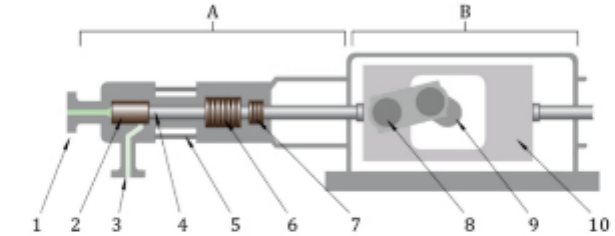
PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.03.2026 17

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Hochdruckverdichter Komponenten Annex A



Key

A cylinder assembly				B Frame assembly	
1	gas discharge	5	tie rod	8	crosshead bearing
2	central valve	6	high-pressure packing	9	crankshaft
3	gas suction	7	low-pressure packing	10	crosshead frame
4	plunger				

NOTE: Single-acting generic design shown. Other components may be present depending on the specific design.

Figure A. 3 — Hyper compressor components

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.03.2026 18

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Beispiel Fehler-Modi Annex A

Table A.1 — Cylinder components failure modes

Sub-component	Failure mode, fault	Cause	Failure mode effect
Valves	Leakage, delayed or not closing, late opening or sticking	Wear, gas deposits, corrosion, erosion, seat looseness, damaged spring, damaged plate/poppet/ring, sticking, fouled/dirty	Reduced capacity, loss of efficiency, excessive rod/crosshead pin load, excessive wear on crosshead pin/bushing and improper rod reversal
Piston	Excessive clearance, damaged	Wear, liquid ingestion, damaged rings	Loss of capacity, loss of efficiency, collateral damage to other components
Piston bolt	Excessive clearance, looseness	Wear, improper assembly (torque, thread fretting), rod overload	Knocking, excessive impact vibration, failure to compress if it breaks, collateral damage to other components
Piston rings	Leakage	Wear, wrong specification (material, dimensions), improper assembly, fouled/dirty	Reduced capacity, loss of efficiency, collateral damage to liner and/or piston
Piston rider bands	Excessive clearance	Wear, breakage, wrong specification (material, dimensions), improper assembly, fouled/dirty, degraded or lack of lubrication, liquid ingestion	Excessive vibration, collateral damage to piston and/or liner, piston seizing
Cylinder liner	Leakage, looseness	Wear, wrong coating, damage due to rings, liquid ingestion, rotated, insufficient cooling	Reduced capacity, loss of efficiency, collateral damage to piston, piston rings and/or rider rings
Packing	Leakage	Wear, wrong specification (material, dimensions), insufficient cooling, seized packing rings	Reduced capacity, loss of efficiency, emissions, collateral damage/contamination to distance piece components

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 18

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.



ISO 17934

Anhang B (Annex B)

Sensoren und Überwachungstechniken

ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 20

Überwachungstechniken und Kolbenverdichter Komponenten Annex B

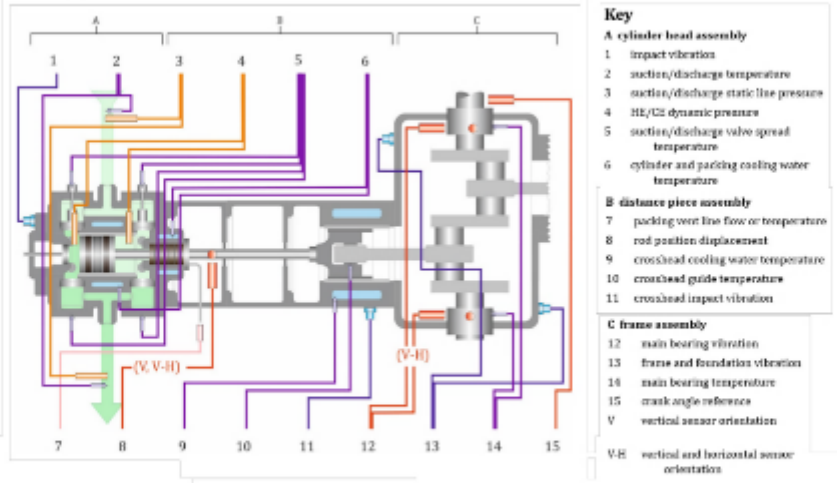


Figure B. 1 — Sensors covered by this document

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Kolbenverdichter Ausfallmodi und Überwachungstechniken Annex B

Failure mode	Monitoring techniques														
	Vibration and displacement						Dynamic and static pressure			Temperature					
	Frame velocity or accel.	Cylinder accel.	Crosshead accel.	Rod position	Rider band wear	Plunger position	Rod/pin load	pV	Performance (power loss, efficiency, theo. discharge gas temp. flow balance)	Discharge and suction valve	Discharge and suction gas	Vent line	Crosshead shoe	Main bearing
Rider band wear														
Valve leaking														
Packing leaking														
Piston ring leaking														
Piston rod bending														
Piston rod lock nut looseness														
Piston lock nut looseness														
Liquid ingestion														
Suction and discharge valve defects														
Piston rod or crosshead pin overloading														
Crosshead shoe-to-guide looseness														
Crosshead pin-to-bushing looseness														
Crosshead pin reversal														
Connecting rod looseness, bearing wear														
Bearing lubrication problem														
Foundation, skid, pedestal fault														
Cylinder liner wear and looseness														
Loss of efficiency (excessive friction, deposits)														

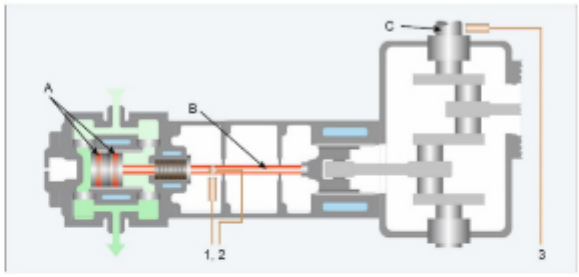
Diese Tabelle ist urheberrechtlich durch ISO geschützt und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST

Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Montageposition des Sensors Annex C



Key

A – Rider bands		B – Piston rod		C – Crank shaft, flywheel	
1	rider band wear (1x vertical sensor)	2	rod position (1x or 2x sensors, where the vertical sensor can be also used for rider band wear detection)	3	crank angle reference sensor

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Köbler Workshop Band enthalten

Legende
HINWEIS: Der vertikale Kolbenstangenpositionssensor kann je nach Anwendungsanforderung oberhalb oder unterhalb der Kolbenstange installiert werden.
Bild C.21 — Montage des Wegsensors

PROGNOST
Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

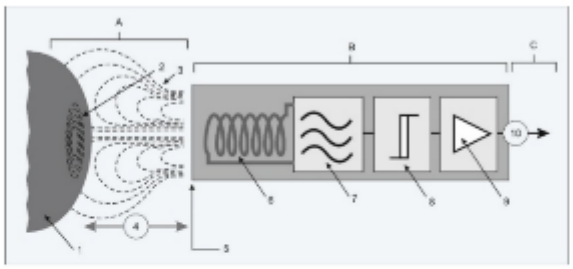


ISO 17934

Anhang C (Annex C)

Primäre Überwachungs- und Diagnoseverfahren am Beispiel der Kolbenstangen- und Plungerposition

Funktionsprinzip des Wegsensor Annex C



Legende

A - Input		B - Sensor and signal conditioner		C - Output	
1	Target rod or shaft	5	face of sensor	10	time signal (V)
2	eddy current in the target	6	inductive coil		
3	magnetic field	7	oscillator		
4	displacement and vibration	8	Schmitt trigger		
		9	amplifier		

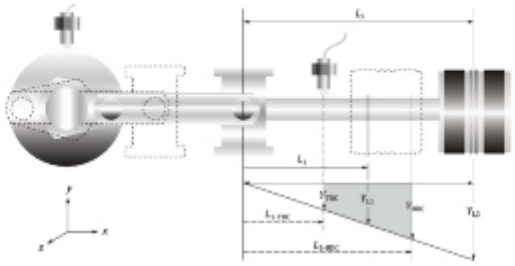
Bild C.22 — Funktionsprinzip des Wegsensors

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST
Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.
ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 25

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Geometrische Verschleißfaktorberechnung der Führungsringe Annex C



Key

L_1 distance from crosshead wrist pin to point on the piston rod directly under the displacement sensor

L_3 fixed length between the crosshead wrist pin to a point between the rider bands

Y_{L1} measured displacement of piston rod (rider band wear) at point L_1 from the crosshead wrist pin

Y_{L3} calculated rider band wear of the piston to the cylinder liner between rider bands

$L_{1\,TDC}$ minimum L_1 distance when the piston is at TDC

$L_{1\,BDC}$ maximum L_1 distance when the piston is at BDC

Y_{TDC} measured displacement of piston rod (rider band wear) when L_1 is a minimum ($L_{1\,TDC}$) at TDC

Y_{BDC} measured displacement of piston rod (rider band wear) when L_1 is a maximum ($L_{1\,TDC}$) at BDC

NOTE 1 L_1 distance from crosshead wrist pin to point on the piston rod directly under the displacement sensor varies during one cycle of operation of the reciprocating compressor.

NOTE 2 Y_{L1} measured displacement of piston rod (rider band wear) at point L_1 from the crosshead wrist pin value varies during one cycle of operation of the reciprocating compressor.

Figure C.23 — Rider band wear geometric factor calculation

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST
Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.
ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 26

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Erkennungs- und Diagnosedeskriptoren sowie Diagramme für potenzielle Fehlerarten Annex C

Signal, descriptor[a]	Potential failure mode	Detection and diagnosis[b]	Process values, measurements and/or plots for correlation
Rod/plunger position segments[d] Rod /plunger position [e.g. s_{max}, x_{max} F_{max}, position magnitude and position angle] Rod /plunger position overall value	Excessive bending of piston rod/plunger Packing wear, packing deposits small amount of liquid ingestion	Pk-Pk segments[d] are for monitoring maximum/minimum rod/plunger deflection, RMS[c] is for detecting pulsation induced bending	**Performance monitoring[c] correlation:** — F_{rod} — δ_{comp}
Rider band wear [synchronized or non-synchronized, direct measured or traditional rod drop] - vertical axis [Y-axis]	Piston and cylinder liner contact due to worn or broken rider bands	Trend of piston centerline up until the minimum distance between piston and cylinder liner	None[e]
Synchronized displacement TWF-crank angle	Intended for visualization and post-processing for analysis and diagnostics of the same potential failure modes as indicated above		**Crank angle plot overlay:** — pressure plot[b]; — F_{rod} plot[b]; — cylinder impact plot; — crosshead impact plot.
Non-synchronized displacement TWF-time			**Trend plot overlay:** — rod position; — rod drop descriptor trend.

[a] Monitored to specific machine states that correspond to different operating conditions.

[b] If pressure sensors are installed.

[c] If the measurement is sufficiently averaged, there will be minimal affect from other factors.

[d] Which segments are used for specific fault detection depends on the machine and process. These can be based on Pk-Pk or RMS signal conditioning.

[e] Not all the descriptors in this list can give the same level of early fault detection or detect all the potential failure modes listed.

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST
Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.
ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 27

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Darstellung der Kolbenstangen-/Plungerposition mit Segmentierung Annex C

C.17.2.4 Plots

The primary plots for displaying rod/plunger position and rider band wear include:

a) synchronized displacement TWF- crank angle;

b) non-synchronized displacement TWF with respect to time [for simultaneously viewing several rotations];

c) rod/plunger position segments- crank angle [see Figure C.22];

d) vertical and horizontal axis [Y-X axis] rod/plunger position circular plot [optional];

e) trend [individual rod/plunger position segments, rod/plunger position s_{max}, x_{max}, F_{max}, maximum magnitude and angle, overall rod/plunger position, rider band wear].

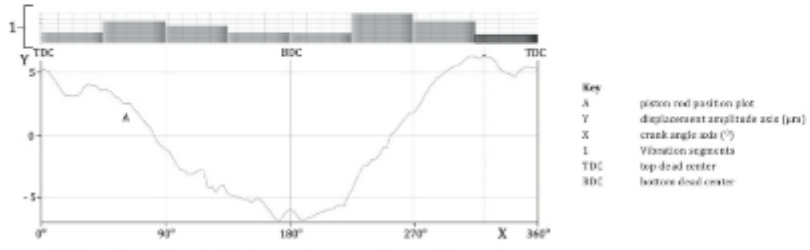


Figure C.22 — Example of rod/plunger position plot with segments

Diese Abbildung ist urheberrechtlich geschützt durch ISO und nicht im Kötter Workshop Band enthalten

PROGNOST
Copyright © ISO. Figures and tables reproduced for presentation purposes only.
ISO 17934 Kötter Workshop 2026
03.08.2026 28

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Beschreibungen und Handlungen mit Wegsensoren

Es werden weitere Hinweise auf folgende Zustände gegeben:

- **Kolbenstangen-/Plunger-Positionssegmente**
- **Kolbenstangen-/Plungerpositionskenngrößen smax, xmax und ymax**
- **Amplitude und Winkelposition der Kolbenstangen-/Plungerposition**
- **Diagnosekennwerte für den Verschleiß der Führungsbänder/Führungsringe (Rod Drop, Kolbenposition)**
- **Direkte Überwachung des Führungsringverschleißes mittels Kolbenabsenkungsmessung**
- **Konventionelle Überwachung des Führungsringverschleißes mittels Kolbenstangen- bzw. Kolbenabsenkungsmessung**

Quelle: ISO [ISO 17934]. © ISO. Urheberrechtlich geschützt. Bereitstellung ausschließlich zu Referenzzwecken. Weitergabe, Vervielfältigung oder Verbreitung nur mit Genehmigung der ISO und gemäß den geltenden Lizenzbedingungen.

Zusammenfassung Kötter Workshop 2026, ISO 17934

- **Ziel der ISO 17934**
  - Die Norm beschreibt die Zustandsüberwachung und Diagnose von Kolbenverdichtern. Im Gegensatz zu API 618 (Design) und API 670 (Schutzsysteme) liegt der Fokus auf der frühzeitigen Fehlererkennung und der zustandsorientierten Wartung.
- **Grundprinzip**
  - Die Norm startet mit den möglichen Failure Modes. Daraus werden die geeigneten Monitoring-Technologien, Diagnosemerkmale und Wartungsmaßnahmen abgeleitet.
- **Typische Failure Modes**
  - Ventilleckagen, Kolbenringverschleiß, Packungsleckagen, Tragringverschleiß (Rider Rings), Stangenverbiegung, Kreuzkopf- und Lagerprobleme.
- **Kernaussagen**
  - ISO 17934 ergänzt API 618 und API 670
  - Failure Modes stehen im Mittelpunkt
  - Die passende Messtechnik hängt vom Fehlerbild ab
  - Überwachung der Kolbenstangenlage und pv-Diagnostik liefern den größten diagnostischen Mehrwert
  - Ziel ist die Vermeidung ungeplanter Stillstände und die Optimierung der Wartung



ISO 17934

Zukünftige Entwicklung

ISO 17934 – Zukünftige Entwicklung (2031)

- **Automatisierte Entscheidungsunterstützung**
  - Prognoseverfahren (Prognostics), Digital Twin, Künstliche Intelligenz/Maschinelles Lernen (KI/ML)
- **Datenmanagement und Systemintegration**
  - Höhere Transparenz von Analysemethoden, historianbasierte Zustandsüberwachung, Datenaustausch mit Serviceanbietern, Integration in CMMS-Systeme (Computerized Maintenance Management Systems)
- **Neue Überwachungstechniken für Kolbenverdichter**
  - Bewegungsverstärkungsvideos (Motion Amplification), Thermografie, Torsionsmessungen, tatsächliche Leistungsaufnahme (Wirkleistung) usw.
- **Überwachung von Umweltemissionen**
  - Leckagen, Geräuschemissionen
- **Überwachung angrenzender Systeme**
  - Pulsationskontrolle, Abscheider (Scrubber), Rohrleitungs- und Behältersysteme
- **Überwachung von Fundamentrahmen und Fundamentsockeln**
  - Erweiterte und detailliertere Überwachungsverfahren sind künftig zu berücksichtigen.

ISO 17934 – Zukünftige Entwicklung (2031)

- **Gaszustandsgrößen**
  - Automatische Messung und Analyse der Gaseigenschaften
- **Korrekturfaktoren für Leistungsparameter**
  - Volumetrischer Wirkungsgrad, theoretische Gastemperatur am Verdichteraustritt
- **Lebenszyklus-Kosten- und Risikoanalyse**
  - Speziell für Kolbenverdichter

PROGNOST
INTELLIGENCE ON DUTY

Danke!

Thien, Ralf
Technologie Manager
ralf.thien@prognost.com

Follow us on

Linkedin	prognost-systems-gmbh
Instagram	prognost_systems
Youtube	Prognost
Facebook	PROGNOST

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 11

Projekt *CoolSkin*: Fortschrittliche Oberflächentechnologien für Kolbenstangen zur Steigerung der Packungskühlung

Dipl.-Ing. Edward Effendi

Dr.-Ing. Konrad Klotsche

Prof. Dr.-Ing. habil. Christiane Thomas

Technische Universität Dresden

1 Einleitung

1.1 Motivation des Projekts *CoolSkin*

Die Kolbenstangendichtung (Packung) gehört zu den sicherheits- und funktionskritischen Komponenten eines Kreuzkopfkolbenverdichters. Ihre Hauptaufgabe besteht darin, die Leckage des verdichteten Gases entlang der Kolbenstange auf ein Minimum zu reduzieren [6]. Eine geringe Leckagerate erhöht nicht nur den Ausnutzungsgrad des Verdichters, sondern verhindert zugleich das Austreten von brennbaren, toxischen, wertvollen oder umweltschädlichen Prozessgasen wie Wasserstoff (H_2), Sauerstoff (O_2) oder Ammoniak (NH_3) [6].

Während des Betriebs führt die oszillierende Bewegung der Kolbenstange zu einer fortwährenden Relativbewegung zwischen Kolbenstange und Dichtringen. Dadurch entsteht Reibung, die insbesondere im Kontaktbereich zwischen den Dichtringen und der Kolbenstange zu einem lokalen Temperaturanstieg (hot spots) führt. Außerdem wird die thermische Belastung durch die hohe Temperatur des verdichteten Prozessgases verstärkt. Bei trockenlaufenden Kolbenverdichtern ist dies besonders kritisch, da in den Arbeitsräumen auf Schmieröl verzichtet wird. Somit entfallen sowohl die Schmier- als auch die Kühlwirkung bei den Packungsringen.

Die Dichtringe besitzen als Basismatrix üblicherweise Hochleistungskunststoffe wie Polyetheretherketon (PEEK) oder Polytetrafluorethylen (PTFE) [15]. Diese Werkstoffe zeichnen sich zwar durch gute Verschleiß- und Gleiteigenschaften aus, besitzen jedoch eine vergleichsweise geringe Wärmeleitfähigkeit (weniger als 0,5 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) [20]. Die im Kontaktbereich entstehende Reibungswärme kann daher nur in begrenztem Umfang abgeführt werden, wodurch sich lokale Temperaturerhöhungen einstellen (siehe *Abbildung 1*).

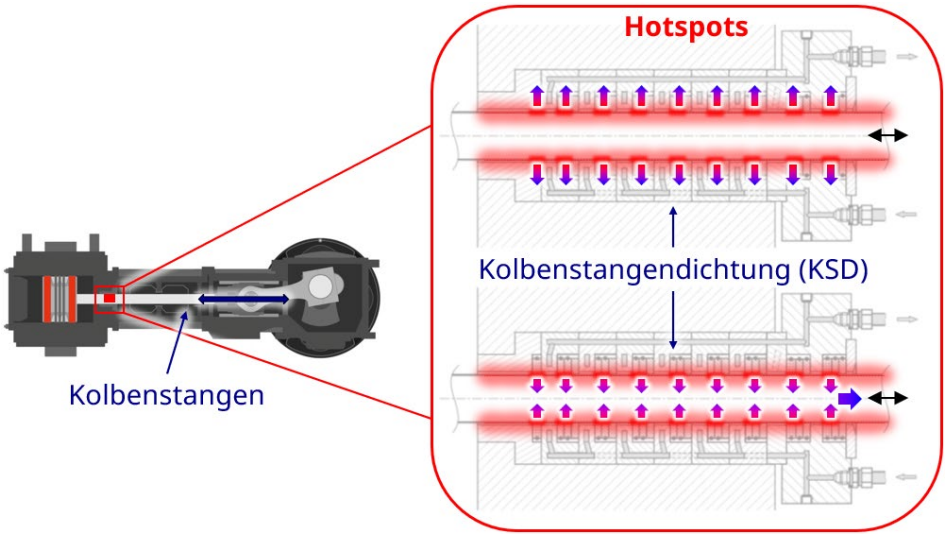


Abbildung 1: Kreuzkopfverdichter mit vergrößerter Darstellung der Packung und der dortigen Wärmeabgabe nach außen und innen (modifiziert aus: Eifler [6])

Höhere Temperaturen führen zu einem stärkeren Verschleiß der Dichtringe und damit zu kürzeren Serviceintervallen (mean time between services, MTBS) [11]. Im regulären Betrieb trockenlaufender Kolbenverdichter müssen die Dichtringe typischerweise nach etwa 8.000 Betriebsstunden ausgetauscht werden [8]. Unter ungünstigen Betriebsbedingungen, beispielsweise bei erhöhten Betriebstemperaturen, erhöhten Druckverhältnissen oder verschmutztem Prozessgas, kann sich die Standzeit der Dichtringe jedoch deutlich verkürzen.

Um den thermisch induzierten Verschleiß zu reduzieren, wurden in den vergangenen Jahren verschiedene Ansätze zur Verbesserung der Wärmeabfuhr aus den Reibkontakten zwischen Kolbenstange und Dichtringen untersucht. Ein etablierter Ansatz besteht darin, die Wärmeleitfähigkeit der Basisdichtungswerkstoffe durch den Einsatz thermisch leitfähiger Füllstoffe wie Graphit, Messing oder Bronze zu erhöhen [15]. Darüber hinaus werden Kolbenstangenpackungen üblicherweise mit integrierten Kühlkanälen ausgestattet, um die Reibungswärme besser abzuführen (siehe *Abbildung 2*, links) [6].

Obwohl diese Maßnahmen die Wärmeabfuhr verbessern, bleibt die Kühlwirkung im unmittelbaren Bereich der Reibkontakte begrenzt. Die Ursache hierfür sind die hohen thermischen Widerstände entlang der Wärmeübertragungspfade. Insbesondere der schlechte Wärmeübergang zwischen Dichtring und Packungsgehäuse sowie die niedrige Wärmeleitfähigkeit der polymeren Dichtungswerkstoffe begrenzen die Wärmeabfuhr aus den thermisch hochbelasteten Kontaktzonen.

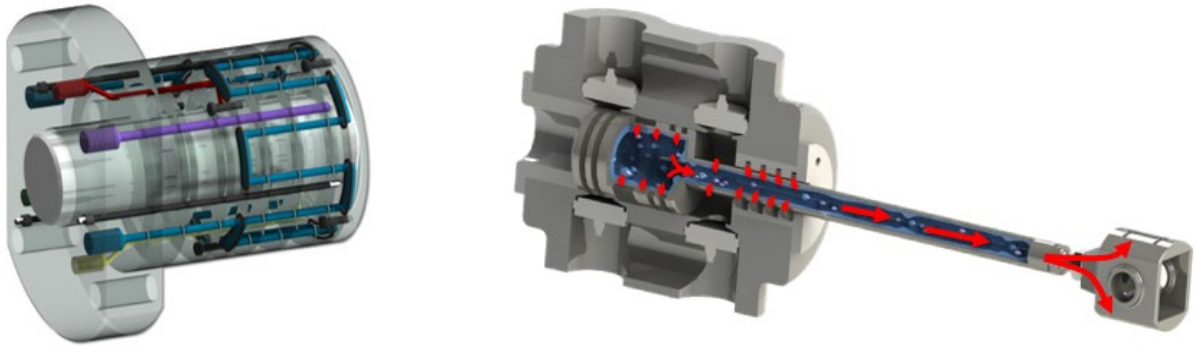


Abbildung 2: Integrierte Kühlkanäle in der Kolbenstangendichtung (links, Quelle: www.hoerbiger.com). Kolbenstangeninnenkühlung (KSIK, rechts) [14]

Untersuchungen von Thomas [23] und Klotsche [14] zur Kolbenstangeninnenkühlung (KSIK) zeigen, dass insbesondere eine zusätzliche Wärmeabfuhr über die Kolbenstange ein erhebliches Potenzial zur Reduzierung der Temperaturen im Bereich der Dichtringe bietet (siehe *Abbildung 2*, rechts). Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die Kolbenstange als zusätzlicher Wärmetransportpfad genutzt werden kann und damit einen vielversprechenden Ansatz zur Verbesserung der Wärmeabfuhr und zur Reduzierung der thermischen Belastung der Kolbenstangendichtungen darstellt.

Die Umsetzung einer innengekühlten Kolbenstange ist jedoch mit erhöhtem konstruktivem und fertigungstechnischem Aufwand verbunden. Die Integration interner Kühlkanäle in die Kolbenstange erfordert zusätzliche Fertigungsprozesse und wirkt sich (zumindest in gewissem Maße) auf die mechanische Beanspruchbarkeit der Stange (Stangenkraft, Knickung) aus [24]. Aus diesen Gründen wird der Ansatz der Kolbentstangeninnenkühlung für bestehende Verdichterkonzepte in der Praxis bislang nicht verfolgt.

1.2 Ziele des Forschungsprojekts *CoolSkin*

Ausgehend von der beschriebenen Motivation verfolgt das Forschungsprojekt *CoolSkin* das Ziel, die Wärmeabfuhr aus dem Bereich der Kolbenstangendichtung, insbesondere in trockenlaufenden Verdichtern, durch den Einsatz hochwärmeleitfähiger Oberflächentechnologien auf der Kolbenstange gegenüber dem Stand der Technik signifikant zu erhöhen. Durch die Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit der Kolbenstangenoberfläche soll ein zusätzlicher Pfad für die Wärmeabfuhr eröffnet werden, über den die im Reibkontakt zwischen Dichtringen und Kolbenstange entstehende Wärme in Richtung des Zwischenstücks bzw. Kreuzkopfs besser abgeführt werden kann. Dadurch soll die Temperatur im Reibkontakt um mindestens 20 K reduziert werden, wodurch die thermische Belastung der Dichtringe verringert und deren Lebensdauer erhöht wird (siehe *Abbildung 3*).

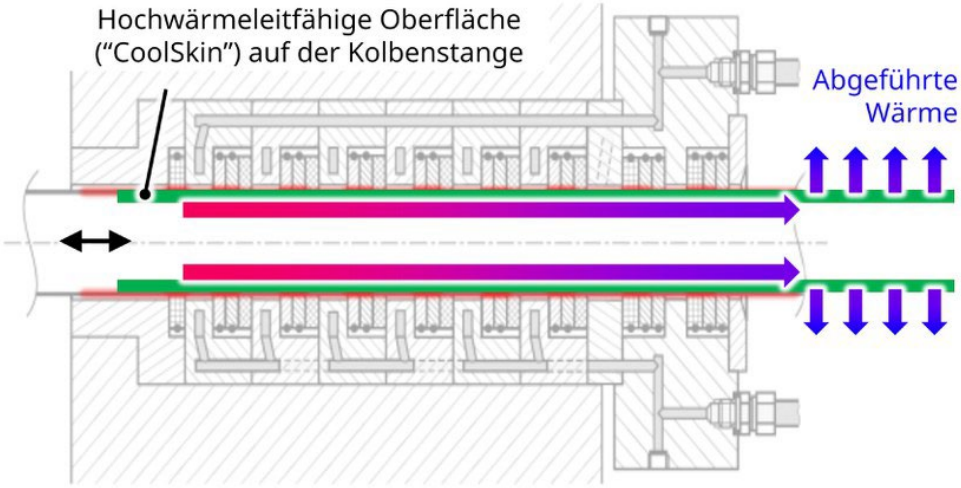


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Wärmeabfuhr aus der Kolbenstangendichtung mittels CoolSkin-Technologie (modifiziert aus: Eifler [6])

Ein zentraler Schwerpunkt des Projekts ist die Charakterisierung einer optimalen Kombination aus Werkstoff, Schichtdicke und Beschichtungsverfahren. Die entwickelten Oberflächentechnologien müssen dabei nicht nur eine hohe thermische Leitfähigkeit aufweisen, sondern auch die für Kolbenstangen erforderlichen mechanischen und tribologischen Eigenschaften erfüllen (siehe Kap. 2.1).

Die wichtigsten Forschungsfragen, die im Rahmen dieses Projekts behandelt werden, lauten:

- Welche Werkstoffsysteme eignen sich für eine hochwärmeleitfähige Kolbenstangenbeschichtung?
- Welche Beschichtungsverfahren ermöglichen eine zuverlässige und wirtschaftliche Herstellung solcher Funktionsschichten?
- Welches Potenzial zur Verbesserung der Wärmeabfuhr bietet diese Technologie im Vergleich zum Stand der Technik?
- Welchen Einfluss haben die Schichtdicke, die Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung und die Randbedingungen auf die Temperaturverteilung und die Wärmeabfuhr?

1.3 Methodische Vorgehensweise

Zur Beantwortung der Forschungsfragen und zum Erreichen der Projektziele wird ein mehrstufiges methodisches Vorgehen verfolgt, in dem experimentelle Untersuchungen und numerische Simulationen systematisch miteinander verknüpft werden (siehe *Abbildung 4*).

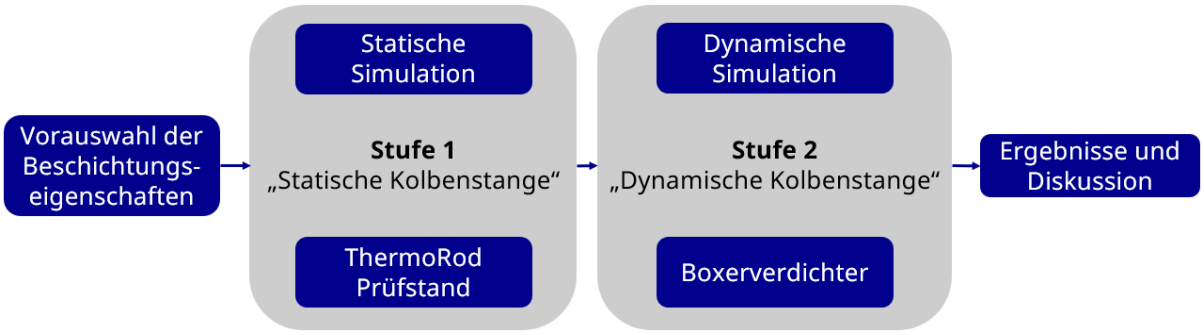


Abbildung 4: Vorgehensweise des Projekts „CoolSkin”

Zu Beginn erfolgt eine Vorauswahl geeigneter Beschichtungswerkstoffe und -technologien auf Grundlage ihrer thermischen, mechanischen und tribologischen Eigenschaften sowie ihrer technischen Umsetzbarkeit. Ergänzend werden alternative Konzepte zur Kühlung der Kolbenstange betrachtet. Neben thermisch optimierten Beschichtungen wird auch der Einsatz von Heatpipes hinsichtlich ihrer thermischen Wirksamkeit und ihrer Eignung für die Anwendung in Kolbenstangen untersucht und bewertet.

Im ersten Schritt (Stufe 1) wird ein Prüfstand mit ruhender Kolbenstange (im Folgenden „ThermoRod“ genannt) entwickelt. Dieser ermöglicht die reproduzierbare Untersuchung des stationären Wärmetransports verschiedener Beschichtungsvarianten unter definierten Randbedingungen. Im Mittelpunkt steht dabei die experimentelle Untersuchung des Einflusses des Beschichtungswerkstoffs und der Schichtdicke auf das thermische Verhalten der Kolbenstange. Hierzu werden insbesondere die Temperaturverteilung entlang der Kolbenstange und die unter dem definierten, kontrollierten Wärmeeintrag erreichte maximale Temperatur erfasst.

Parallel dazu wird ein statisches thermisches Finite-Elemente-Modell (FEM) des „ThermoRod“-Prüfstands entwickelt. Das Modell dient zunächst der thermischen Auslegung des Prüfstands und wird anschließend anhand der experimentellen Ergebnisse validiert. Nach der Validierung ermöglicht die Simulation die Untersuchung von Parameterkombinationen, die experimentell nur mit unangemessen hohem Aufwand realisierbar wären. Darüber hinaus lassen sich thermische Größen wie Wärmeströme und Wärmestromdichten bestimmen, die experimentell nur eingeschränkt zugänglich sind.
Aufbauend auf den Ergebnissen aus Stufe 1, wird in Stufe 2 die bewegte Kolbenstange unter realitätsnahen Betriebsbedingungen untersucht. Dazu wird das validierte Simulationsmodell auf die Betriebsbedingungen eines Kreuzkopfkolbenverdichters erweitert. Die numerischen Untersuchungen werden parallel durch Messungen an einem Boxerverdichter (trockenlaufend, einstufig) ergänzt (siehe *Abbildung 5*). Ausgewählte Beschichtungsvarianten werden somit sowohl rechnerisch als auch experimentell hinsichtlich ihres thermischen Verhaltens und ihrer Wärmeabfuhr unter realitätsnahen Betriebsbedingungen untersucht.



Abbildung 5: LMF-Boxerverdichter zur anwendungsnahen Untersuchung der CoolSkin-Technologie (Foto von Thomas Tannert)

Der vorliegende Beitrag konzentriert sich ausschließlich auf die numerischen Parameterstudien für den statischen Kolbenstangenversuch im „ThermoRod“-Prüfstand. Untersucht wird der Einfluss der Schichtdicke, der Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung und der eingebrachten Heizleistung auf das thermische Verhalten der Kolbenstange. Auf Grundlage der Simulationsergebnisse wird anschließend eine vereinfachte Auslegungsfunktion entwickelt.

2 Oberflächentechnologie

2.1 Anforderungen an die Kolbenstangenoberfläche

Die Anforderungen an Kolbenstangen und deren Oberflächen wurden auf Grundlage der Befragung von Herstellern und Mitgliedsunternehmen des *European Forum for Reciprocating Compressors* (EFRC) sowie der Erkenntnisse aus Feistel [9] abgeleitet. Neben den mechanischen und thermischen Eigenschaften stehen insbesondere die Oberflächenbeschaffenheit, die chemische und tribologische Beständigkeit sowie die Eignung der Beschichtung im Dichtungskontakt für den dauerhaften Betrieb im Fokus.

Für die Funktion der Kolbenstangendichtung ist zunächst eine hochwertige Oberflächenbeschaffenheit erforderlich. Laut der Umfrage und Feistel [9] liegt die geforderte Oberflächenrauheit typischerweise bei $Ra = 0{,}1 - 0{,}4\ \mu\mathrm{m}$, während Oberflächenhärten von etwa 30–70 HRC erreicht werden sollen. Aufgrund der thermischen Belastung und der damit verbundenen möglichen Verformung der Kolbenstange ist zudem eine hohe Koaxialität erforderlich.

Die Kolbenstangenoberfläche soll für verschiedene Prozessgase eingesetzt werden und muss daher gegenüber Medien wie H_2, SO_2, H_2S und Chlorsilanen beständig sein. Gleichzeitig muss eine gute Verträglichkeit mit den eingesetzten Dichtungswerkstoffen gewährleistet sein. Die Oberfläche soll eine ausreichende Verschleißbeständigkeit und geeignete tribologische Eigenschaften aufweisen sowie Temperaturen von über 300 °C standhalten, die lokal auftreten [9].

2.2 Analyse geeigneter Beschichtungswerkstoffe

In diesem Teilabschnitt wird ausschließlich die Wärmeleitfähigkeit der ausgewählten Werkstoffe im Hinblick auf ihren Einsatz an Kolbenstangen betrachtet. Die zugrunde liegenden Daten sind im Anhang als Diagramme dargestellt (siehe Abbildungen A1–A5). Die zugehörigen Quellen der betrachteten Werkstoffe sind ebenfalls im Anhang aufgeführt (siehe Tabelle A1).

2.2.1 Reine Materialien

Reine Werkstoffe weisen eine große Bandbreite an Wärmeleitfähigkeiten auf, wobei einige aufgrund ihrer außergewöhnlich hohen Wärmeleitfähigkeit ein erhebliches Potenzial, u. a. für Beschichtungen, besitzen (siehe *Abbildung 6*).

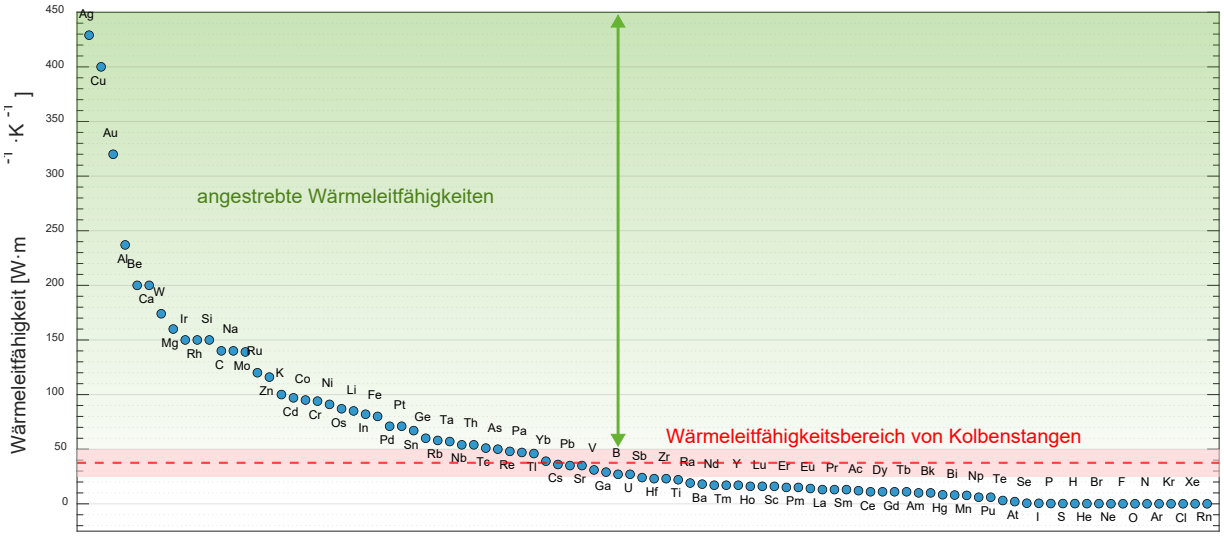


Abbildung 6: Wärmeleitfähigkeit reiner Elemente (Quellen: Wolfram Alpha und [25])

Zu den Elementen mit der höchsten Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C zählen [25]:

- Silber (Ag) → 429 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- Kupfer (Cu) → 400 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- Gold (Au) → 320 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- Aluminium (Al) → 237 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Die Wärmeleitfähigkeit dieser Werkstoffe ist deutlich höher als die des Referenzwerkstoffs für die Kolbenstangen (legierter Vergütungsstahl – ca. 25–50 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) [25]. Daraus ergibt sich ein erhebliches Potenzial zur Verbesserung des Wärmetransports durch geeignete Oberflächenmodifikationen oder Beschichtungssysteme. Die genannten Elemente bilden daher eine vielversprechende Grundlage für die Entwicklung hochwärmeleitfähiger Legierungen und Beschichtungen.

2.2.2 Keramiken

Keramische Werkstoffe werden entsprechend ihrer chemischen Zusammensetzung und ihren werkstoffspezifischen Eigenschaften in verschiedene Gruppen unterteilt. Insbesondere Karbid-, Nitrid- und Oxidkeramiken weisen, aufgrund ihrer hohen Temperaturbeständigkeit, Härte und Verschleißbeständigkeit, ein hohes Potenzial für thermische Oberflächenanwendungen auf [25].

Hochreines Wolframkarbid (WC) weist Wärmeleitfähigkeiten von bis zu 250 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ auf [1]. Neben der hohen Wärmeleitfähigkeit zeichnet sich WC durch eine ausgezeichnete Verschleißbeständigkeit und hohe mechanische Belastbarkeit aus [21]. Aufgrund dieser Kombination von Eigenschaften werden WC-basierte Beschichtungen (z. B. WC/Co) bereits als Stand der Technik in der Oberflächenbehandlung von Kolbenstangen eingesetzt [16]. Innerhalb der Gruppe

der Carbide weist auch Siliziumkarbid (SiC) eine hohe Wärmeleitfähigkeit von bis zu 490 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ auf.

Bei den Nitrid- und Oxidkeramiken weisen insbesondere Aluminiumnitrid (AlN), Galliumnitrid (GaN) und Berylliumoxid (BeO) Wärmeleitfähigkeiten von mehr als 150 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ auf und damit eine deutlich höhere Wärmeleitfähigkeit als die für Kolbenstangen verwendeten Werkstoffe. Aufgrund ihrer hohen Wärmeleitfähigkeit sind diese Werkstoffe grundsätzlich für thermische Oberflächenanwendungen von Interesse.

2.2.3 Legierungen

Legierungen, z. B. Zweistofflegierungen, stellen eine interessante Werkstoffgruppe für die Entwicklung thermisch optimierter Oberflächen dar, da sie die gezielte Kombination verschiedener Elemente ermöglichen [25]. Durch die Wahl geeigneter Legierungselemente lassen sich Wärmeleitfähigkeit, mechanische Eigenschaften, Korrosionsbeständigkeit und Verarbeitbarkeit an die Anforderungen von Kolbenstangenanwendungen anpassen. Insbesondere folgende Legierungssysteme weisen ein hohes Potenzial für thermische Oberflächenanwendungen auf:

Kupferlegierungen:

Kupferbasierte Legierungen weisen im Vergleich zu reinem Kupfer eine geringere Wärmeleitfähigkeit auf, bieten jedoch gleichzeitig verbesserte mechanische Eigenschaften und eine höhere Verschleißbeständigkeit für technische Anwendungen – insbesondere hinsichtlich Festigkeit und Härte [25]. Dadurch stellen sie einen Kompromiss zwischen hoher Wärmeleitfähigkeit und ausreichender mechanischer Integrität dar.

Aluminiumlegierungen:

Aluminiumlegierungen kombinieren eine vergleichsweise hohe Wärmeleitfähigkeit mit geringer Dichte und guter Korrosionsbeständigkeit [22]. Aufgrund ihres geringen Gewichts, ihrer guten Verarbeitbarkeit und ihrer Verfügbarkeit sind sie insbesondere für Anwendungen interessant, bei denen neben der thermischen Leistungsfähigkeit auch eine Gewichtsreduzierung wichtig ist. Bei einer Anwendung als Beschichtungswerkstoff könnte dadurch zudem die oszillierende Masse der Kolbenstange leicht reduziert werden.

2.2.4 Kohlenstoffbasierte Werkstoffe

Kohlenstoffbasierte Werkstoffe weisen eine sehr große Bandbreite an Wärmeleitfähigkeiten auf. Diese reicht von sehr niedrigen Werten bei ungeordneten, amorphen Kohlenstoffstrukturen (ca. 0,01 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ bei Raumtemperatur) bis hin zu außergewöhnlich hohen Werten bei hochgeordneten Kohlenstoffmodifikationen (bis zu 3000 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ bei Raumtemperatur) [3].

Die thermischen Eigenschaften werden dabei maßgeblich durch die atomare Anordnung, den Grad der Kristallinität sowie die Anzahl und Art der Gitterdefekte bestimmt.
Besonders hervorzuheben sind hochgeordnete Kohlenstoffstrukturen wie Graphen und Kohlenstoffnanoröhren (Carbon Nanotubes, CNT; 3000 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$), die aufgrund ihrer einzigartigen atomaren Struktur extrem hohe Wärmeleitfähigkeiten aufweisen können [3].
Trotz der herausragenden thermischen Eigenschaften von Graphen und Kohlenstoffnanoröhren bestehen erhebliche Herausforderungen für deren praktische Anwendung in der Fertigungstechnologie bei Kolbenstangenbeschichtungen. Dazu zählen insbesondere die homogene Dispersion der Nanomaterialien, die stabile Einbindung in die Beschichtungsmatrix sowie die Gewährleistung einer dauerhaften Haftung auf dem Substrat [13]. Darüber hinaus weisen beide Werkstoffgruppen stark anisotrope thermische Eigenschaften auf, sodass ihre Wärmeleitfähigkeit richtungsabhängig ist [12]. Dies kann die Vorteile hinsichtlich der thermischen Eigenschaften einschränken, wenn die bevorzugten Wärmeleitungsrichtungen nicht mit dem für die Kolbenstange relevanten Wärmetransport übereinstimmen.

2.2.5 Metallmatrix-Verbundwerkstoffe (MMC)

Metallmatrix-Verbundwerkstoffe (Metal Matrix Composites, MMC) sind Verbundwerkstoffe, bei denen eine metallische Matrix aus Kupfer, Aluminium oder Titan durch Verstärkungsphasen wie Fasern, Partikel oder Kristalle (Whisker) modifiziert wird [17]. Durch die Kombination unterschiedlicher Werkstoffe lassen sich die mechanischen, thermischen, elektrischen und chemischen Eigenschaften an die jeweiligen Anforderungen anpassen.
Für thermische Anwendungen bieten MMC somit die Möglichkeit, eine hohe Wärmeleitfähigkeit mit den erforderlichen mechanischen und tribologischen Eigenschaften einer Kolbenstange zu kombinieren. Besonders interessant sind dabei metallische Matrizen mit hochwärmeleitfähigen Verstärkungsphasen wie Kupfer, Aluminium, Siliziumkarbid oder Diamant [2]. Durch die passende Komposition der MMC ließe sich der Wärmetransport verbessern, ohne die mechanische Belastbarkeit des Verbundwerkstoffs wesentlich zu beeinträchtigen.

2.2.6 MXene

MXene („maxenes“) stellen eine relativ neue Klasse zweidimensionaler (2D) Werkstoffe dar, die aufgrund ihrer schichtartigen Struktur Ähnlichkeiten mit Graphen aufweisen. Charakteristisch ist die Kombination keramischer und metallischer Eigenschaften in einem Werkstoffsystem. Zu den wesentlichen Eigenschaften zählen eine hohe elektrische und thermische Leitfähigkeit, eine gute mechanische Festigkeit und Flexibilität sowie u. U. eine hohe Biokompatibilität [10].

Trotz ihrer interessanten Eigenschaften ist die praktische Anwendung von MXene derzeit durch verschiedene Faktoren eingeschränkt. Dazu zählen insbesondere aufwendige Syntheseverfahren, eine begrenzte Langzeitstabilität der Werkstoffeigenschaften, die ausgeprägte Anisotropie sowie vergleichsweise hohe Herstellungskosten von etwa 3,70 US-Dollar pro Gramm. Diese Aspekte erschweren derzeit die Überführung von MXene aus der Grundlagenforschung in industrielle Anwendungen und begrenzen ihre Eignung als Beschichtungswerkstoff für Kolbenstangen [19].

2.2.7 Vergleich und Werkstoffauswahl

Auf Grundlage der umfassenden Werkstoffanalyse lassen sich mehrere Materialgruppen identifizieren, die ein hohes Potenzial für die thermische Optimierung von Kolbenstangen aufweisen (siehe *Abbildung 7*). Bei der Bewertung wurden neben der Wärmeleitfähigkeit insbesondere die mechanischen Eigenschaften und die Umsetzbarkeit in der Beschichtungstechnologie berücksichtigt.

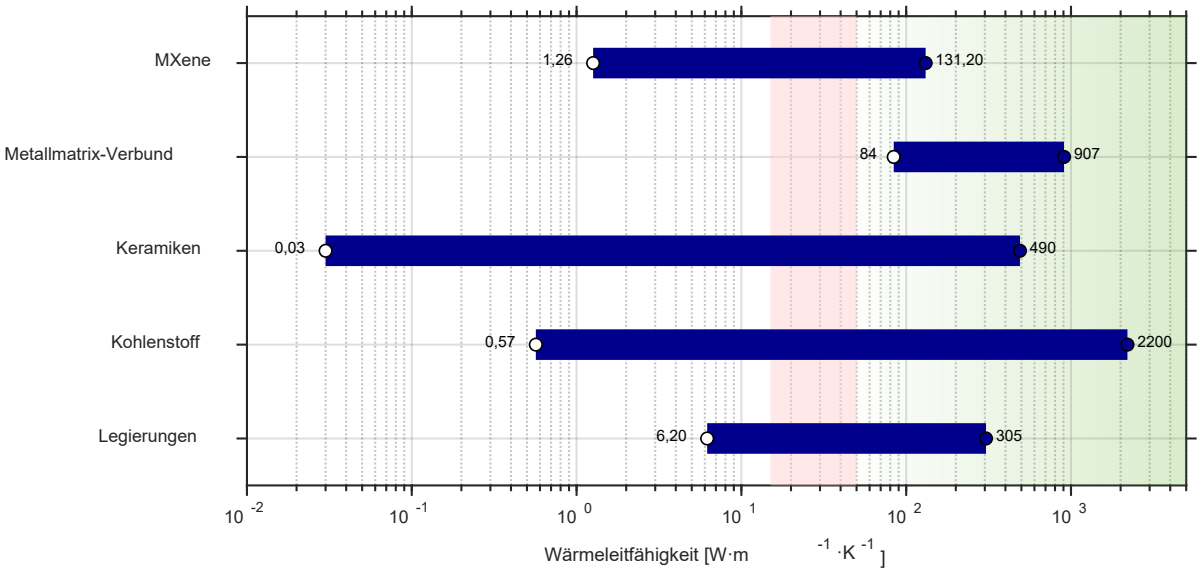


Abbildung 7: Vergleich der Bandbreite der Wärmeleitfähigkeit verschiedener Materialgruppen (Quellen: siehe Anhang)

Für die angestrebte Anwendung als Kolbenstangenbeschichtungswerkstoff ergeben sich folgende Prioritäten für die weiteren Betrachtungen:

Werkstoffe mit hoher Priorität:

- Kupfer-, Aluminium- und Magnesiumlegierungen aufgrund der ausgewogenen Kombination ihrer Eigenschaften und ihrer guten Verarbeitbarkeit
- Siliziumkarbid (SiC), Wolframkarbid (WC/Co), Aluminiumnitrid (AlN) und Berylliumoxid (BeO)

- Metallmatrix-Verbundwerkstoffe (MMC) zur gezielten Kombination verschiedener Eigenschaften
- Synthetischer Diamant für eine maximale thermische Leistungsfähigkeit, sofern anwendbar (auch eine Integration in MMCs ist möglich)

Werkstoffe mit niedrigerer Priorität:

- MXene aufgrund des niedrigen *Technology Readiness Level* (TRL) und fertigungstechnischer Einschränkungen
- Naturdiamant aufgrund von Kosten- und Verfügbarkeitsaspekten
- Graphen/CNT aufgrund inhärenter werkstoffspezifischer Nachteile

2.3 Analyse geeigneter Beschichtungsverfahren

Die Verfahren der Oberflächenmodifikation lassen sich grundsätzlich in Diffusions-, Auftrags- und Abscheideverfahren unterteilen [5]. Bei Diffusionsverfahren werden Fremdatome in die oberflächennahe Zone des Grundwerkstoffs eingebracht und durch Diffusion ins Substrat eingelagert [5]. Die Ausbildung der modifizierten Randschicht erfolgt dabei ohne das Aufbringen einer eigenen Beschichtung. Zu den etablierten Verfahren zählen unter anderem das Nitrieren, das Borieren und die Metalldiffusion [18]. Charakteristisch für diese Verfahren sind vergleichsweise geringe Schicht- beziehungsweise Randschichtdicken, die typischerweise im Bereich von wenigen bis einigen Hundert Mikrometern liegen.

Die zweite Hauptgruppe bilden Auftrags- und Abscheideverfahren, bei denen ein zusätzliches Material auf der Oberfläche des Substrats erzeugt oder aufgebracht wird. Die Schichtbildung kann dabei beispielsweise durch Keimbildung und Wachstum auf atomarer Ebene oder durch das Aufbringen, Anhaften und Konsolidieren fester beziehungsweise flüssiger Partikel erfolgen [5]. Zu dieser Gruppe zählen unter anderem Sol-Gel-Verfahren, Physical Vapour Deposition (PVD)- und Chemical Vapour Deposition (CVD)-Verfahren, thermische Spritzverfahren wie High-Velocity Oxygen Fuel (HVOF) und Plasmaspritzen, galvanische und chemische Abscheideverfahren sowie Schweiß- und Auftragverfahren wie Laserauftragsschweißen und Laser-Roll-Cladding [18].

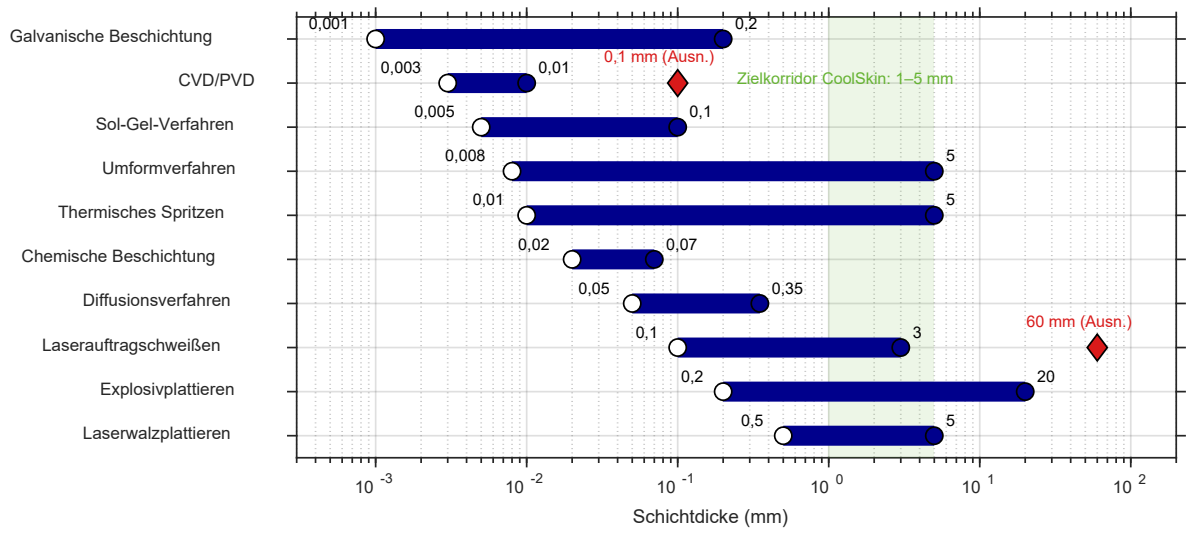


Abbildung 8: Vergleich der erreichbaren Schichtdicke bei unterschiedlichen Verfahren (Quellen: Dearnley [5], Fa. Antacon, Fluorotec, ALOtec, Nutech, Fraunhofer IST und IWS)

Je nach Verfahren und Anwendung können dabei Schichtdicken von wenigen Mikrometern bis in den Millimeterbereich reichen und bei bestimmten Auftragsverfahren, wie z. B. Laserauftragsschweißen, auch bei mehr als 5 mm erreicht werden [7]. Die typischen erreichbaren Schichtdicken der einzelnen Beschichtungsverfahren sind in *Abbildung 8* dargestellt.

3 „ThermoRod“-Prüfstand (Experimente mit unbewegter Kolbenstange)

3.1 Ziele der Untersuchung

Die Ermittlung wesentlicher thermischer Größen an einer oszillierenden Kolbenstange in Hubkolbenverdichtern ist aufgrund der begrenzten Zugänglichkeit und der wechselnden Betriebsbedingungen mit hohem experimentellem Aufwand verbunden. Dies betrifft insbesondere die Temperaturverteilung entlang der Kolbenstange und im Bereich der Dichtungselemente sowie die Quantifizierung der Wärmeströme. Zur gezielten Untersuchung dieser Größen wird daher ein Prüfstand mit unbewegter Kolbenstange („ThermoRod“-Prüfstand) entwickelt.

Ein wesentlicher Vorteil dieses Versuchs besteht darin, dass der Wärmeeintrag über einen elektrischen Heizer präzise und reproduzierbar eingestellt werden kann. Dadurch lassen sich die thermischen Randbedingungen gezielt variieren und Wärmebilanzen unter definierten Bedingungen aufstellen.

Für die Bewertung der untersuchten Beschichtungssysteme werden insbesondere die Reduzierung der maximalen Temperatur und des Temperaturgradienten entlang der Kolbenstange herangezogen. Die Reduzierung der maximalen Temperatur ermöglicht dabei einen direkten Vergleich der thermischen Wirkung verschiedener Beschichtungen, während der Temperaturgradient Aufschluss über die Veränderung des axialen Wärmetransports gibt. Auf Grundlage

der experimentellen Ergebnisse soll eine Vorzugsauswahl hinsichtlich des Beschichtungswerkstoffs und der Schichtdicke getroffen werden.

3.2 Prüfstandsaufbau

Der Versuchsaufbau (s. *Abbildung 9*) besteht im Wesentlichen aus einer Kolbenstange, die sowohl unbeschichtet als Referenz, als auch mit verschiedenen Oberflächentechnologien und Materialien beschichtet, untersucht wird, einer definierten Wärmequelle, einer thermischen Isolierung, mehreren Temperatursensoren und einer Wärmesenke.

Die Abmessungen der Versuchskörper wurden so gewählt, dass sowohl eine möglichst anwendungsnahe Abbildung des thermischen Verhaltens einer Kolbenstange als auch reproduzierbare Versuchsbedingungen gewährleistet werden. Der Versuchskörper weist einen Außendurchmesser von 40 mm und eine Gesamtlänge von 450 mm auf. Die Geometrie entspricht dem relevanten Kontaktbereich der im späteren Testverdichter eingesetzten Kolbenstange und ermöglicht so die Übertragung der im statischen Prüfstand gewonnenen Erkenntnisse auf die Anwendung im Verdichterprüfstand.

Als Grundwerkstoff der untersuchten Kolbenstange wird der legierte Vergütungsstahl 42CrMo4 verwendet. Dieser Werkstoff weist eine hohe mechanische Belastbarkeit und eine für Kolbenstangen geeignete Festigkeit auf. Gleichzeitig eignet sich 42CrMo4 gut als Beschichtungssubstrat, insbesondere aufgrund seiner guten Haftungseigenschaften und der vergleichsweise einfachen Oberflächenvorbereitung [4].

Zur Erfassung des Temperaturverlaufs sind insgesamt 22 Thermoelementen (2 × 11 Messstellen) entlang der Kolbenstange angeordnet. Die Messstellen sind in zwei parallel verlaufenden Messreihen mit einem Abstand von 90° zueinander angeordnet. Beide Messreihen befinden sich in einer Tiefe von 1 Millimeter unter der Oberfläche, um den Temperaturverlauf möglichst oberflächennah zu erfassen. Die parallele Anordnung dient der Validierung und Plausibilisierung der Messergebnisse. Dadurch lässt sich die Temperaturverteilung über die gesamte untersuchte Länge detailliert erfassen. Zusätzlich wird im Bereich des elektrischen Heizbandes (axiale Länge 50 mm) ein weiteres Widerstandsthermometer eingesetzt, um die dort auftretende Höchsttemperatur zu messen. Die dem Heizband zugeführte elektrische Leistung wird ebenfalls messtechnisch erfasst.

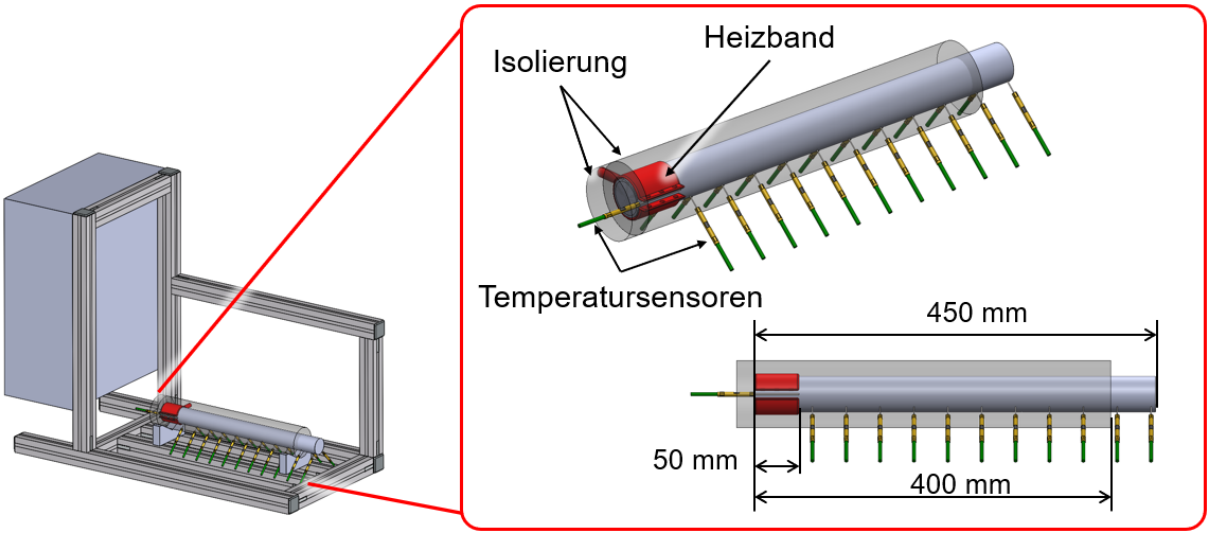


Abbildung 9: Darstellung des Aufbaus des „ThermoRod“-Prüfstands mit einer detaillierten Ansicht des Prüfkörpers.

Ein 400 mm langer Bereich der Kolbenstange, einschließlich des Heizbandes, wird thermisch isoliert, um Wärmeverluste an die Umgebung zu minimieren und den axialen Wärmetransport gezielt untersuchen zu können. Das freibleibende Kolbenstangenende mit einer Länge von 50 mm dient als Wärmesenke, wobei die Wärme durch freie oder erzwungene Konvektion (mittels Lüfter) an die Umgebung abgeführt wird.

3.3 Simulation zum ThermoRod-Prüfstand

Ziel der Simulation ist die Entwicklung eines parametrischen thermischen Simulationsmodells des ThermoRod-Prüfstands. Das Modell soll nach der Validierung anhand der experimentellen Ergebnisse die Vorhersage des thermischen Verhaltens der Kolbenstange für unterschiedliche Beschichtungsvarianten ermöglichen. Dadurch lassen sich der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit und der Schichtdicke der Beschichtung sowie der eingebrachten Wärmeleistung auf den Wärmetransport und die resultierende Temperaturverteilung systematisch untersuchen.
Darüber hinaus dient die Simulation zur Quantifizierung thermischer Größen, die experimentell nur eingeschränkt oder gar nicht bestimmt werden können. Dies betrifft insbesondere die Wärmeströme und Wärmestromdichten innerhalb der Kolbenstange samt Beschichtung.

Vorgehensweise und Parametervariation

Die Simulation wird als stationäre thermische Berechnung durchgeführt. Unter den vorgegebenen Randbedingungen wird ein zeitlich konstantes Temperaturfeld berechnet. Die Untersuchung erfolgt in zwei aufeinander aufbauenden Simulationsstufen.
In der ersten Stufe wird der Einfluss der Beschichtungsdicke und der Wärmeleitfähigkeit bei konstanter Heizleistung von 20 W untersucht. Die Beschichtungsdicke liegt dabei zwischen

0,1 und 7 mm, und die Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung variiert zwischen 85 und 900 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$. Der Wert von 85 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ dient als Referenz für eine WC/Co-Beschichtung und repräsentiert damit den Stand der Technik.

In der zweiten Stufe wird der Einfluss der Heizleistung auf einen hochwärmeleitfähigen Beschichtungswerkstoff untersucht. Als Referenzwerkstoff wird CuCr1Zr verwendet, dessen temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit (310 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ bei Raumtemperatur und ca. 324 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ bei 200 °C) berücksichtigt wird. Die Heizleistung wird hierbei im Bereich von 5 bis 20 W variiert.

Modellierung und thermische Randbedingungen

Das Simulationsmodell wird als dreidimensionales Modell aufgebaut, um den Wärmetransport in axialer und radialer Richtung sowie die thermischen Wechselwirkungen zwischen Substrat und Beschichtung abzubilden. Aufgrund der rotationssymmetrischen Geometrie wird nur ein Viertel der Kolbenstange modelliert (siehe *Abbildung 10*). Dadurch kann die Rechenzeit reduziert werden.

Die Randbedingungen werden gemäß dem experimentellen Prüfstand definiert. Der Wärmeeintrag erfolgt über den Heizbereich bei vorgegebener Leistungsdichte. Entlang eines definierten Bereichs von 350 mm sowie der Symmetriefläche wird die Kolbenstange gemäß dem Versuchsaufbau thermisch isoliert. Für die übrigen Oberflächen inkl. an der Stirnfläche wird die Wärmeabgabe an die Umgebung durch Konvektion mit einem Wärmeübergangskoeffizienten α von 50 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ und einer Umgebungstemperatur von 20 °C angenommen (siehe *Abbildung 10*).

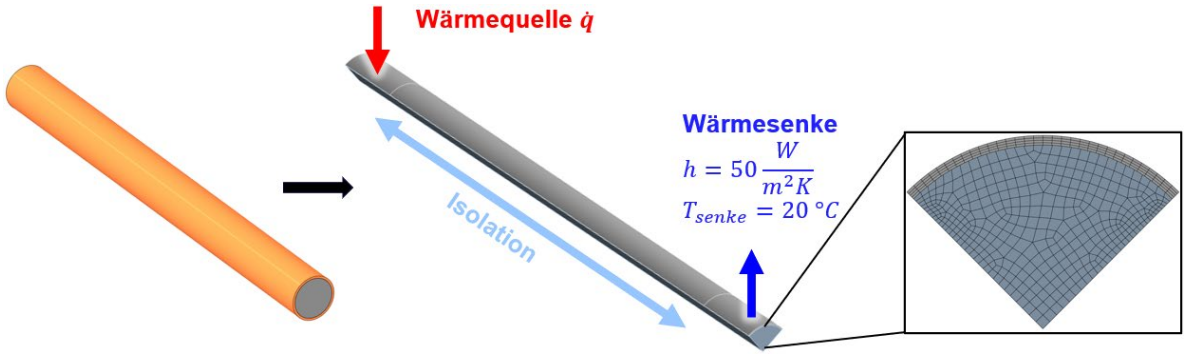


Abbildung 10: Darstellung der thermischen Randbedingungen und Geometrien inkl. deren Vernetzung

Bewertungsgrößen

Zur Bewertung der untersuchten Parameterkombinationen werden insbesondere folgende Größen ausgewertet:

- Temperaturverlauf entlang der Kolbenstange
- maximale Temperatur in Abhängigkeit von der
  - Schichtdicke
  - Wärmeleitfähigkeit der Beschichtung
  - eingebrachten Wärmeleistung für Kupferlegierung CuCr1Zr
- Reduzierung der maximalen Temperatur in Abhängigkeit von Schichtdicke und Heizleistung

3.4 Ergebnisse der Simulation

In der ersten Stufe der parametrischen Simulation wird zunächst der Einfluss der Beschichtungsdicke auf zwei exemplarische Beschichtungswerkstoffe untersucht. Als Referenz für den Stand der Technik wird eine Wolframkarbid (WC)-Beschichtung mit einer Wärmeleitfähigkeit von 85 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ betrachtet. Zum Vergleich wird eine Kupferlegierung mit einer Wärmeleitfähigkeit von etwa 300 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ herangezogen. Zur Auswertung des Temperaturverlaufs wird die Kolbenstange in acht Messpositionen (MP) mit einem Abstand von jeweils 50 mm unterteilt (siehe *Abbildung 11*).

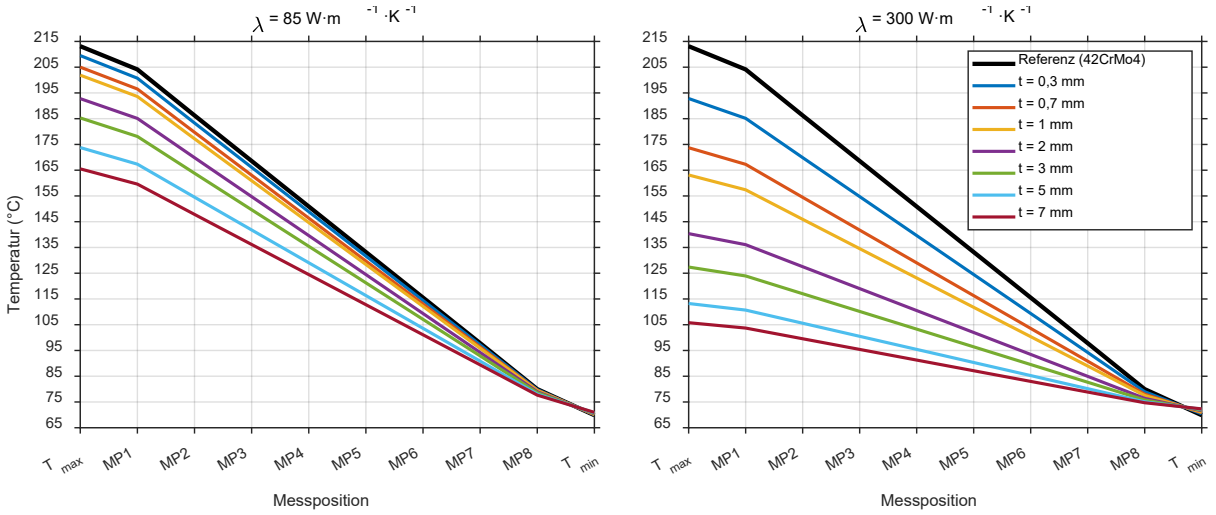


Abbildung 11: simulierte axiale Temperaturverteilung entlang der Kolbenstangen mit WC- (links) und Kupferbeschichtung (rechts)

Die statischen Simulationsergebnisse zeigen, dass bereits ab einer Schichtdicke von etwa 1 mm eine deutliche Veränderung des thermischen Verhaltens auftritt. Mit zunehmender Schichtdicke nimmt die maximale Temperatur ab und der Temperaturgradient entlang der Kolbenstange flacht ab. Bei einer Schichtdicke von 2 mm ergibt sich für die WC-Beschichtung gegenüber der unbeschichteten Referenz eine Reduzierung der maximalen Temperatur um

etwa 20 K. Bei Verwendung der hochwärmeleitfähigen Kupferlegierung, wie z. B. CuCr1Zr, lässt sich unter denselben Bedingungen eine Reduktion um etwa 60 K erreichen. Ein detaillierter Vergleich der maximalen Temperaturen in Abhängigkeit von Schichtdicke und Wärmeleitfähigkeit ist in den Abbildungen 12 und 13 dargestellt.

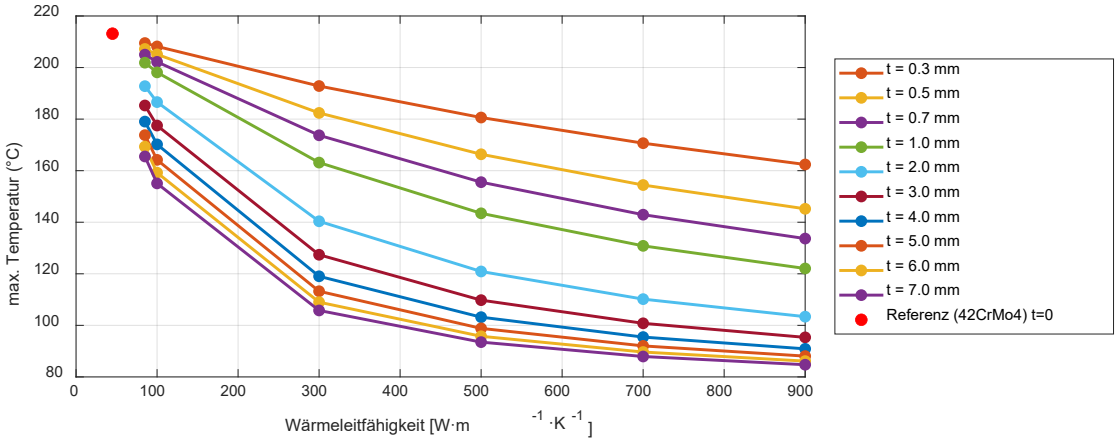


Abbildung 12: Vergleich der maximalen Temperatur in Abhängigkeit von der Wärmeleitfähigkeit und der Schichtdicke

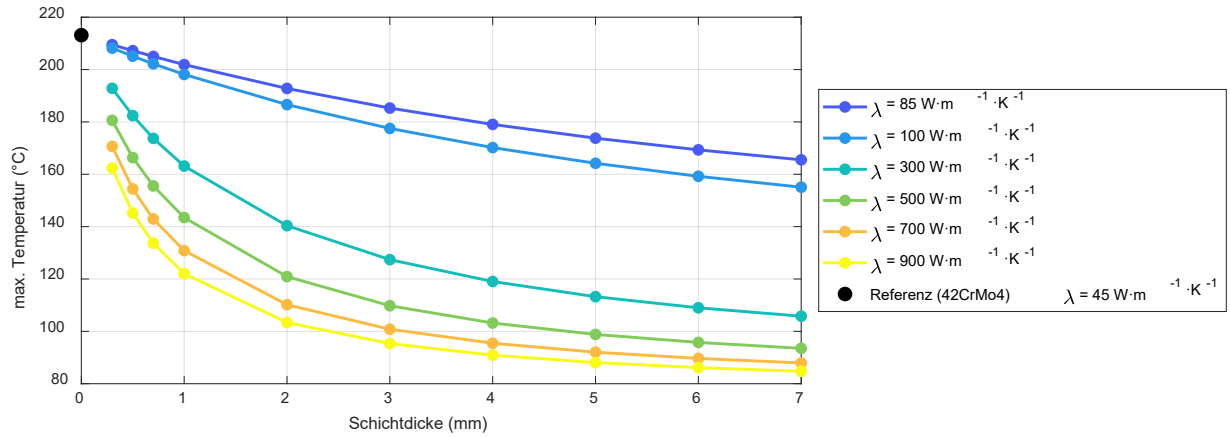


Abbildung 13: Vergleich der maximalen Temperatur mit der Schichtdicke

Die *Abbildung 12 und 13* zeigen einen deutlichen nichtlinearen Einfluss sowohl der Beschichtungsdicke t als auch der Wärmeleitfähigkeit λ auf die maximale Temperatur. Besonders ausgeprägt ist der Einfluss der Schichtdicke auf die maximale Temperatur bei geringen Schichtdicken. Bei einer Wärmeleitfähigkeit von 900 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ reduziert eine Erhöhung der Schichtdicke von 0,3 auf 1,0 mm die maximale Temperatur beispielsweise um etwa 40 K. Mit zunehmender Schichtdicke nimmt der zusätzliche thermische Effekt jedoch deutlich ab. Ab etwa 2 bis 3 mm ist nur noch eine vergleichsweise geringe weitere Temperaturreduzierung zu beobachten. Dieses Verhalten deutet auf einen abnehmenden Nutzen einer weiteren Erhöhung der Schichtdicke hin, da neben dem thermischen Widerstand der Beschichtung auch die weiteren Wärmewiderstände des Gesamtsystems, insbesondere des Substrats, den Wärmetransport bestimmen.

Auch eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit führt zu einer nicht proportionalen Temperaturreduzierung. Der größte thermische Effekt wird im Bereich niedriger bis mittlerer Wärmeleitfähigkeiten, insbesondere zwischen etwa 85 und 500 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, erzielt. Eine weitere Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit führt dagegen zu einer zunehmend geringeren relativen Temperaturreduktion. Der größte Nutzen lässt sich daher vorteilhafterweise genau in dem Bereich realistisch erreichbarer Schichtdicken und Wärmeleitfähigkeiten erzielen.

In der zweiten Stufe der statischen Simulation wird der Einfluss der eingebrachten Heizleistung bei konstanten Werkstoffeigenschaften der Beschichtung (CuCr1Zr mit ca. 300 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) untersucht. Die Variation der Heizleistung dient dazu, unterschiedliche thermische Betriebspunkte des tatsächlichen Verdichters abzubilden. Auf diese Weise lässt sich untersuchen, welche Kombinationen von Schichtdicke und Wärmeleitfähigkeit unter unterschiedlichen thermischen Belastungen zu einer definierten Verringerung der maximalen Temperatur führen.

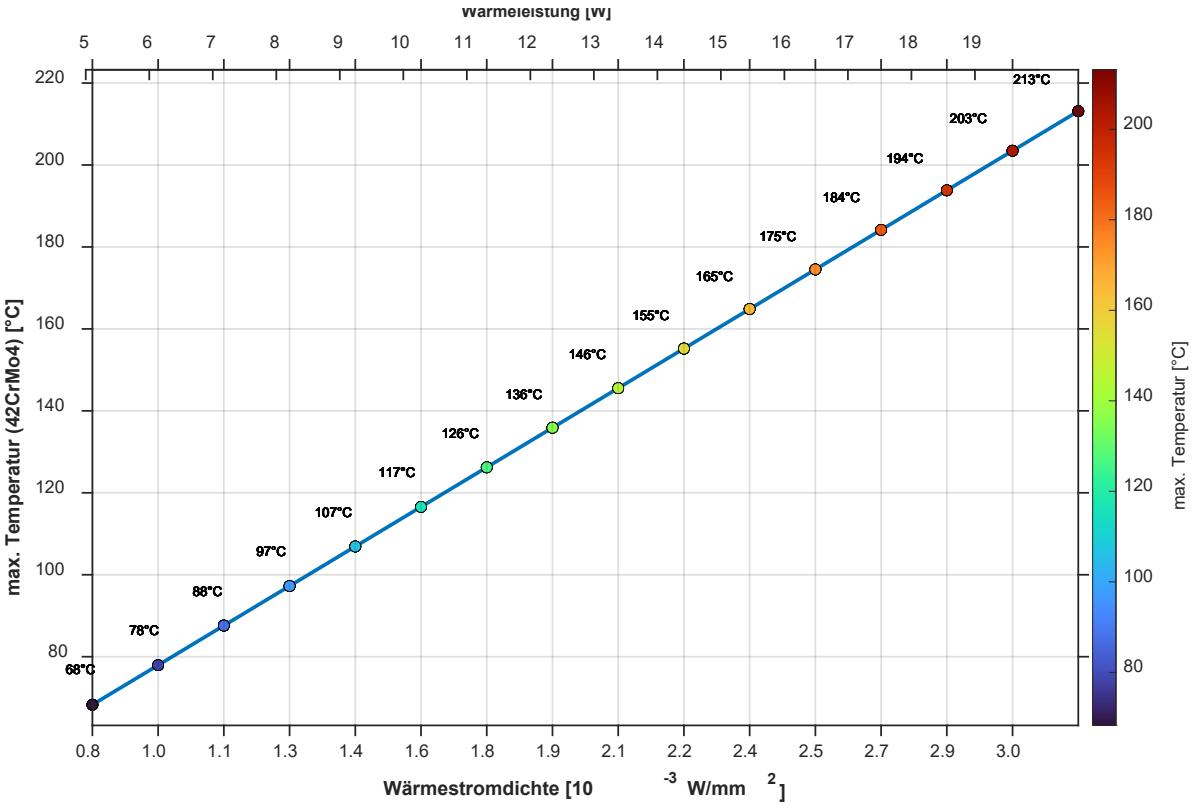


Abbildung 14: Darstellung der maximalen Temperatur der Referenz-Kolbenstangen aus 42CrMo4 im Verhältnis zur eingestellten Wärmeleistung

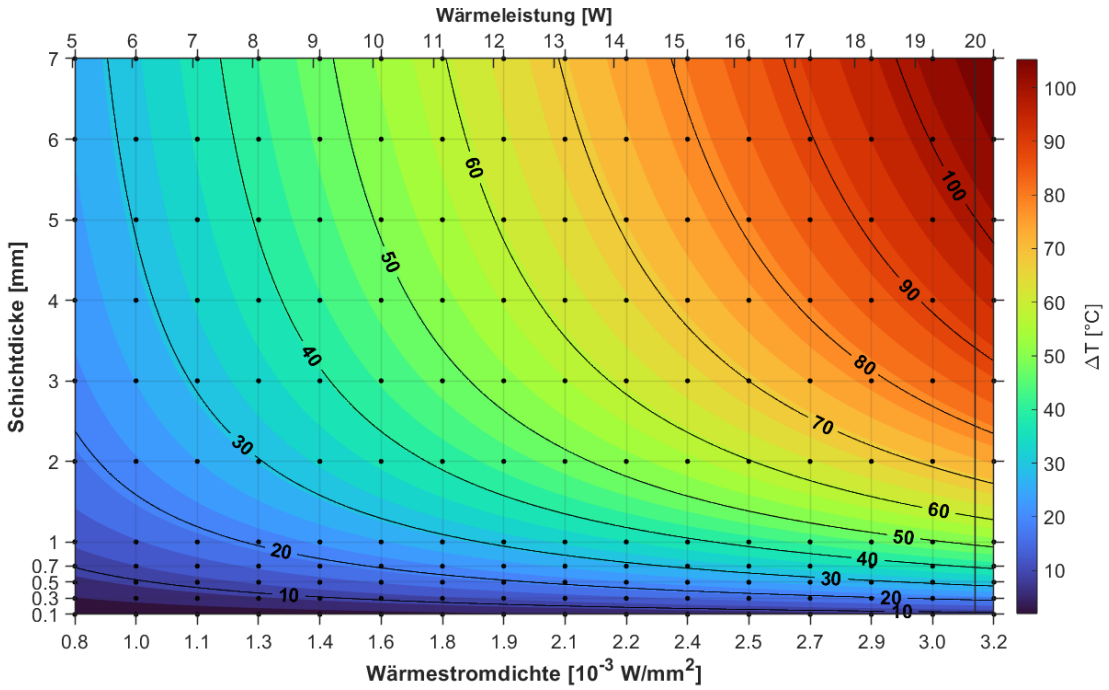


Abbildung 15: Berechnete Temperaturreduktion von CuCr1Zr-beschichteten Stangen in Abhängigkeit von Schichtdicke und Wärmeleistung

Mit zunehmender Heizleistung steigt die maximale Temperatur der Kolbenstange nahezu linear an (siehe *Abbildung 14*). Das Konturdiagramm in *Abbildung 15* zeigt, dass die durch die Beschichtung erzielbare Temperaturreduzierung mit zunehmender thermischer Belastung und steigender Schichtdicke zunimmt. Insbesondere bei hohen Wärmeeinträgen bietet die Beschichtung somit zunehmend Potenzial zur Reduzierung der maximalen Temperatur.

Für die Identifikation geeigneter Parameterbereiche ist zunächst die für den praktischen Betrieb relevante Temperatur in der Kontaktzone zwischen Kolbenstange und Packung zu berücksichtigen.

Bei Verwendung der Kupferlegierung CuCr1Zr kann bei einer Ausgangstemperatur von 120 °C (Wärmeleistung von ca. 11 W) bereits mit einer Schichtdicke von etwa 2 mm eine Temperaturreduzierung von mehr als 20 K erreicht werden. Bei einer höheren Ausgangstemperatur von 180 °C (Wärmeleistung von ca. 17 W) lässt sich eine vergleichbare Temperaturreduzierung bereits mit einer geringeren Schichtdicke von etwa 1 mm erreichen.

4 Schluss

4.1 Zusammenfassung

Im Rahmen des Projekts *CoolSkin* wird ein Konzept zur thermischen Optimierung der Kolbenstange und der Packungskühlung, insbesondere für trockenlaufende Kreuzkopfverdichter, entwickelt. Hierzu wurden zunächst geeignete Werkstoffe und Beschichtungstechnologien, v. a. hinsichtlich ihrer thermischen Eigenschaften, untersucht. Es schloss sich die Konzeption des

„ThermoRod“-Prüfstands für Kolbenstangen ohne oszillierende Bewegung an. Die Werkstoff- und Verfahrensanalyse wurde anschließend auf Basis numerischer Simulationen eines entsprechenden Prüfstandmodells durchgeführt.

Für die untersuchten Randbedingungen weist das entwickelte Kühlkonzept ein erhebliches Potenzial zur Reduzierung der maximalen Temperatur in der Kontaktzone zwischen Kolbenstange und Packung auf. Die Ergebnisse zeigen, dass insbesondere die Wärmeleitfähigkeit und Schichtdicke der Beschichtung sowie die eingebrachte Heizleistung einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeabfuhr entlang der Kolbenstange haben. Mit zunehmender Wärmeleitfähigkeit und Schichtdicke lässt sich die maximale Temperatur signifikant senken. Gleichzeitig zeigen die Simulationsergebnisse, dass der zusätzliche thermische Nutzen einer weiteren Erhöhung der Schichtdicke beziehungsweise der Wärmeleitfähigkeit ab einem bestimmten Bereich deutlich abnimmt.

Die Simulationen zeigen, dass insbesondere Schichtdicken von etwa 2–3 mm bei Wärmeleitfähigkeiten von etwa 100–400 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ eine erhebliche Temperaturreduzierung ermöglichen. Diese thermischen Eigenschaften können beispielsweise durch hochwärmeleitfähige Kupferlegierungen, Metallmatrix-Verbundwerkstoffe (MMC) mit Kupfer- oder Aluminium-Matrix sowie geeignete keramische Verstärkungsphasen wie SiC erreicht werden. Für die Herstellung entsprechender Beschichtungen kommen insbesondere thermische Spritzverfahren sowie das Laserauftragsschweißen in Betracht.

4.2 Ausblick

Im nächsten Schritt ist die experimentelle Validierung des Simulationsmodells am ThermoRod-Prüfstand vorgesehen. Nach erfolgreicher Validierung soll das Simulationsmodell um die dynamischen Betriebsbedingungen einer bewegten Kolbenstange erweitert werden. Abschließend werden ausgewählte beschichtete Kolbenstangen in einem an der TU Dresden verfügbaren Boxerverdichter erprobt, um die thermische Wirksamkeit des Konzepts unter realitätsnahen Betriebsbedingungen nachzuweisen.

Die gewonnenen Ergebnisse bilden die Grundlage für die gezielte Auslegung und die numerische Bewertung thermisch optimierter Kolbenstangen- und Packungskonzepte. Durch eine so verbesserte Wärmeabfuhr und reduzierte Packungstemperaturen werden langfristig die thermische Belastung der Dichtungselemente verringert und deren Lebensdauer erhöht.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich beim European Forum for Reciprocating Compressors (EFRC) für die finanzielle Unterstützung des Projekts *CoolSkin* sowie bei den Mitgliedern des Project Steering Committee: Florian Schacherreiter (Hoerbiger), Marc Langela (Stasskol), Mario Dewalt (Siemens Energy), Mario Wessel (Burckhardt Compression), Rajnish Madan (ACTPL), Sandra Seichter (LMF) und Thijs Krijger (Dynaflow).

Literaturverzeichnis

[1] ABYZOV, ANDREY M. ; KIDALOV, SERGEY V. ; SHAKHOV, FEDOR M.: High thermal conductivity composites consisting of diamond filler with tungsten coating and copper (silver) matrix. In: *Journal of Materials Science* Bd. 46 (2011), Nr. 5, S. 1424–1438

[2] AYERS, G. H. ; FLETCHER, L. S.: Review of the Thermal Conductivity of Graphite-Reinforced Metal Matrix Composites. In: *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* Bd. 12 (1998), Nr. 1, S. 10–16

[3] BALANDIN, ALEXANDER A: Thermal Properties of Graphene, Carbon Nanotubes and Nanostructured Carbon Materials (2011)

[4] BORHANI, MOHAMMAD REZA ; KERMANI, FAREED ; SHOJA RAZAVI, REZA ; ERFANMANESH, MOHAMMAD ; BAREKAT, MASOUD: A comparative study on corrosion and mechanical properties of laser-cladded X2CrNiMoN22-5-3 duplex stainless steel on 42CrMo4 steel substrate. In: *Heliyon* Bd. 10 (2024), Nr. 19, S. e38353

[5] DEARNLEY, P. A.: *Introduction to Surface Engineering*. 1. Aufl. : Cambridge University Press, 2017 — ISBN 978-1-139-03150-9

[6] EIFLER, W. ; SCHLÜCKER, E. ; SPICHER, U. ; WILL, G. (Hrsg.): *Küttner Kolbenmaschinen*, *SpringerLink Bücher*. 7., neu bearbeitete Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009 — ISBN 978-3-8351-0062-6

[7] FAHRENWALDT, H. J. ; SCHULER, V. (Hrsg.): *Praxiswissen Schweißtechnik: Werkstoffe, Prozesse, Fertigung*, *SpringerLink Bücher*. 3., aktualisierte Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009 — ISBN 978-3-8348-0382-5

[8] FEISTEL, NOBERT: Beitrag zum Betriebsverhalten trocken laufender Dichtsysteme zur Abdichtung der Arbeitsräume von Kreuzkopfkompressoren, Dissertation. In: Erlangen, 2002

[9] FEISTEL, NORBERT: Friction-surface coatings in dry-running piston compressors - benefits and risks. In: . Düsseldorf, 2012

[10] GAUTAM, RAMA ; MARRIWALA, NIKHIL ; DEVI, REETA: A review: Study of Mxene and graphene together. In: *Measurement: Sensors* Bd. 25 (2023), S. 100592

[11] GOEBEL, DANIEL: Reciprocating Compressor suction and discharge-valve monitoring. In: *COMPRESSORtech2* (2014)

[12] INOUE, YOKU ; SUZUKI, YUSUKE ; MINAMI, YOSHITAKA ; MURAMATSU, JUNICHI ; SHIMAMURA, YOSHINOBU ; SUZUKI, KATSUNORI ; GHEMES, ADRIAN ; OKADA, MORIHIRO ; U. A.: Anisotropic carbon nanotube papers fabricated from multiwalled carbon nanotube webs. In: *Carbon* Bd. 49 (2011), Nr. 7, S. 2437–2443

[13] KINLOCH, IAN A. ; SUHR, JONGHWAN ; LOU, JUN ; YOUNG, ROBERT J. ; AJAYAN, PULICKEL M.: Composites with carbon nanotubes and graphene: An outlook. In: *Science* Bd. 362 (2018), Nr. 6414, S. 547–553

[14] KLOTSCHE, KONRAD: Thermo- und fluiddynamische Untersuchungen zur Innenkühlung von Kolbenstangen, Dissertation. In: Dresden, 2020

[15] LANGELA, MARC: Reciprocating Sealing Elements - Importance of Material ans Layout. In: . Düsseldorf, 2012

[16] VAN LOON, LUC: Carbide coatings: use on reciprocating compressor piston rods and hyper compressor plungers. In: . Vienna, 2003

[17] MORTENSEN, ANDREAS ; LLORCA, JAVIER: Metal Matrix Composites. In: *Annual Review of Materials Research* Bd. 40 (2010), Nr. 1, S. 243–270

[18] RAMEZANI, MAZIAR ; MOHD RIPIN, ZAIDI ; PASANG, TIM ; JIANG, CHO-PEI: Surface Engineering of Metals: Techniques, Characterizations and Applications. In: *Metals* Bd. 13 (2023), Nr. 7, S. 1299

[19] RONCHI, RODRIGO MANTOVANI ; ARANTES, JEVERSON TEODORO ; SANTOS, SYDNEY FERREIRA: Synthesis, structure, properties and applications of MXenes: Current status and perspectives. In: *Ceramics International* Bd. 45 (2019), Nr. 15, S. 18167–18188

[20] SANTOS, SALVADOR MENDEZ ; QU, SHUREN ; WANG, SU SU: High-Temperature Thermal Transport Properties of Multifunctional PTFE/PEEK-Matrix Composite With Short Carbon Fibers and Graphite Flakes. In: *Journal of Engineering Materials and Technology* Bd. 144 (2022), Nr. 4, S. 041003

[21] SCHWETZKE, R. ; KREYE, H.: Microstructure and Properties of Tungsten Carbide Coatings Sprayed with Various High-Velocity Oxygen Fuel Spray Systems. In: *Journal of Thermal Spray Technology* Bd. 8 (1999), Nr. 3, S. 433–439

[22] STOJANOVIC, BLAZA ; BUKVIC, MILAN ; EPLER, IGOR: Application of Aluminum and Aluminum Alloys in Engineering. In: *Applied Engineering Letters : Journal of Engineering and Applied Sciences* Bd. 3 (2018), Nr. 2, S. 52–62

[23] THOMAS, CHRISTIANE: *Innenkühlung der Kolbenstange von trockenlaufenden Kolbenverdichtern*. Dresden, Technische Universität Dresden, Dissertation. In: Dresden, 2013

[24] TUFFAHA, SAMI ; KLOTSCHE, KONRAD ; THOMAS, CHRISTIANE: Comparative Analysis of Buckling Resistance in Hollow and Full Piston Rods. In: Dresden, 2025

[25] WEIßBACH, WOLFGANG ; DAHMS, MICHAEL ; JAROSCHEK, CHRISTOPH: *Werkstoffkunde: Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, (2015) — ISBN 978-3-658-03918-9

Anhang

Material	Link / DOI (https)
17-4PH	https://www.swisssteel-group.com
316Ti	https://www.thyssenkrupp-materials.co.uk
42CrMo4	https://www.stauberstahl.com
AlSi	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
CuMo	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
CuZn	10.1016/j.surfcoat.2010.01.029
Inconel 625	https://www.teamedelstahl.de
Mg-1Zn-1Cu	10.1016/j.jallcom.2022.165614
Mg-3Zn-3Cu	10.1016/j.jallcom.2022.165615
Mg-5Zn-5Cu	10.1016/j.jallcom.2022.165616
X20Cr13	https://www.swisssteel-group.com
Cr_3C_2	10.1007/s10853-010-4938-x
HfC	10.1007/s10853-010-4938-x
Mo_2C	10.1007/s10853-010-4938-x
MoC	10.1007/s10853-010-4938-x
NbC	10.1007/s10853-010-4938-x
SiC	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
SiOC	10.3390/ma11020279
TaC	10.1007/s10853-010-4938-x
TiC	10.1007/s10853-010-4938-x
VC	10.1007/s10853-010-4938-x
W_2C	10.1007/s10853-010-4938-x
WC	10.1007/s10853-010-4938-x
ZrC	10.1007/s10853-010-4938-x
a-C:H (DLC)	10.1063/1.2362601
CVD-Diamond	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Diamond	10.1103/PhysRevB.47.14850
Graphite	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
HOPG	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
ta-C	10.1016/S0040-6090(99)01097-4
ta-C:H	10.1063/1.2362601
Ag-Diamond	10.1007/s10853-010-4938-x,
Ag-Invar	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Al-Diamond	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Al-Disc. CF	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Be-BeO	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Cf/Cu	10.1016/S1002-0071(12)60029-X
Co-Diamond	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Cu-Diamond	10.1007/s10853-010-4938-x, 10.1016/j.mat-des.2015.08.048
Cu-WC	10.1016/j.compositesb.2013.05.023

MWCNT	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
Ni-Diamond	10.1016/j.jallcom.2016.06.152
SiC/Al	10.1016/S1002-0071(12)60029-X
SiC-Diamond	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
TiN(Coated)-SiC	10.1016/S1002-0071(12)60029-X
Hf_2CO_2	10.3390/ma11091701
Mxene/Cu/CNF	10.1515/ntrev-2022-0096
$SC_2(CN)F_2$	10.1016/j.ceramint.2019.06.114
Sc_2CF_2	10.1016/j.ceramint.2019.06.114
Ti_3C_2Tx	10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123027
AlN	10.4028/www.scientific.net/KEM.122-124.553
GaN	10.2320/matertrans.MRP2007109
h-BN	https://www.spaeter.de
Si_3N_4	10.1111/j.1151-2916.2002.tb00066.x
SiCN	10.1016/j.matlet.2021.129336
TiCN	10.1016/B978-0-08-096527-7.00006-4
TiN	https://periodictable.com/Elements/050/data.html
Al_2O_3	10.1007/s00269-014-0655-3
BeO	10.1016/j.jallcom.2018.09.202
MgO	https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov
SiO_2	https://www.azom.com
TiO_2	10.1016/j.actamat.2017.01.018
ZrO_2	https://www.azom.com

Tabelle A1: Literatur der Wärmeleitfähigkeit ausgewählter Werkstoffe bei Raumtemperatur

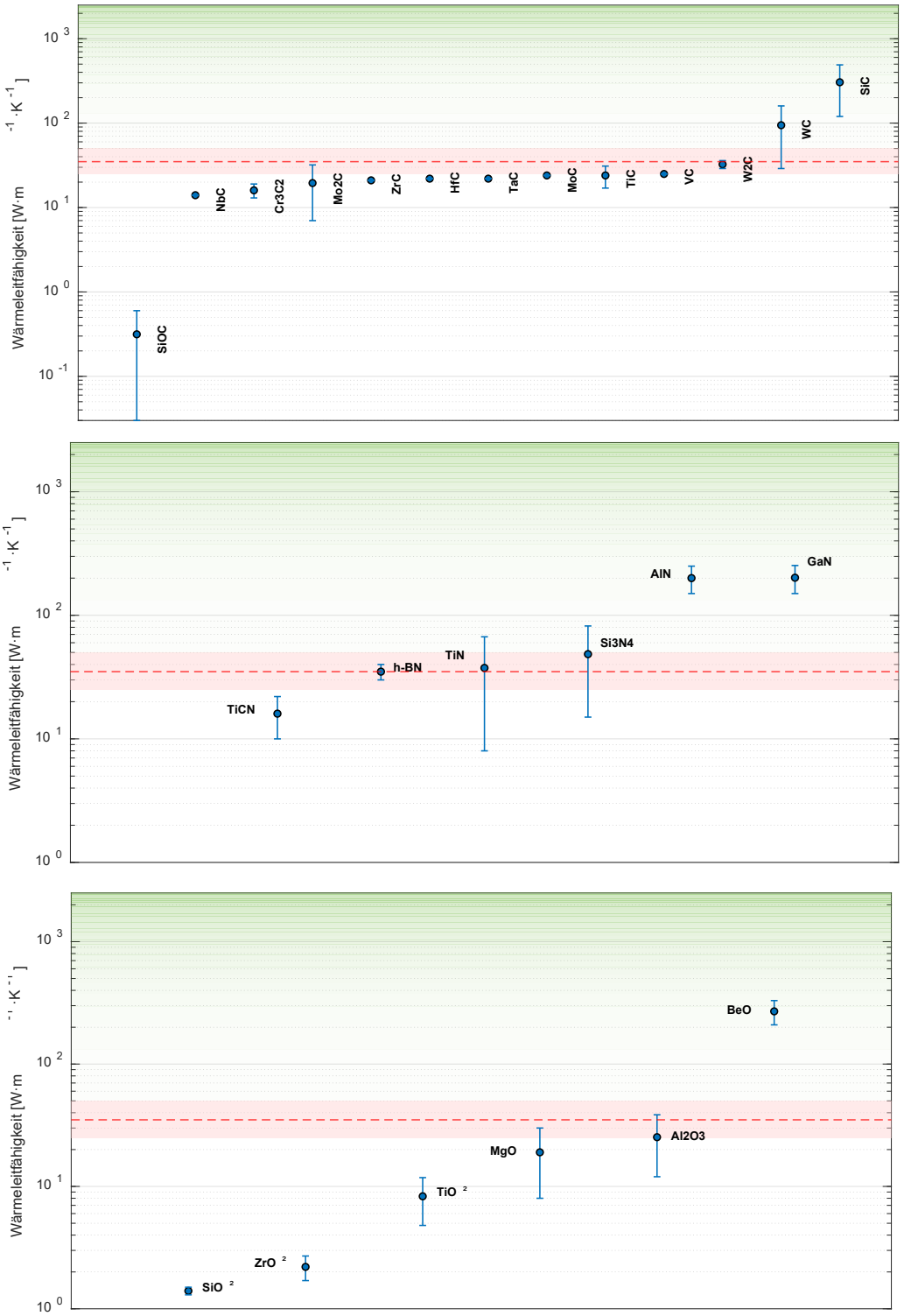


Abbildung A1: Wärmeleitfähigkeitsbereich keramischer Werkstoffe
(oben: Carbide, mittig: Nitride, unten: Oxide)

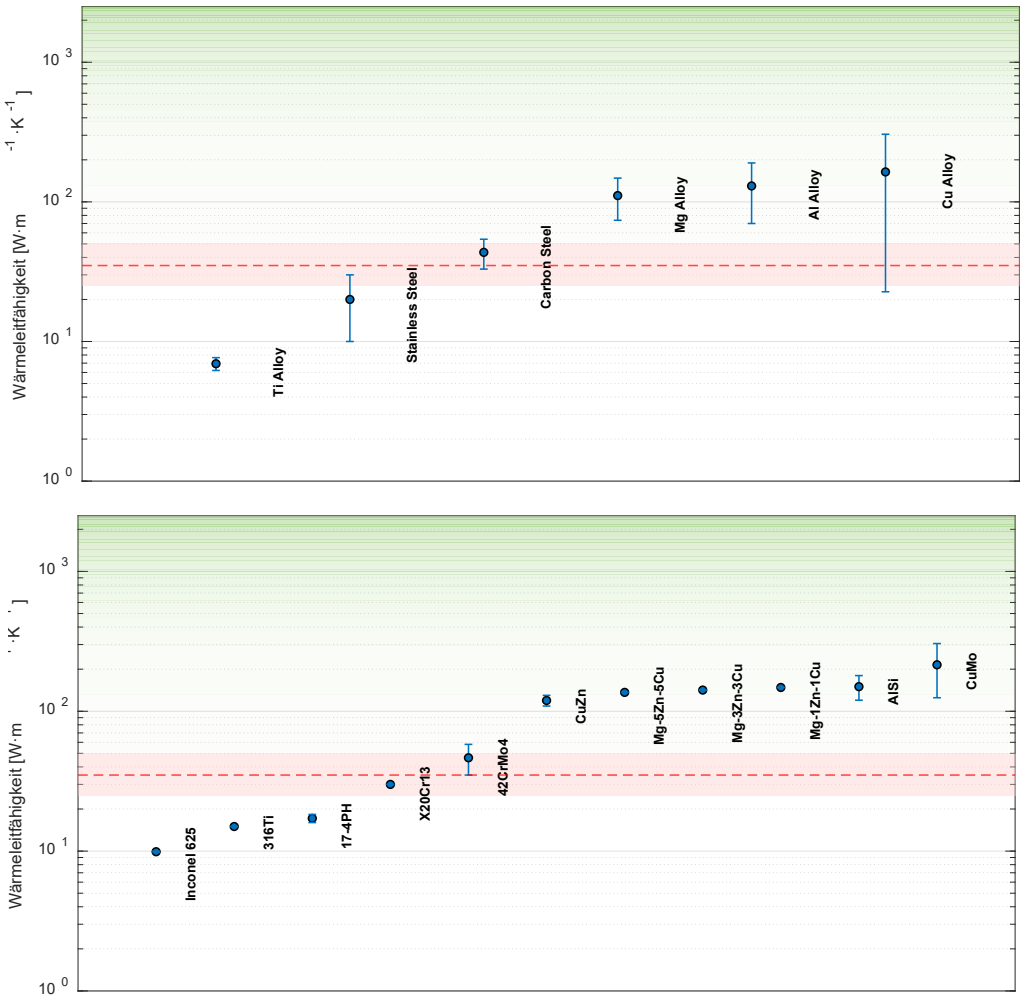


Abbildung A2: Wärmeleitfähigkeit verschiedener Legierungen (oben: übergeordnete Gruppe, unten: spezifische Materialien)

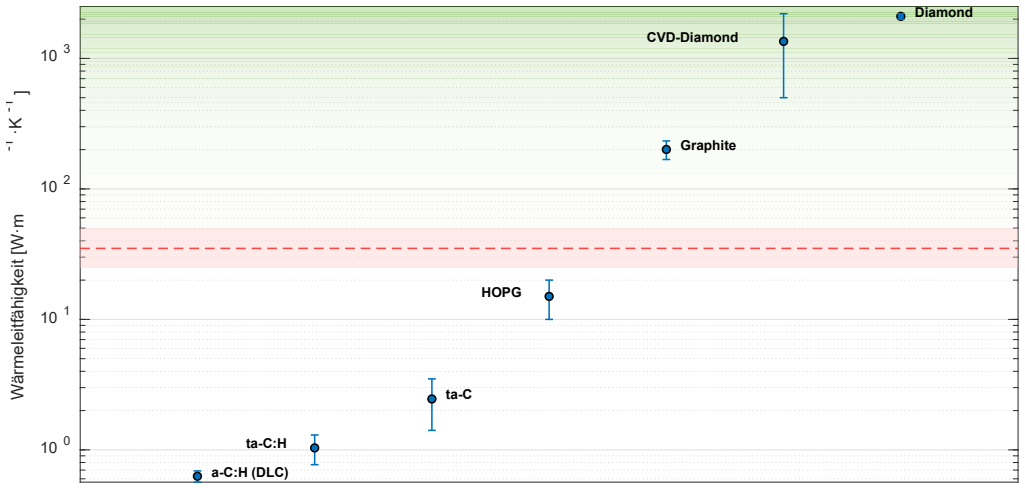


Abbildung A3: Wärmeleitfähigkeit von kohlenstoffbasierten Werkstoffen

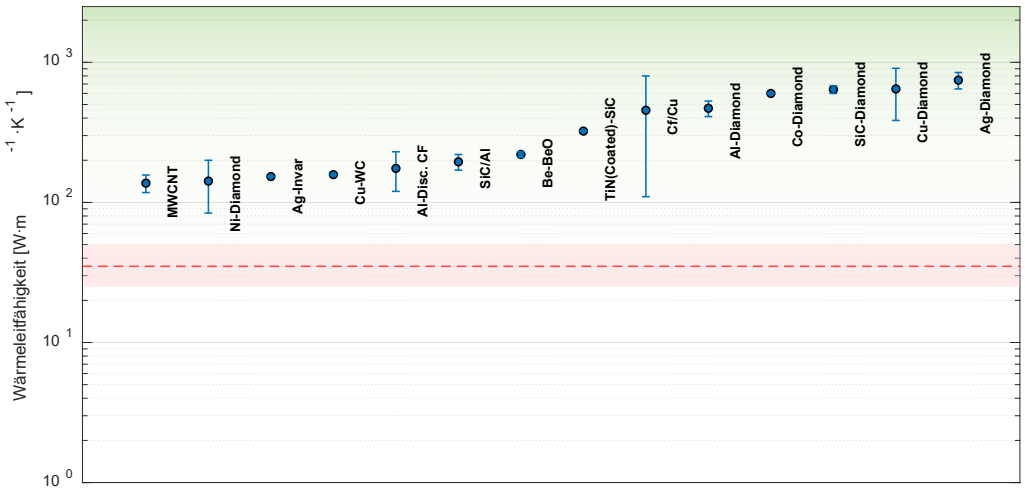


Abbildung A4: Wärmeleitfähigkeit von Metallmatrix-Verbundwerkstoffen (MMC)

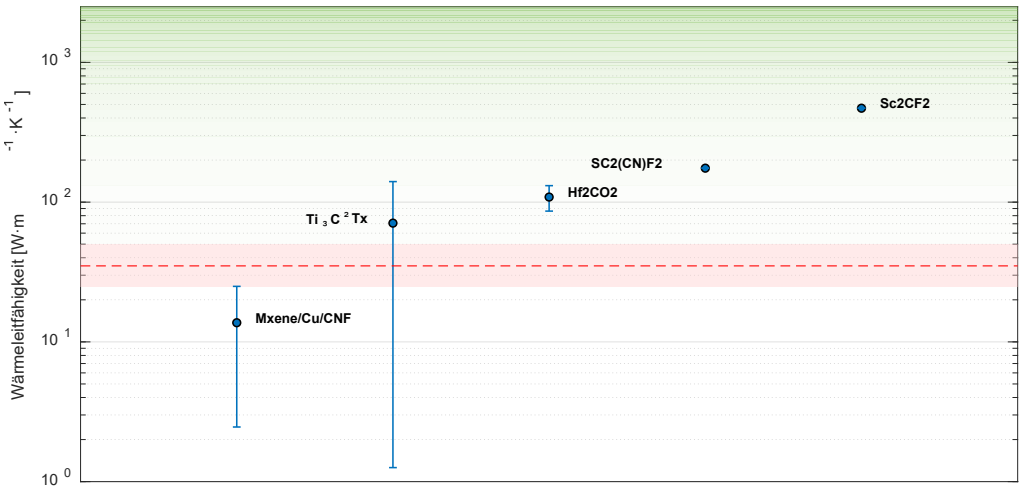


Abbildung A5: Wärmeleitfähigkeit von MXene

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 12

Extreme Betriebsfälle – Mechanische Belastungen bei Direktanlauf, Kurzschluss und Fehlsynchronisierung

Dr.-Ing. Kai Neikes

VEM Sachsenwerk GmbH

1. Einleitung

Für den Antrieb von Kolbenverdichtern werden Synchronmaschinen in Schenkelpolbauweise mit Leistungen von bis zu 30 MW eingesetzt. Für die Auslegung von Wellen, Kupplungen, Polbefestigungen und weiteren Läuferanbauteilen sind neben dem stationären Nennmoment insbesondere die transienten mechanischen Belastungen maßgebend. Im Rahmen dieser Untersuchung werden drei Betriebs- und Fehlerfälle betrachtet: der harte Anlauf eines Synchronmotors direkt am Netz (Direct-on-Line, DOL), der Kurzschluss und die Fehlsynchronisierung.

Bei Kurzschluss und Fehlsynchronisierung können im Luftspalt der Maschine elektromagnetische Drehmomentspitzen vom etwa 3- bis 15-Fachen des Nennmoments auftreten. Die daraus resultierenden mechanischen Belastungen lassen sich jedoch nicht unmittelbar aus den elektromagnetischen Drehmomentspitzen ableiten. Sie werden wesentlich durch die Massenträgheitsmomente, Torsionssteifigkeiten und Dämpfungen des gesamten Antriebsstrangs bestimmt. Je nach Systemkonfiguration können in Wellen und Kupplungen Torsionsmomente bis zum 15-Fachen des Nennmoments entstehen. Bei günstigen Konfigurationen können die Torsionsmomente dagegen trotz hoher Pendelmomente im Luftspalt auf einen Bruchteil des Nennmoments begrenzt bleiben.

Eine besondere Situation ergibt sich beim DOL-Anlauf für Schenkelpolläufer. Bei einer Netzfrequenz von 50 Hz variiert die Doppelschlupffrequenz während des Hochlaufs von 100 Hz bis auf 0 Hz, sobald Synchronität erreicht wird. Wird dabei eine Torsionseigenfrequenz des Antriebsstrangs durchfahren, kann es zu einer deutlichen Resonanzüberhöhung kommen. Dadurch können trotz vergleichsweise moderater elektromagnetischer Anregungsmomente hohe Torsionsbelastungen entstehen.

Aus Sicht des Maschinenherstellers sind die elektromagnetischen Anregungen grundsätzlich bekannt. Die mechanischen Eigenschaften des vollständigen Antriebsstrangs sind dem Maschinenhersteller jedoch häufig nicht vollständig bekannt. Insbesondere die Massenträgheitsmomente von Motor, Schwungmassen und Verdichter sowie die Torsionssteifigkeiten von Wellen und Kupplungen beeinflussen die dynamische Systemantwort. Eine isolierte Betrachtung des Motors reicht daher nicht aus, um kritische Systemzustände zuverlässig zu bewerten.

Ziel der Untersuchung ist es, den Zusammenhang zwischen elektromagnetischer Anregung und mechanischer Systemantwort für den DOL-Anlauf, den Kurzschluss und die Fehlsynchronisierung systematisch zu untersuchen und daraus Kriterien für die frühzeitige Auslegung des Antriebsstrangs abzuleiten. Hierzu werden ein detailliertes Torsionsschwingungsmodell und ein reduziertes Modell miteinander verglichen. Das reduzierte Modell soll die für die mechanischen Belastungen relevanten Eigenfrequenzen und

Systemparameter abbilden und gleichzeitig eine schnelle Bewertung unterschiedlicher Antriebsstrangkonfigurationen ermöglichen.

Auf Grundlage des reduzierten Modells wird eine Parameterstudie durchgeführt. Im Fokus stehen die Verhältnisse der Massenträgheitsmomente, die Kupplungssteifigkeit und die daraus resultierenden Torsionseigenfrequenzen. Untersucht wird insbesondere, welche Parameterkombinationen zu hohen Kupplungsmomenten führen und welche Konfigurationen die transienten Belastungen reduzieren. Ziel ist die Identifikation kritischer und günstiger Bereiche, um bereits in einer frühen Entwicklungsphase geeignete Auslegungskriterien für Wellen, Kupplungen, Polbefestigungen und Läuferanbauteile abzuleiten sowie kritische Systemkonfigurationen zu vermeiden.

2. Elektromagnetische Anregung

Entstehung der elektromagnetischen Drehmomentanregung

Im stationären Betrieb stellt sich bei synchronem Lauf ein im Mittel konstantes Drehmoment ein. Werden die elektrischen Betriebsbedingungen jedoch sprunghaft oder im Rahmen eines transienten Vorgangs verändert, reagiert das elektromagnetische System mit zeitlich veränderlichen Drehmomenten.

Für die mechanische Untersuchung ist insbesondere der zeitliche Verlauf des elektromagnetischen Drehmoments im Luftspalt von Bedeutung. Neben dem Betrag der maximalen Momentenanregung bestimmen deren Dauer, Frequenzanteile und Abklingverhalten maßgeblich die mechanische Antwort des Antriebsstrangs. Ein hohes Moment im Luftspalt führt daher nicht zwangsläufig zur höchsten mechanischen Belastung. Liegt die Frequenz der elektrischen Anregung in der Nähe einer Torsionseigenfrequenz des mechanischen Systems, kann die dynamische Antwort den Betrag des Luftspaltmoments deutlich übersteigen.

Im Folgenden werden drei Betriebszustände betrachtet, die hinsichtlich der Art, des Frequenzinhalts und des zeitlichen Verlaufs der Drehmomentanregung deutlich unterschiedliche Eigenschaften aufweisen: der Direktanlauf am Netz (Direct-on-Line, DOL), der Kurzschluss und die Fehlsynchronisierung.

Direktanlauf am Netz – DOL Start

Der Direktanlauf eines Synchronmotors am Netz stellt einen regulären Betriebszustand dar, der insbesondere bei kleinen und mittleren Leistungsklassen, teilweise jedoch auch bei größeren Leistungen eingesetzt wird. Im Gegensatz zu einem Betrieb mit Frequenzumrichter wird die Maschine während des Anlaufs unmittelbar mit der konstanten Netzfrequenz gespeist.

Der wesentliche Vorteil liegt im Entfall eines Frequenzumrichters, wodurch sich der technische Aufwand und die Kosten reduzieren können.

Zu Beginn des Anlaufs steht der Läufer still, während das Statorfeld mit der synchronen Drehzahl umläuft. Der Läufer kann dem rotierenden Statorfeld zunächst nicht synchron folgen. Während des Anlaufvorgangs entsteht dadurch ein zeitlich veränderliches Luftspaltmoment. Dieses setzt sich aus einem mittleren Beschleunigungsmoment und einem dynamischen, schwingenden Anteil zusammen.

Für ein 50-Hz-Netz tritt bei einem Läufer in Schenkelbauweise die typische Doppelschlupf-Eigenfrequenz auf. Diese beträgt zu Beginn des Anlaufs $\mathrm{f}_{2s}\,(n = 0\,U/min) = 100Hz$. Mit zunehmender Läuferdrehzahl nimmt der Schlupf s kontinuierlich ab, sodass sich auch die Doppelschlupffrequenz und damit die Frequenz des dominanten dynamischen Drehmomentanteils entsprechend reduzieren. Beim Erreichen der Synchronität fällt die Doppelschlupffrequenz auf null ab. Der Anlauf durchläuft somit einen breiten Frequenzbereich.

$$\mathrm{f}_{2s} = 2 \cdot \mathrm{s} \cdot \mathrm{f}_{Netz}$$

$$s = \frac{n_{sync} - n}{n_{sync}}$$

Liegt eine Torsionseigenfrequenz innerhalb des während des Anlaufs durchfahrenen Frequenzbereichs, kann die dominante Anregungsfrequenz diese Eigenfrequenz durchfahren und eine Resonanz anregen. Die dabei auftretende Momentenüberhöhung hängt insbesondere von der Lage der Eigenfrequenz, der Anregungsamplitude und der Dämpfung des mechanischen Systems ab.

Die Abbildung zeigt den Verlauf des Luftspaltmoments während eines DOL-Anlaufs. Mit zunehmender Drehzahl und fortschreitender Anlaufzeit nimmt die Frequenz der Pendelmomente ab.

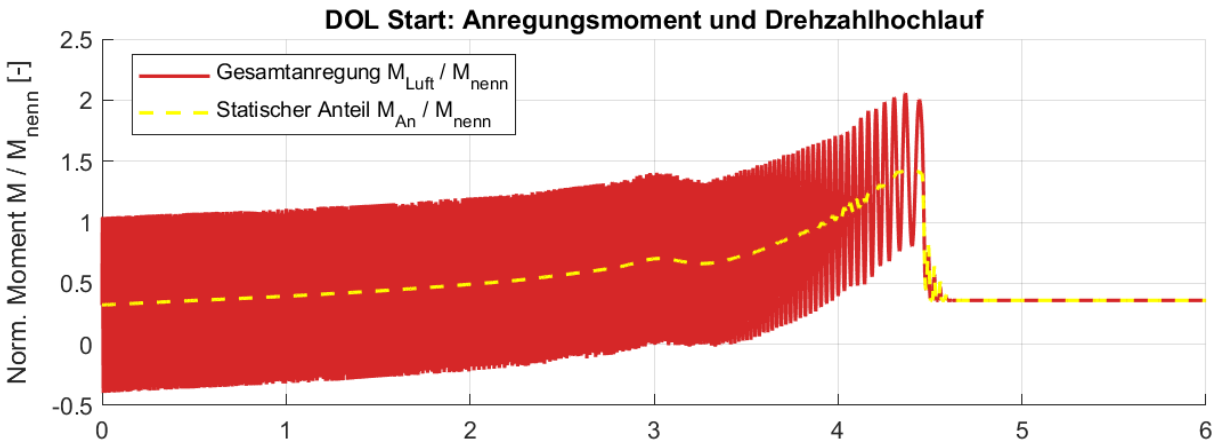


Abbildung 1: Typischer Verlauf des Luftspaltmoments beim DOL Start

Kurzschluss

Der Kurzschluss stellt einen Fehlerfall dar. Dabei werden entweder zwei oder drei Außenleiter miteinander kurzgeschlossen. Es wird zwischen einem zweipoligen Kurzschluss zwischen zwei Außenleitern und einem dreipoligen Kurzschluss zwischen allen drei Außenleitern unterschieden. Das Luftspaltmoment kann dabei ein Vielfaches des stationären Nennmoments erreichen. Für die betrachteten Maschinen sind Luftspaltmomentamplituden von etwa dem 3- bis 15-Fachen des Nennmoments zu erwarten.

Für die mechanische Auslegung ist jedoch nicht allein dieser Maximalwert entscheidend. Maßgeblich ist vielmehr, wie die zeitliche Anregung mit den Eigenfrequenzen des gekoppelten Torsionsschwingungssystems wechselwirkt. Für den in dieser Untersuchung betrachteten dreipoligen Kurzschluss ergibt sich eine dominante Anregung mit 50 Hz. Beim zweipoligen Kurzschluss treten dagegen Anteile mit 50 Hz und 100 Hz auf.

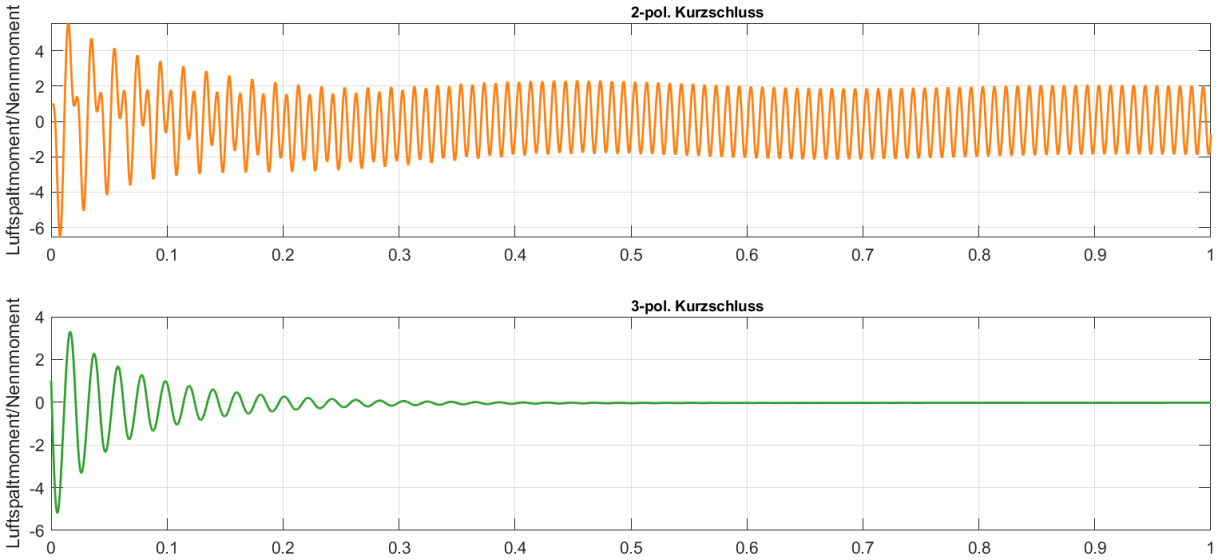


Abbildung 2: Typischer Verlauf des Luftspaltmoments beim 2-pol. und 3-pol. Kurzschluss

Fehlsynchronisierung

Eine Fehlsynchronisierung kann beispielsweise nach einer kurzzeitigen Netzunterbrechung auftreten, wenn der Läufer während der Unterbrechung weiterrotiert und das Netz nach einer bestimmten Zeit wieder zugeschaltet wird. Zum Zeitpunkt der Wiedereinschaltung besteht dann im Allgemeinen eine relative Winkelabweichung zwischen dem Läuferfeld und dem wieder aufgebauten Statorfeld. Für die Auslegung wird in dieser Untersuchung eine Unterbrechungsdauer von 100 ms angenommen. Abhängig von der während der Unterbrechung auftretenden Drehzahl- und Winkeländerung kann es anschließend zu einer stoßartigen Wiedersynchronisierung kommen.

Die elektrische Maschine versucht, die relative Winkelabweichung zwischen Läufer- und Statorfeld durch ein entsprechend hohes elektromagnetisches Drehmoment auszugleichen. Abhängig von den Betriebsbedingungen kann es dabei zu mehreren aufeinanderfolgenden Drehmomentwechseln und erheblichen Momentenspitzen kommen.

Die maximalen elektromagnetischen Drehmomente können, ähnlich wie beim Kurzschluss, ein Vielfaches des Nennmoments erreichen. Für die mechanische Auslegung ist daher neben der maximalen Drehmomentspitze insbesondere der zeitliche Verlauf der Drehmomentanregung zu berücksichtigen.

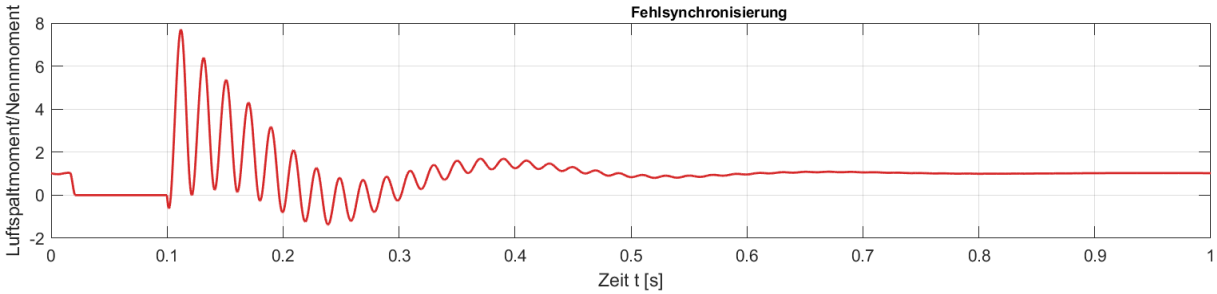


Abbildung 3: Typischer Verlauf des Luftspaltmoments bei Fehlsynchronisierung

Vergleich der elektrischen Anregungen

Die drei betrachteten Fälle unterscheiden sich wesentlich hinsichtlich der Art der elektromagnetischen Anregung.

Beim DOL Start wird das mechanische System während eines vergleichsweise langen Zeitraums mit einer Anregung beaufschlagt, deren charakteristische Frequenz abhängig vom Schlupf beziehungsweise von der Drehzahl kontinuierlich von etwa 100 Hz auf 0 Hz abnimmt. Der kritische Mechanismus besteht hier insbesondere im Durchfahren einer Torsionseigenfrequenz während des Hochlaufs.

Kurzschluss und Fehlsynchronisierung sind demgegenüber durch abrupte transiente Vorgänge mit hohen Luftspaltmomenten gekennzeichnet. Die Drehmomentanregung weist dabei dominante Frequenzanteile bei 50 Hz beziehungsweise, im Fall des zweipoligen Kurzschlusses, zusätzlich bei 100 Hz auf. Aufgrund der hohen Momentenamplituden kann das mechanische System stark angeregt werden. Die resultierende mechanische Belastung hängt daher wesentlich davon ab, inwieweit die Frequenzanteile der elektrischen Anregung mit den Eigenfrequenzen des Antriebsstrangs übereinstimmen.

Damit ergeben sich vier für die mechanische Untersuchung relevante Anregungssituationen. Zwar werden grundsätzlich drei Betriebs- beziehungsweise Fehlerfälle betrachtet, der Kurzschluss wird jedoch in einen zweipoligen und einen dreipoligen Kurzschluss unterteilt:

Betriebsfall	Frequenz	Amplituden
DOL-Anlauf	Abhängig von Schlupf bzw. Drehzahl von 100 bis 0 Hz	etwa $0{,}3 \ldots 0{,}5 \cdot M_{nenn}$
2-poliger Kurzschluss	50 Hz und 100 Hz	Stoßartig, etwa $3 \ldots 15 \cdot M_{nenn}$
3-poliger Kurzschluss	50 Hz	Stoßartig, etwa $3 \ldots 15 \cdot M_{nenn}$
Fehlsynchronisierung	50 Hz	Stoßartig, etwa $3 \ldots 15 \cdot M_{nenn}$

3. Mechanisches Modell

Der Antriebsstrang wird als Torsionsschwinger modelliert. Ziel ist es, die wesentlichen dynamischen Eigenschaften des Antriebsstrangs abzubilden und insbesondere die Auswirkungen des Luftspaltmoments auf das mechanische System zu untersuchen. Dynamische Drehmomentanregungen durch die Arbeitsmaschine werden dabei vernachlässigt. Das statische Arbeitsmoment der Arbeitsmaschine wird durch einen quadratischen Ansatz in Abhängigkeit von der Drehzahl berücksichtigt.

In beiden Modellen wird das elektromagnetische Luftspaltmoment als äußeres Antriebsmoment an der Massenträgheit des Motors aufgebracht. Die Massenträgheiten der Arbeitsmaschine werden auf der Abtriebsseite des Systems abgebildet. Über die elastischen Verbindungselemente wirkt das daraus resultierende dynamische Reaktionsmoment der Bewegung der Synchronmaschine entgegen.

Für die Untersuchungen werden zwei unterschiedlich detaillierte Modelle verwendet. Das erste Modell bildet den betrachteten Antriebsstrang mit den wesentlichen Einzelmassenträgheiten und elastischen Verbindungselementen ab. Es dient insbesondere der detaillierten Analyse der Eigenformen und als Referenz für die Validierung der dynamischen Eigenschaften des reduzierten Modells. Das zweite Modell stellt eine reduzierte Beschreibung des Systems dar und wird im weiteren Verlauf für die systematische Variation der maßgebenden Parameter verwendet.

Detailliertes Torsionsmodell

Das detaillierte Modell bildet den Antriebsstrang eines konkreten Projektes als gekoppeltes System aus konzentrierten Massenträgheiten und torsionselastischen Verbindungselementen ab. Der Motor wird dabei zunächst durch eine zusammengefasste Massenträgheit modelliert. Diese repräsentiert die rotierenden Massen des Synchronmotors.

Der betrachtete Motor treibt insgesamt sieben Zylinder an. Diese werden jeweils durch zugeordnete Massenträgheiten und elastische Kopplungen abgebildet. Trägheitsmomente und Steifigkeiten sind bei diesem Beispiel alle ähnlich.

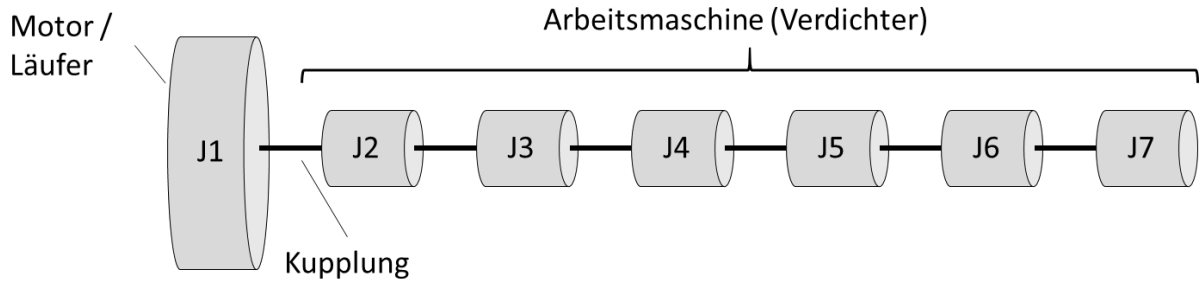


Abbildung 4: Schematische Darstellung des detaillierten Torsionsmodells

Auf der Motorseite wird das Luftspaltmoment als äußere Anregung in das Modell eingebracht. Auf der gegenüberliegenden Seite wirken die Zylinder als Abtrieb des Systems. Für die Untersuchung der Torsionsschwingungen wird das Verdichterdrehmoment dabei als Gegen- beziehungsweise Lastmoment berücksichtigt. Eine wesentliche Komponente des Modells ist die Kupplung zwischen Motor und Kolbenverdichter. Sie stellt eine torsionselastische Verbindung zwischen beiden Maschinen dar. Ihre Steifigkeit beeinflusst unmittelbar die Torsionseigenfrequenzen des Gesamtsystems und damit auch dessen Reaktion auf die transienten Anregungen durch das Luftspaltmoment. Die einzelnen Trägheiten und Steifigkeiten werden im Rahmen dieser Arbeit nicht als absolute Werte angegeben. Für die nachfolgende Untersuchung sind vielmehr deren relative Verhältnisse und insbesondere der Einfluss der Kupplungssteifigkeit auf die dynamischen Eigenschaften des Systems von Bedeutung. Das detaillierte Modell dient zunächst dazu, die charakteristischen Eigenformen des betrachteten Antriebsstrangs zu bestimmen. Hierbei wird insbesondere zwischen den dominanten niederfrequenten Torsionsmoden des Gesamtsystems und den höherfrequenten lokalen Schwingungsformen einzelner Zylinder unterschieden.

Reduziertes Torsionsmodell

Die Reduktion erfolgt mit dem Ziel, die für die mechanische Belastung wesentliche Eigenfrequenz und die zugehörige Schwingungsform mit einer möglichst geringen Anzahl von Freiheitsgraden abzubilden.

Bei der Auslegung des Motors ist das vollständige Torsionsschwingungssystem des Antriebsstrangs in der Regel nicht bekannt. Bekannt sind im Wesentlichen das Massenträgheitsmoment des Motors sowie die zu beschleunigenden Massenträgheitsmomente der angeschlossenen Komponenten. Die genaue Verteilung der

Massenträgheiten und die Steifigkeiten des gesamten Antriebsstrangs können dagegen je nach Anlagenkonfiguration variieren.

Die erste Eigenfrequenz des betrachteten Antriebsstrangs liegt typischerweise im Bereich zwischen 10 und 90 Hz. Das reduzierte Modell wird so parametriert, dass die erste Eigenfrequenz im Bereich von 0 bis 100 Hz gezielt abgebildet werden kann. Hierzu wird die Kupplungssteifigkeit entsprechend der gewünschten Eigenfrequenz eingestellt. Dadurch lassen sich die Einflüsse der Massenträgheitsverhältnisse und der Kupplungssteifigkeit systematisch mittels einer Parametervariation untersuchen, ohne für jede untersuchte Konfiguration ein vollständiges detailliertes Modell aufbauen und auswerten zu müssen.

Ziel der Modellreduktion ist somit nicht, den Einfluss jeder einzelnen Eigenfrequenz auf das Verhalten der Maschine vollständig abzubilden oder eine im klassischen Sinne modale Reduktion durchzuführen. Vielmehr soll das Modell ermöglichen, kritische Resonanzzustände frühzeitig zu erkennen und eine Auslegungsgrundlage dafür zu schaffen, wie die teilweise sehr hohen elektromagnetischen Luftspaltmomente bei der Motorauslegung hinsichtlich der resultierenden mechanischen Belastungen zu bewerten sind.

Das Grundprinzip des reduzierten Modells besteht darin, die wesentlichen Massenträgheiten des Antriebsstrangs zusammenzufassen und die maßgebende elastische Verbindung durch eine äquivalente Torsionssteifigkeit zu beschreiben.

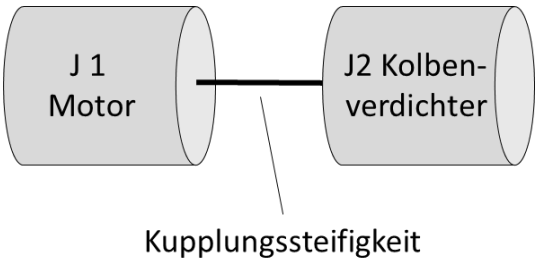


Abbildung 5: Schematische Darstellung des reduzierten Torsionsmodells

Modalanalyse

Ausgehend von den beschriebenen Torsionsmodellen wird zunächst eine Modalanalyse durchgeführt. Sie dient der Bestimmung der Eigenfrequenzen und der zugehörigen Eigenformen des mechanischen Antriebsstrangs. Die Eigenfrequenzen sind für die weitere Untersuchung von zentraler Bedeutung, da eine hohe Anregung durch das Luftspaltmoment allein noch keine Aussage über die tatsächlich auftretenden Torsionsmomente zulässt. Entscheidend ist vielmehr die Lage der Anregungsfrequenzen relativ zu den Eigenfrequenzen des mechanischen Systems.

Die Modalanalyse zeigt, dass insbesondere eine niederfrequente Eigenform für das betrachtete Antriebssystem von besonderer Bedeutung ist. Die Hauptmode in diesem Beispiel

liegt bei 44 Hz ist eine gegenläufige Torsionsbewegung von Motor und Verdichter. Der Motor und der Kolbenverdichter bilden dabei die beiden wesentlichen Trägheiten, während die Kupplung die maßgebende elastische Verbindung zwischen beiden Systemteilen darstellt.

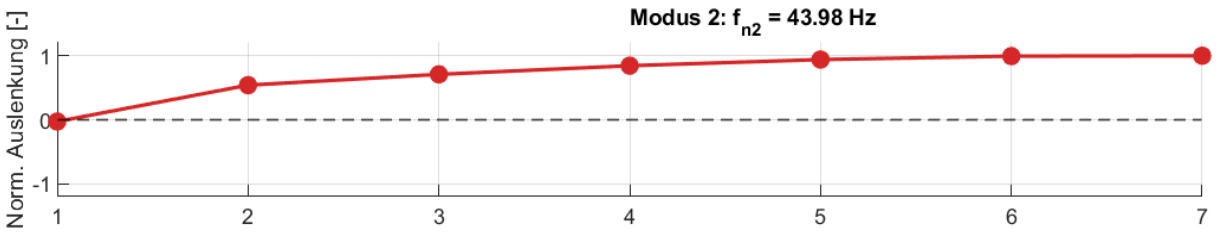


Abbildung 6: Erste Hauptmode des Beispiels

Diese Mode ist insbesondere deshalb relevant, weil die zwischen Motor und Verdichter angeordnete Kupplung die Eigenfrequenz durch ihre Steifigkeit stark beeinflusst und bei dieser Schwingungsform auch stark beansprucht werden kann.

Im höheren Frequenzbereich treten weitere Eigenformen auf, bei denen die einzelnen Zylinder beziehungsweise deren zugehörige Trägheiten stärker gegeneinander schwingen (siehe Abb. 5). Diese Moden weisen einen stärker lokalen Charakter auf und werden bei der Reduzierung des Modells nicht weiter berücksichtigt.

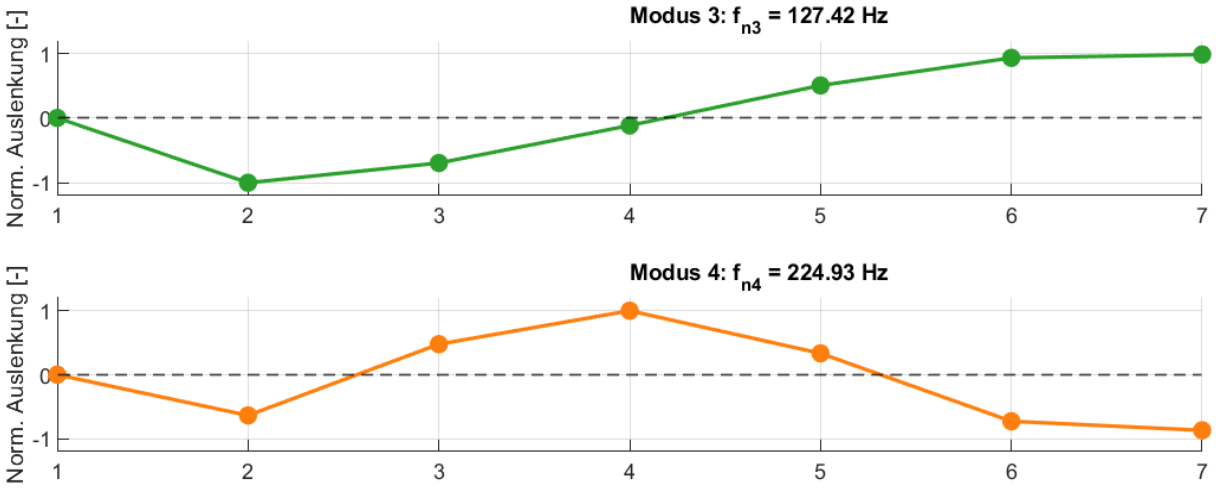


Abbildung 7: Beispiele für höherfrequente Eigenformen der Zylinder

Werden die Anregungen in ein Campbell-Diagramm eingetragen, lassen sich bereits Aussagen zu kritischen Eigenfrequenzen treffen. Für die Fälle Kurzschluss und Fehlsynchronisierung tritt die Anregung mit einer konstanten Frequenz von 50 Hz auf. Beim zweipoligen Kurzschluss tritt weiterhin eine Anregung mit 100 Hz auf. Kritisch sind daher alle Eigenfrequenzen in der Nähe von 50 Hz; je dichter eine Eigenfrequenz an der Netzfrequenz liegt, desto höher werden die Reaktionen des Systems auf diese Fälle ausfallen. Die API 546 fordert daher einen Abstand von 10 % zur Netzfrequenz und ±5 % zur doppelten Netzfrequenz.

Für den Fall DOL hingegen ändert sich die Anregungsfrequenz über den Hochlauf. Bei Drehzahl 0 beträgt die Anregungsfrequenz 100 Hz. Das Netz rotiert mit 50 Hz im Ständer um den Läufer, woraus sich ein Schlupf von 50 Hz ergibt. Bei Nenndrehzahl beträgt der Schlupf 0 Hz, somit geht auch die Anregungsfrequenz gegen 0 Hz.

Kritisch sind daher alle Frequenzen zwischen 0 und 100 Hz, insbesondere Frequenzen kurz vor der Synchronisierung, also nahe 0 Hz, da diese aufgrund von Pendelungen dazu führen können, dass die Maschine nicht synchronisiert werden kann.

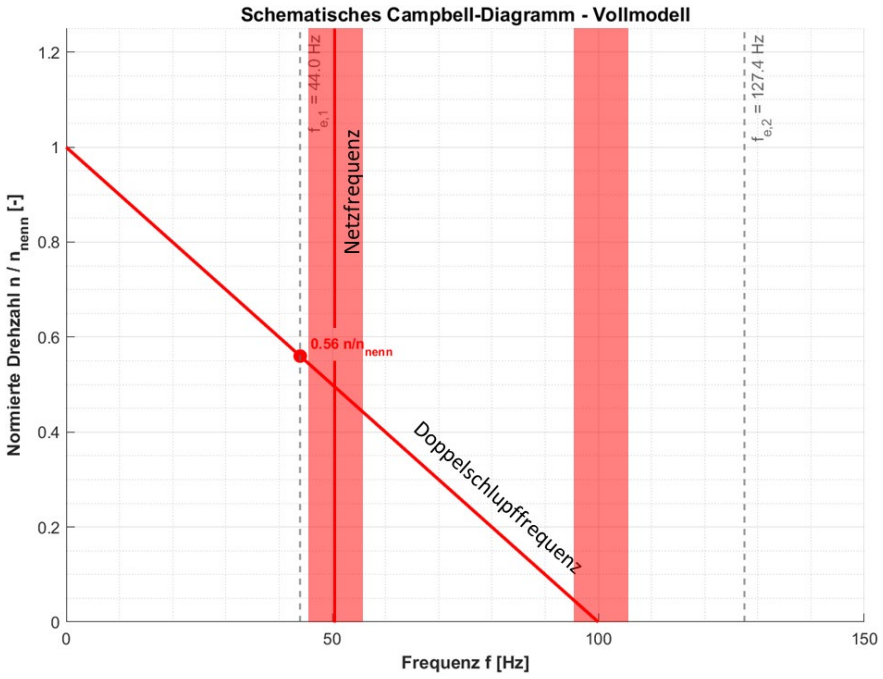


Abbildung 8: Schematisches Campbell-Diagramm

4. Simulation

Für die Untersuchung der transienten mechanischen Belastungen wird das in Kapitel 3 beschriebene Vollmodell mit den elektromagnetischen Momentenanregungen aus Kapitel 2 beaufschlagt. Betrachtet werden die Fälle DOL-Anlauf, Kurzschluss und Fehlsynchronisierung. Die Berechnung erfolgt im Zeitbereich, wobei die für die maximale mechanische Belastung relevanten Vorgänge bereits innerhalb der ersten Zehntelsekunden auftreten; entsprechend werden Kurzschluss und Fehlsynchronisierung über 2 s, der DOL-Anlauf über 0 bis 6 s berechnet, da der Hochlauf bis zur Nenndrehzahl 4 s dauert. Als Anfangszustand werden jeweils die Enddrehzahl und eine Anfangsverdrehung von null vorgegeben. Ausgewertet werden das Torsionsmoment der Kupplung sowie die Winkelgeschwindigkeit am Motor.

Zur Verifikation wird das Vollmodell mit einem auf die ersten beiden Hauptmoden reduzierten Modell verglichen. Der Vergleich zeigt, inwieweit diese Reduktion die für Motor und Kupplung

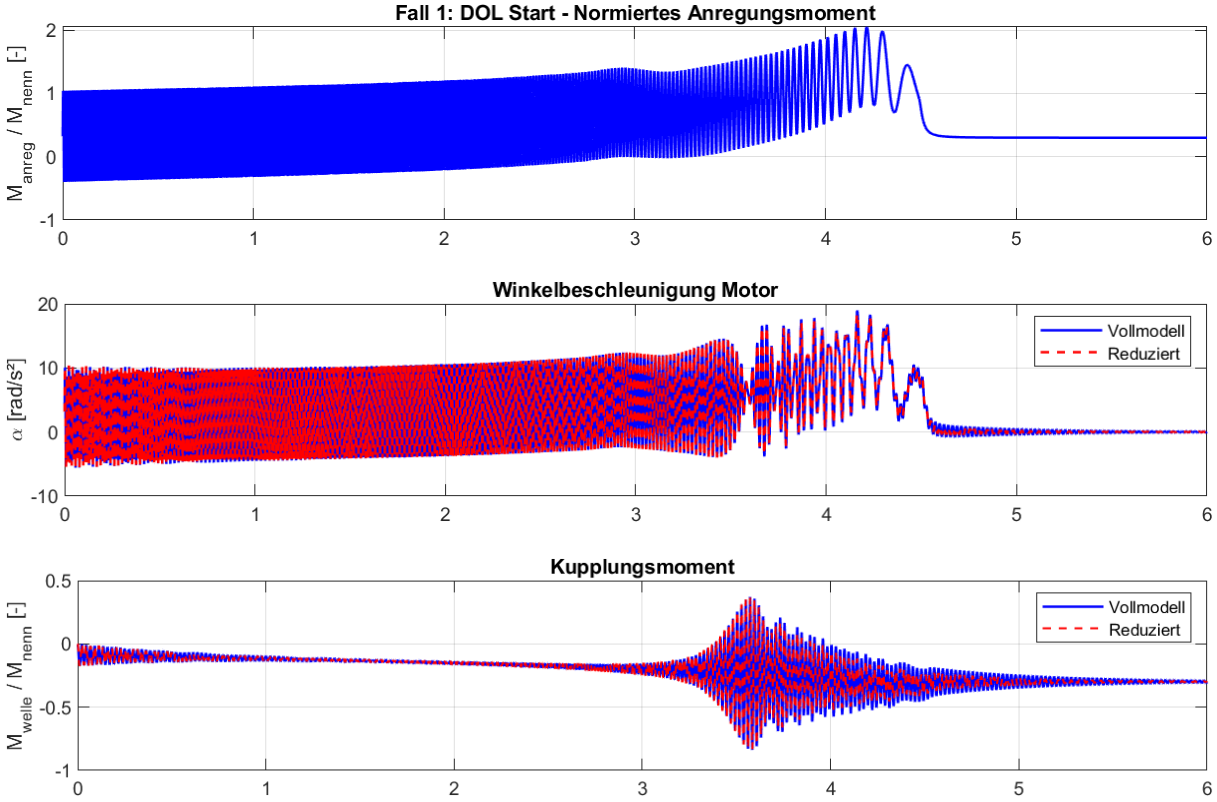
relevante dynamische Antwort abbildet und rechtfertigt den Einsatz des reduzierten Modells für die anschließende Parametervariation.

Für die systematische Untersuchung des Einflusses der mechanischen Systemparameter wird das Vollmodell auf einen 2-Massen-Schwinger reduziert, der Motor und Kolbenverdichter über die Kupplung koppelt. Darin werden das Massenträgheitsverhältnis (J1/J2, ausschließlich relative Größe) und die Kupplungssteifigkeit systematisch variiert, um gezielt unterschiedliche Torsionseigenfrequenzen einzustellen. Anregungen und Lastmomente bleiben dabei gegenüber dem Vollmodell unverändert, sodass sich der Einfluss der Systemparameter auf die Torsionseigenfrequenz und damit auf die dynamische Belastung von Kupplung und Motorwelle isoliert untersuchen lässt. Die Parameterstudie wird für alle drei Anregungsfälle durchgeführt; bewertet wird jeweils das maximale Kupplungsmoment. So lassen sich kritische Parameterkombinationen ebenso identifizieren wie Bereiche mit vergleichsweise geringer Kupplungsbelastung.

5. Ergebnisse

Vollmodell und Reduziertes Modell

Beim DOL-Anlauf bildet das reduzierte Modell die Resonanzdurchfahrt gut ab. Aufgrund der Reduktion der Freiheitsgrade treten geringe Abweichungen beim Ausklingvorgang auf, die vermutlich auf die Vernachlässigung höherer Eigenfrequenzen sowie auf vereinfachende Annahmen zur Dämpfung zurückzuführen sind.



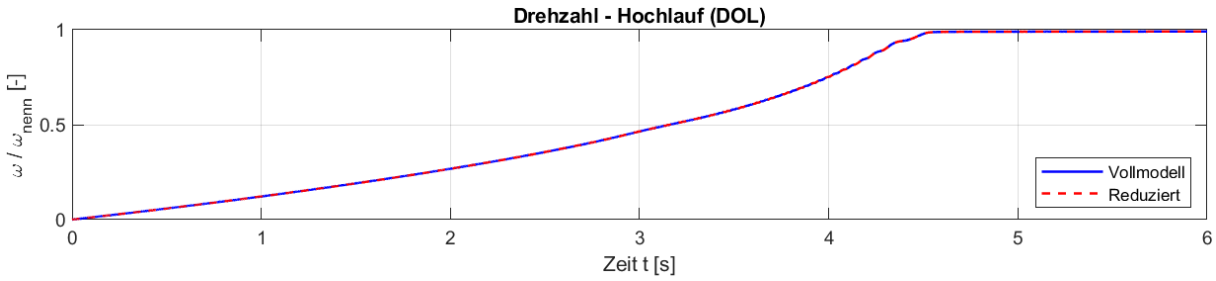


Abbildung 9: Ergebnisse für DOL Start

Für alle betrachteten Fälle zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Winkelbeschleunigungen und des Kupplungsmoments zwischen Voll- und reduziertem Modell. Die wesentlichen dynamischen Eigenschaften des Systems werden durch das reduzierte Modell somit ausreichend erfasst.

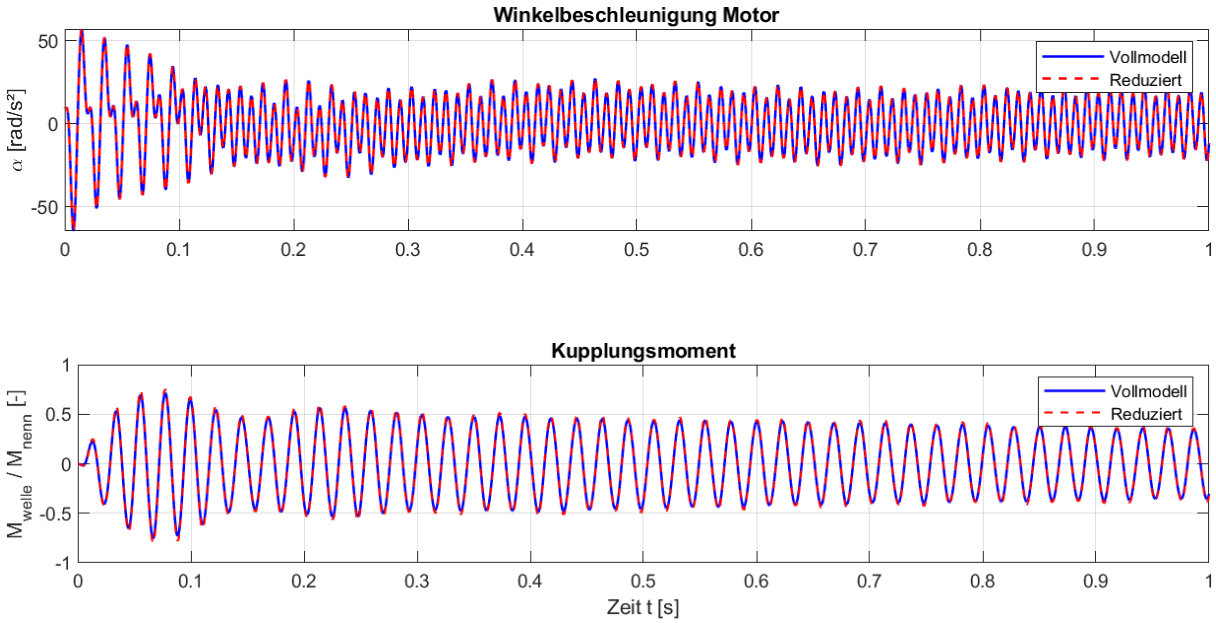


Abbildung 10: 2-polig. Kurzschluss: Winkelbeschleunigung und Moment an der Kupplung

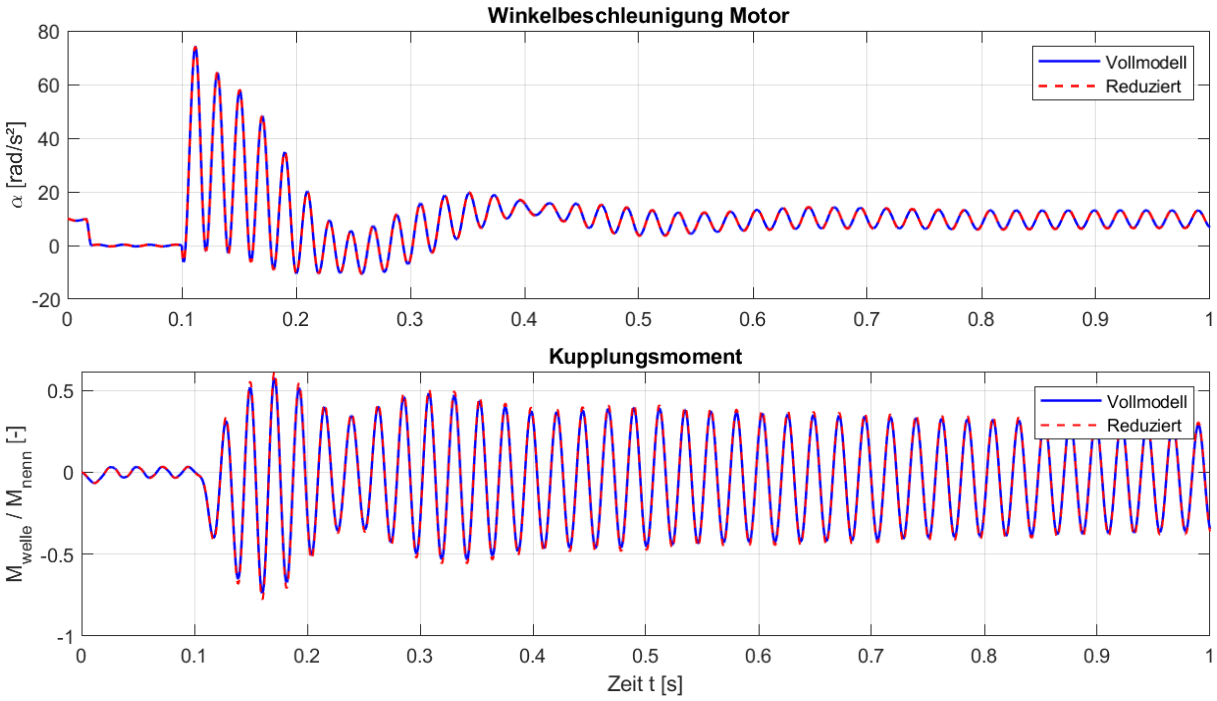


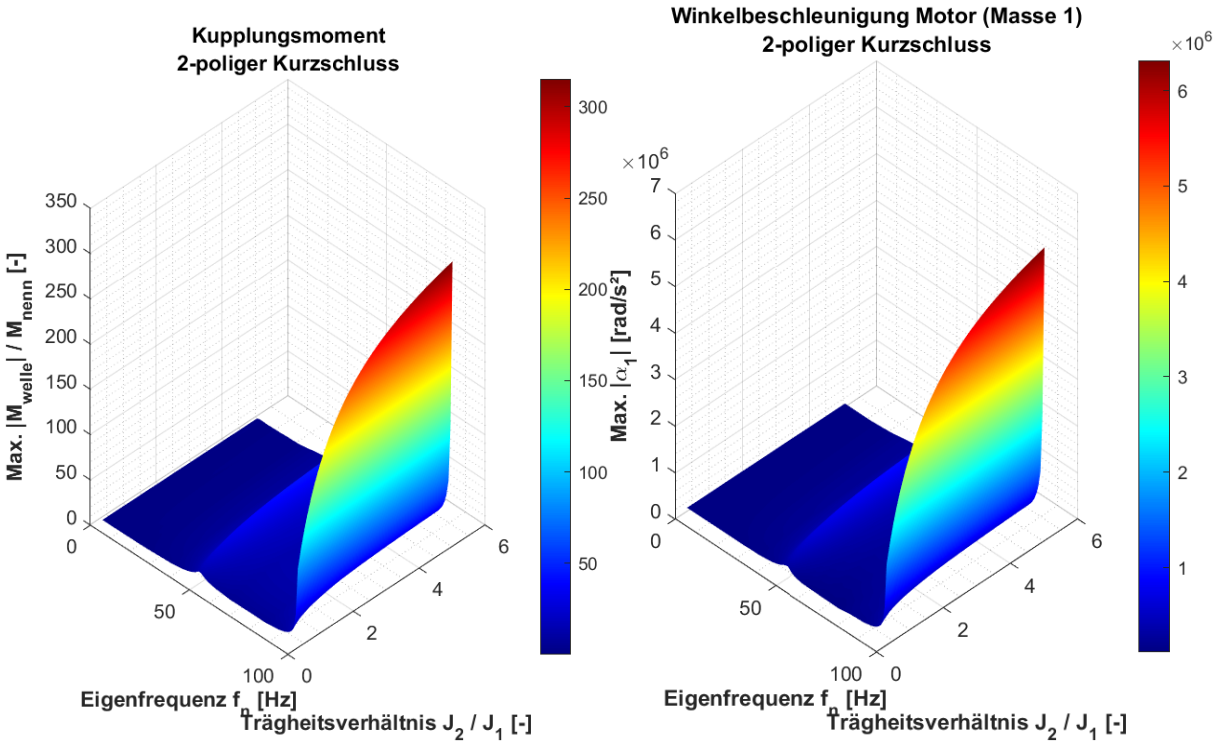
Abbildung 11: Fehlsynchronisierung: Winkelbeschleunigung und Moment an der Kupplung

Parametervariation

2-poliger Kurzschluss:

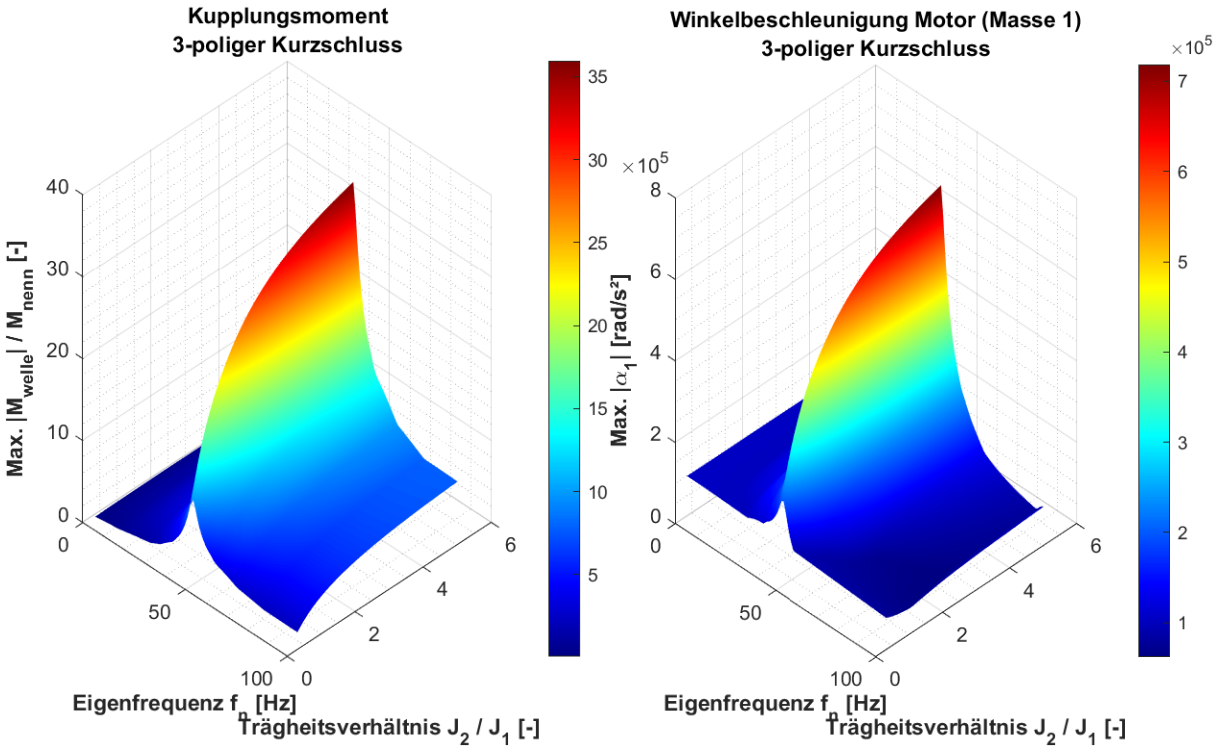
Wie zu erwarten, treten bei Eigenfrequenzen nahe 50 Hz deutliche Überhöhungen der am Motor auftretenden Winkelbeschleunigungen und des an der Kupplung auftretenden Drehmoments auf. Gravierender sind jedoch Eigenfrequenzen von 100 Hz, die zu absolut extremen Überhöhungen führen. Dies wird plausibel, wenn man sich das Anregungssignal des zweipoligen Kurzschlusses noch einmal ansieht.

Günstig wirkt sich aus, wenn das Massenträgheitsmoment des Motors größer ist als das der Arbeitsmaschine bzw. des Verdichters. Je größer das Massenträgheitsmoment des Verdichters, desto größer werden auch die Auswirkungen auf das Drehmoment in der Kupplung und die Winkelbeschleunigungen am Motor.



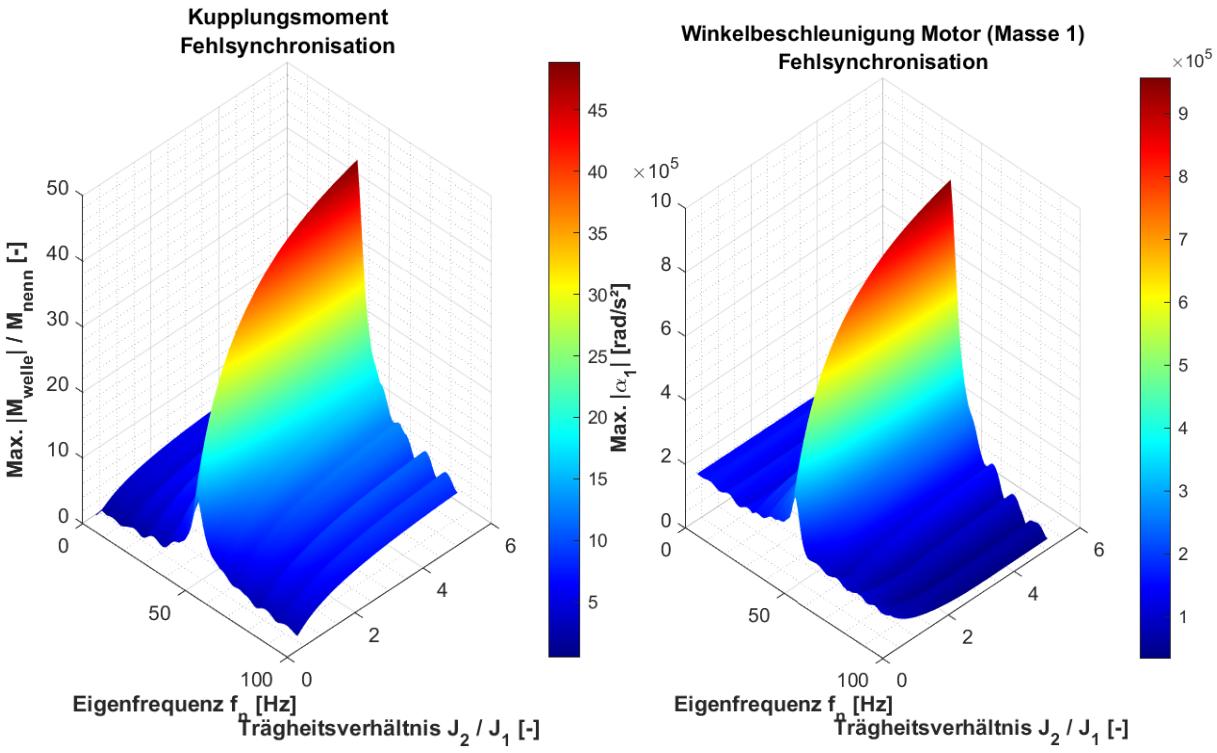
3-poliger Kurzschluss

Im Gegensatz zum 2-poligen Kurzschluss ist hier lediglich die 50-Hz-Eigenfrequenz kritisch für Winkelbeschleunigung und Drehmoment. Auch der Einfluss des Massenträgheitsmomentverhältnisses ist ähnlich.



Fehlsynchronisation

Das Verhalten entspricht im Grunde dem des 3-poligen Kurzschlusses: Auch hier ist ausschließlich die 50-Hz-Eigenfrequenz kritisch für Winkelbeschleunigung und Kupplungsmoment, und der Einfluss des Massenträgheitsmomentverhältnisses zeigt sich in vergleichbarer Weise – ein günstiges Verhältnis mit einem gegenüber dem Verdichter größeren Massenträgheitsmoment des Motors wirkt sich auch hier reduzierend auf die auftretenden Belastungen aus.



6. Zusammenfassung

Mit dem verifizierten reduzierten Modell wird anschließend eine Parametervariation von Massenträgheitsverhältnis (J1/J2) und Kupplungssteifigkeit bei unveränderten Anregungen durchgeführt. Sie zeigt: Beim 2-poligen Kurzschluss sind sowohl die 50-Hz- als auch die besonders kritische 100-Hz-Eigenfrequenz relevant, bei 3-poligem Kurzschluss und Fehlsynchronisierung dagegen nur die 50-Hz-Eigenfrequenz. In allen Fällen wirkt sich ein gegenüber dem Verdichter größeres Massenträgheitsmoment des Motors günstig aus, während ein größeres Verdichterträgheitsmoment die Belastungen von Kupplung und Motorwelle verstärkt.

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 13

Transiente Berechnung des Anfahrvorgangs von Biogaskompressoren unter Settle-out-Druck

Nils Hallbauer

NEUMAN & ESSER Hochdrucktechnik GmbH

Einleitung

Biogas ist ein erneuerbarer Energieträger, der durch die Vergärung organischer Stoffe wie landwirtschaftliche Reststoffe, Energiepflanzen oder Bioabfälle entsteht. Es besteht überwiegend aus Methan und Kohlendioxid und kann durch entsprechende Aufbereitung zu Biomethan auf Erdgasqualität gebracht werden. In dieser Form ist es vielseitig nutzbar, beispielsweise zur Strom- und Wärmeerzeugung oder als klimafreundlicher Ersatz für fossiles Erdgas im Gasnetz.

Für die Einspeisung in das Hochdrucknetz sind zweistufige Kompressoren notwendig. Bisher ist es üblich vor dem Anfahrvorgang die Kompressoranlage vollständig auf den Saugdruck zu entspannen. Im Sinne des Umweltschutzes und der Effizienz ist das dafür notwendige Ablassen des im Kompressorsystem verbleibenden Gases nach dem Abschalten nicht mehr erwünscht. Stattdessen werden beim Abfahren des Kompressors die Absperrventile am Ein- und Austritt des Systems geschlossen. Anschließend verteilt sich das eingeschlossene Gas, sodass sich ein konstanter Druck, auch Settle-out-Druck genannt, einstellt.

In Bezug auf den Anfahrvorgang des Kompressors muss dieser in der Lage sein, unter dem vorliegenden Settle-out-Druck anzufahren und das Biomethan auf den Druck des Gasnetzes zu verdichten. Der initial hohe Saugdruck führt zu einem hohen Massenstrom der ersten Stufe, wodurch der Zwischendruck zeitweise ansteigt. Um diesen Anstieg zu begrenzen und ein Erreichen der Alarmwerte zu verhindern, besitzt der Kompressor, neben einem klassischen Bypass um beide Verdichterstufen, eine weitere Bypassrückführung um die erste Stufe.

Für die Auslegung und die optimale Bestimmung der Steuerung der Bypassventile wird eine transiente Simulation des Anfahrvorgangs des Kompressorsystems durchgeführt. Hierbei wird ein genaues Berechnungsmodell für den Kompressor und dessen Anlage verwendet. Dieses Modell dient auch zur Berechnung des Wertebereichs des Settle-out-Drucks. Um den gesamten Betriebsbereich eines Biogasverdichters bei der transienten Simulation zu berücksichtigen, werden charakteristische Fahrweisen aufgestellt. Im Anschluss wird mithilfe der transienten Berechnung zunächst die Notwendigkeit der Bypassrückführung um die erste Stufe gezeigt. Darauf folgt die Bestimmung der Ventilschließzeiten für eine beispielhafte Anwendung. Zum Schluss wird die Aussagekraft der transienten Simulation durch den Vergleich von vorliegenden Messdaten mit berechneten Werten für einen Anfahrvorgang validiert.

Modellaufbau

Ziel ist es den Anfahrvorgang eines Kompressorsystems im weiteren Verlauf transient zu berechnen. Hierbei handelt es sich nicht um den reinen Hochlauf des Kompressors, also dem Erreichen der Solldrehzahl, sondern um den Anfahrvorgang der gesamten Kompressoranlage. Dieser ist beendet, wenn sowohl der Saug- als auch Enddruck an der jeweiligen Seite anliegen und somit Prozesseintritt und -austritt geöffnet sind.

Die transiente Simulation erfolgt in dem NEUMAN & ESSER Auslegungsprogramm für Kolbenkompressoren KO³. Bei dem verwendeten Modell handelt es sich um das bereits für die Auslegung des Kompressors genutzte Berechnungsmodell. Hier wird die Kompressorrechnung mit der Anlagenrechnung kombiniert. Mithilfe von verschiedenen Fahrweisen wird bei der Auslegung sichergestellt, dass alle geforderten Spezifikationen eingehalten werden. Für die transiente Simulation wird das Modell teilweise noch geringfügig angepasst bzw. erweitert und weitere Fahrweisen für die transiente Simulation hinzugefügt.

Kompressor

Der hier betrachtete Biogasverdichter ist ein zweiachsiger Kompressor in V-Anordnung mit doppelwirkenden Zylindern. Um die Zero-Emission Vorgabe einzuhalten, ist der Kompressor mit einem gasdichten Triebwerk ausgestattet. Die Packungsleckage wird somit der Saugleitung wieder zugeführt. Die Verdichtung erfolgt in zwei Stufen. Sowohl der Saug- als auch der Enddruck weisen häufig einen großen möglichen Wertebereich auf. Die Fördermenge wird üblicherweise über eine Drehzahlregelung und zusätzlich über eine Bypassrückführung geregelt.

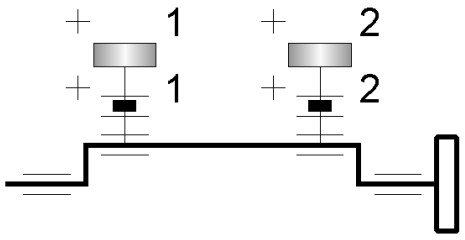


Abbildung 1 Kompressor Schema in KO³

Zur Modellierung des Kompressors gehört auch die Definition des Motors. Dies geschieht für die stationären Rechnungen mithilfe des Nenndrehmoments, der Nenndrehzahl und der Nennleistung. Für die Berechnung des Hochlaufs des Kompressors selbst, also das Erreichen der Betriebsdrehzahl, wird darüber hinaus die Drehmomentkurve des Motors benötigt. Für gewöhnlich sind die Kompressoren bei Biogasanwendungen mit einem Frequenzumrichter ausgestattet, wodurch über den gesamten Drehzahlbereich das Drehmoment konstant anliegt.

Dies macht eine genaue Definition der Drehmomentkurve für die hier betrachteten Anwendungen überflüssig.

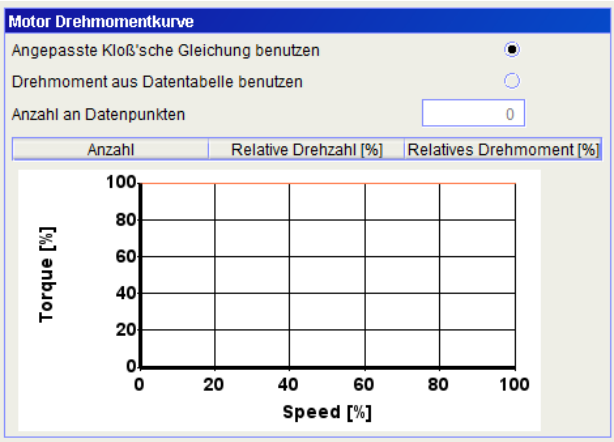


Abbildung 2 Drehmomentkurve in KO³

Anlage

Die Anlage des Berechnungsmodells setzt sich aus verschiedenen Komponenten zusammen. Neben dem Kompressor werden Rohrleitungen, Blenden, Pulsationsdämpfer, Kühler und Bypassventile berücksichtigt (vgl. Abbildung 3). Die Absperrventile am Ein- und Austritt werden in der späteren transienten Rechnung über das Öffnen und Schließen des Prozesseintritts und des Prozessaustritts berücksichtigt. Neben einer Bypassrückführung um beide Stufen, im Folgenden auch als Kompressorbypass bezeichnet, besitzt die Anlage eine weitere Bypassleitung um die erste Stufe, welche im Folgenden als Stufenbypass bezeichnet wird. Wie später in den Ergebnissen gezeigt werden wird, ist der Stufenbypass für den Anfahrvorgang unter Settle-Out-Druck notwendig.

Für eine genaue transiente Berechnung sind vor allem die korrekten Volumina der verschiedenen Komponenten maßgeblich. Auch die Modellierung des Kühlers wird zur Berechnung der Rückkühltemperaturen benötigt. Druckverluste über die Komponenten haben ebenfalls einen Einfluss auf die Rechnung und werden mit der jeweiligen Geometrie der Komponenten und den aktuellen Gasgrößen berechnet. Die Bypassventile werden im Modell über die jeweilige maximale Durchflusskapazität, als auch über die maximale Öffnungs- und Schließzeit und über die Öffnungscharakteristik definiert.

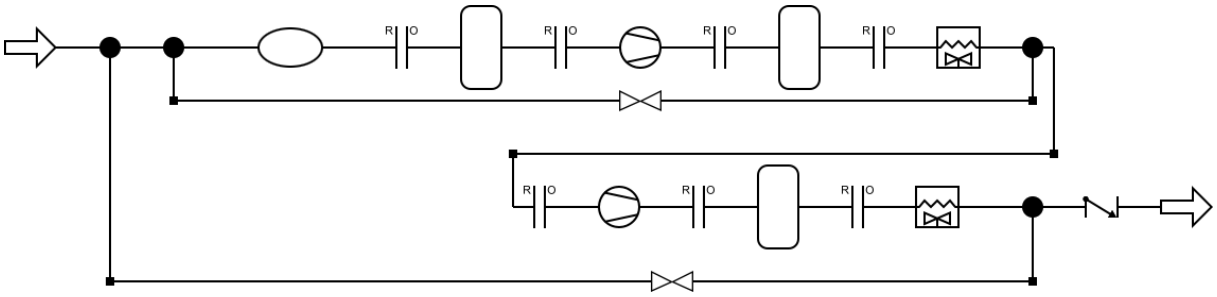


Abbildung 3 Modell der Anlage in KO³

Berechnung

Mithilfe des vorgestellten Modells kann nun der Anfahrvorgang eines Biogasverdichters unter Settle-out-Druck transient berechnet werden. Zunächst wird der Wertebereich des Settle-out-Drucks bestimmt. Um die Hochläufe für alle möglichen Kombinationen der Prozessgrößen zu berücksichtigen, werden anschließend charakteristische Fahrweisen aufgestellt. Zuletzt erfolgt die Definition der transienten Simulation, sodass der Anfahrvorgang mit verschiedenen Ventilschließzeiten getestet werden kann.

Settle-out-Druck

Beim Abschalten des Kompressors werden sowohl der Ein- als auch der Austritt des Systems geschlossen. Das zu dem Zeitpunkt im System befindliche Gas ist somit eingeschlossen und verteilt sich durch das Öffnen der Bypassventile gleichmäßig im System. Neben dem reinen Massenausgleich spielt auch die Abkühlung des Gases eine Rolle. Besonders die druckseitigen Leitungen zwischen Zylindern und Kühlern weisen im stationären Betrieb, also auch zum Zeitpunkt des Abschaltens, deutlich höhere Gastemperaturen auf als die Umgebung. Infolgedessen kommt es ebenfalls zu einem Wärmeaustausch des Gases mit der Umgebung. Der Settle-out-Druck ist der Druck, der nach der gleichmäßigen Verteilung des Gases bei Umgebungstemperatur vorliegt. Mithilfe der zuvor vollständig definierten Anlage und einer Umgebungstemperatur ist es möglich den Settle-out-Druck für jede stationäre Fahrweise zu berechnen.

Im weiteren Verlauf wird der maximale und minimale Settle-out-Druck aller möglichen Fahrweisen benötigt. Es werden also die zwei kritischen Fahrweisen gesucht, in denen die Gasmasse im System während des stationären Betriebs minimal bzw. maximal ist. Meistens sind diese Fahrweisen bereits durch Betrachtung des Saug- und Enddrucks sowie der Saugtemperatur direkt zu identifizieren (siehe Tabelle 1). Liegen diese Fahrweisen in dieser Kombination nicht vor oder gibt es andere Besonderheiten, wie unterschiedliche Rückkühltemperaturen, kann es notwendig sein, den Settle-out-Druck für mehrere Fahrweisen zu berechnen und anschließend den minimalen und maximalen Wert auszuwählen.

Tabelle 1 Kritische Kombinationen der Prozessgrößen für die Settle-out-Druck Berechnung

$p_{settleOut}$	p_{saug}	p_{druck}	T_{saug}
Min	Min	Min	Max
Max	Max	Max	Min

Charakteristische Fahrweisen

Durch den Betriebsbereich der Anlage ergeben sich unendlich viele Kombinationen aus Saugdruck, Enddruck und Settle-Out-Druck für die der erfolgreiche Anfahrvorgang garantiert werden muss. Aus diesem Grund werden für die Bestimmung acht charakteristische Fahrweisen betrachtet, die sich aus der Kombination der Minimal- und Maximalwerte der Drücke ergeben (Siehe Tabelle 2).

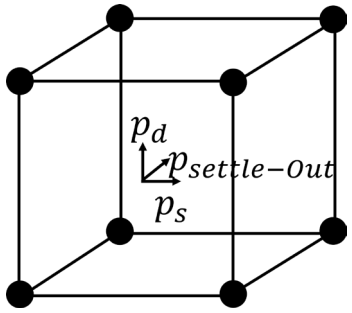


Abbildung 4 Grafische Veranschaulichung der charakteristischen Fahrweisen

Tabelle 2 Übersicht der charakteristischen Fahrweisen

Index	p_s	p_d	$p_{Settle-out}$
1	Min	Min	Min
2	Min	Min	Max
3	Min	Max	Min
4	Min	Max	Max
5	Max	Min	Min
6	Max	Min	Max
7	Max	Max	Min
8	Max	Max	Max

Modellierung der transienten Ereignisse

Basierend auf den charakteristischen Fahrweisen, wird der Anfahrvorgang für acht verschiedene Situationen betrachtet. Ausgangslage der transienten Rechnung ist eine stationäre Rechnung. Sowohl der Saug- als auch der Enddruck weisen in dieser initialen stationären Rechnung den jeweiligen Settle-out-Druck auf. Beide Bypassventile sind zu Beginn vollständig geöffnet.

Über die Definition von transienten Ereignissen werden externe Ereignisse dem System aufgeprägt und die Steuerung der Anlage definiert. Es kann unterschieden werden, zwischen den Ereignissen, die zu einem festen Zeitpunkt definiert sind und wiederrum denen, dessen Eintreten von Prozessparametern abhängt.

Die für die Berechnung notwendigen Ereignisse sind in Abbildung 5 dargestellt. Für das Verhalten des Prozesseintritts als auch des -austritts sind jeweils zwei Ereignisse notwendig. Zunächst sind diese beiden Komponenten geschlossen. Unterschreitet der saugseitige Leitungsdruck den kundenseitig anliegenden Saugdruck öffnet der Prozesseintritt. Der Prozessaustritt öffnet sich beim Überschreiten des Enddrucks. Der Hochlauf des Motors wird zu Beginn der Berechnung gestartet und wird beim Erreichen der Zieldrehzahl beendet. Diese ist bei den Biogasanwendungen die untere Grenze des Drehzahlbereichs des Frequenzumrichters. Während des Hochlaufs wird die Differenz zwischen aktuell verfügbarem Drehmoment des Motors und dem aktuell notwendigen Drehmoment des Kompressors für die Beschleunigung des Kompressors verwendet. Über die Massenträgheiten des Systems ergibt sich so eine Änderungsrate der Drehzahl. Ab gewissen Zeitpunkten beginnen sich sowohl das Stufenbypassventil als auch das Kompressorbypassventil mit einer bestimmten Rate vollständig zu schließen. Sowohl die Änderungsraten als auch die Zeitpunkte können sich für beide Ventile unterscheiden.

Transiente Ereignisse

Number	Bedingung	Komponente der Bedingung	Variable der Bedingung	Wert	Einheit	Ereigniss	Komponente des Ereignisses	Variable des Ereignisses	Wert	Einheit
1	Zeitpunkt erreicht		Zeit	0.000	s	Prozesseintritt schließt	Prozesseintritt #1			
2	Druck ist kleiner	Prozesseintritt #1	Druck am Austritt	4.00	bar(a)	Prozesseintritt öffnet	Prozesseintritt #1			
3	Zeitpunkt erreicht		Zeit	0.000	s	Prozessaustritt schließt	Prozessaustritt #1			
4	Druck ist größer	Prozessaustritt #1	Druck am Eintritt	71.00	bar(a)	Prozessaustritt öffnet	Prozessaustritt #1			
5	Zeitpunkt erreicht		Zeit	20.000	s	Ventil Kv Rampe	Bypass Ventil #1	Sollwert / Rate	0.0/33.3	[m³/h] / [%/s]
6	Zeitpunkt erreicht		Zeit	20.000	s	Ventil Kv Rampe	Bypass Ventil #2	Sollwert / Rate	0.0/33.3	[m³/h] / [%/s]
7	Zeitpunkt erreicht		Zeit	0.000	s	Hochlauf starten				
8	Drehzahl ist größer		Drehzahl	490.0	1/min	Hochlauf stoppen				

Abbildung 5 Transiente Ereignisse der transienten Simulation eines Anfahrvorgangs in KO³

Ergebnisse

Um passende Schließzeiten für die beiden Bypassventile für den Anfahrvorgang eines Biogasverdichters zu bestimmen, wird die transiente Simulation mit verschiedenen Schließzeiten durchgeführt. Ziel ist dabei der erfolgreiche Anfahrvorgang des Verdichters für alle möglichen Anfahrsituationen. Hierfür werden die acht charakteristischen Fahrweisen betrachtet. Zunächst wird sich auf die charakteristische Fahrweise 4 fokussiert, da hier die Kombination der Prozessgrößen erfahrungsgemäß am kritischsten für den Anfahrvorgang ist. Die Optimierung des Anfahrvorgangs erfolgt anhand von verschiedenen Kriterien. Zunächst muss ein Überschreiten der Alarmwerte der Drucküberwachung ausgeschlossen werden. Diese Forderung ist zunächst führend bei der Optimierung. Aber auch zu hohe Endtemperaturen gilt es zu vermeiden. Zu jedem Zeitpunkt der transienten Rechnung wird ebenfalls die Auslastung der Kompressorbauteilfestigkeit berechnet.

Die Optimierung erfolgt anhand eines Beispiels. Die vorgestellte Methode ist jedoch gültig für die Bestimmung des Anfahrvorgangs unter Settle-out-Druck eines beliebigen zweistufigen Verdichters, der über einen Stufen- und einen Kompressorbypass verfügt, und ist somit nicht nur auf Biogasanwendungen beschränkt.

Vor der eigentlichen Optimierung der Schließzeiten wird die Notwendigkeit des Stufenbypasses gezeigt, indem zunächst ein Anfahren unter Settle-out-Druck ohne Stufenbypass betrachtet wird. Anschließend werden die Ergebnisse für einen berechneten Anfahrvorgang mit optimierten Schließzeiten gezeigt.

Anfahrvorgang ohne Stufenbypass

Ohne die Bypassleitung um die erste Stufe ist die Fördermenge durch den erhöhten Saugdruck im Vergleich zur zweiten Stufe zu Beginn deutlich erhöht. Dies hat zur Folge, dass sich das Gas zunächst in der Zwischenstufe ansammelt und folglich der Zwischendruck ansteigt. Dieser Vorgang lässt sich auch in einer transienten Simulation zeigen. Die berechneten Druckläufe sind in Abbildung 6 dargestellt. Nach einiger Zeit stellt sich eine stationäre Druckverteilung ein, bei der das Gas vollständig im Kreis befördert wird. Der Zwischendruck ist hier im Vergleich zum initialen Wert deutlich angestiegen. Der eigentliche Saug- und Enddruck ist noch nicht erreicht, weshalb Ein- und Austritt noch geschlossen sind. Das Schließen des Bypassventils um beide Stufen führt nach kurzer Zeit zur Öffnung des Ein- und Austritts. Der dann folgende stationäre Betrieb weist einen deutlich geringeren Zwischendruck auf. Die Alarmwerte der Zwischendrucküberwachung orientieren sich am stationären Betrieb mit geöffnetem Ein- und Austritt. Somit ist der hier berechnete Zwischendruck zwischenzeitlich deutlich zu hoch. Dieser problematische kurzfristige Anstieg

des Zwischendrucks kann durch die Bypassleitung um die erste Stufe verhindert bzw. zumindest verringert werden.

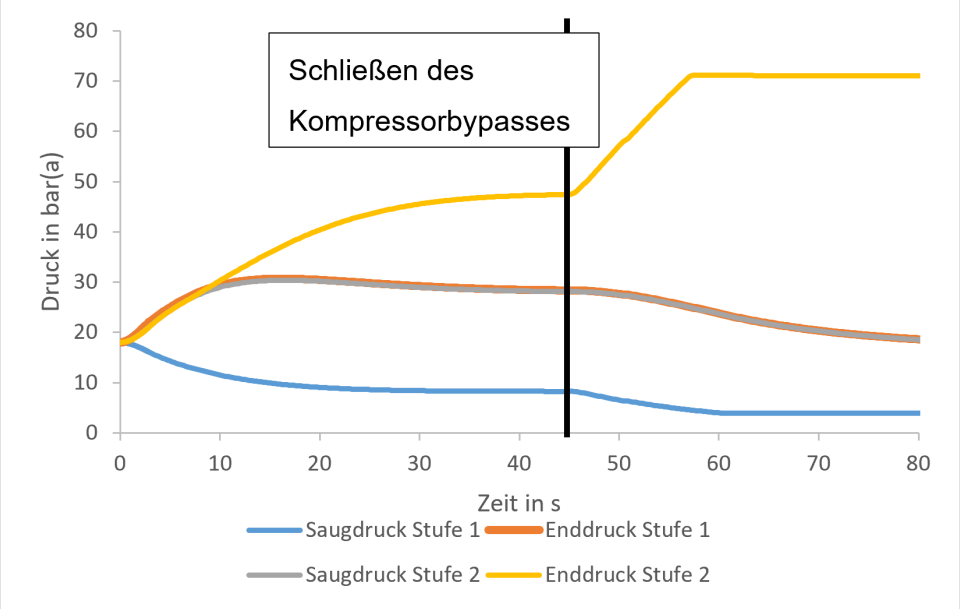


Abbildung 6 Druckverläufe für den Anfahrvorgang ohne Stufenbypass

Anfahrvorgang mit Stufenbypass

Auch bei der Verwendung der Bypassleitung um die erste Stufe stellen sich bei geöffneten Bypassventilen zunächst stationäre Druckverhältnisse über beide Stufen ein, während Prozesseintritt und -austritt geschlossen sind (vgl. Abbildung 7). Im Unterschied zu der Variante ohne Stufenbypass steigt der Zwischendruck deutlich weniger an. Der Saugdruck der zweiten Stufe gleicht nahezu dem Saugdruck der ersten Stufe. Die hohen Druckverluste in der Zwischenstufe erklären sich durch die höheren Massenströme aufgrund der erhöhten Saugdichte. Aus dieser Situation heraus können die Bypassventile geschlossen werden, sodass sowohl der Saug- als auch der Enddruck erreicht werden.

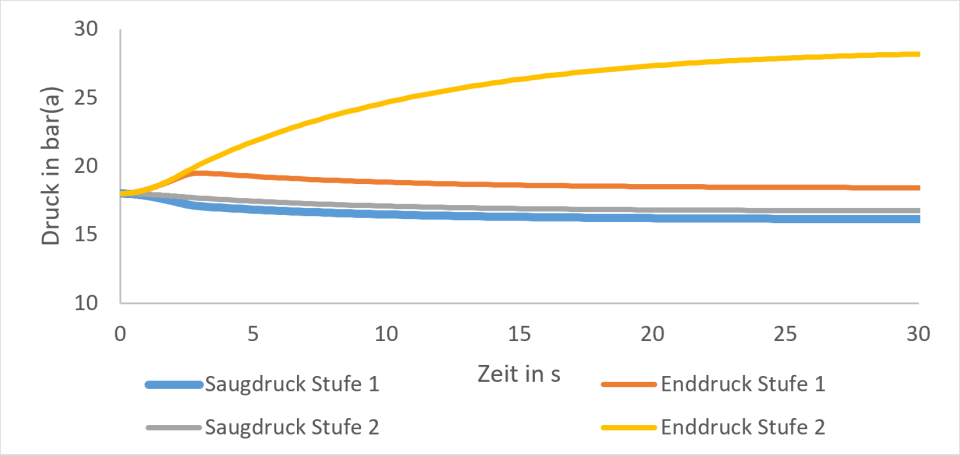


Abbildung 7 Druckverläufe während des Anfahrvorgangs mit vollständig geöffneten Stufen- und Kompressorbypass

Schnelles Schließen

Werden beide Bypassventile gleichzeitig sehr schnell innerhalb von wenigen Sekunden geschlossen, kommt es trotz des Stufenbypasses zu einem starken zwischenzeitlichen Anstieg des Zwischendrucks (vgl. Abbildung 8). Somit tritt das gleiche Problem wie bei der Variante ohne Stufenbypass auf. Es ist deshalb notwendig die Schließraten und Schließzeiten der Ventile zu bestimmen bzw. zu optimieren.

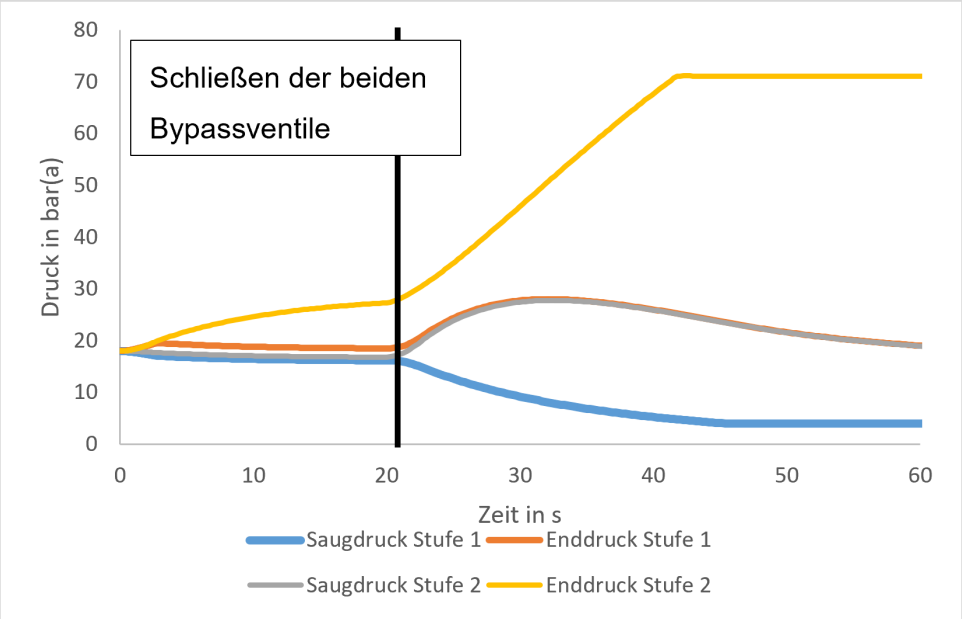


Abbildung 8 Druckverläufe für den Anfahrvorgang mit schnell schließenden Bypassventilen

Optimierte Schließzeiten

Es hat sich gezeigt, dass der Stufenbypass allein einen starken Anstieg des Zwischendrucks während des Anfahrvorgangs unter Settle-out-Druck nicht verhindern kann. Erst gut gewählte Schließraten und Schließzeitpunkte der Bypassventile verhindern ein Ansteigen des Zwischendrucks. Die genaue Bestimmung dieser Werte ist anwendungsspezifisch. Prinzipiell gilt, dass ein langsameres Schließen der Bypassventile zu besseren Verläufen führt. Gleichzeitig soll aber auch die gesamte Anfahrzeit nicht zu lange dauern.

Abbildung 9 zeigt für das Anwendungsbeispiel für die charakteristische Fahrweise 4 den Druckverlauf mit iterativ optimierten Schließzeiten. Der Zwischendruck steigt nur noch kaum an bzw. überschreitet den Startwert fast gar nicht mehr. Für eine vollständige Bewertung dieser Schließzeiten werden auch die Temperaturverläufe und die Ergebnisse der weiteren charakteristischen Fahrweisen mit diesen Schließzeiten untersucht.

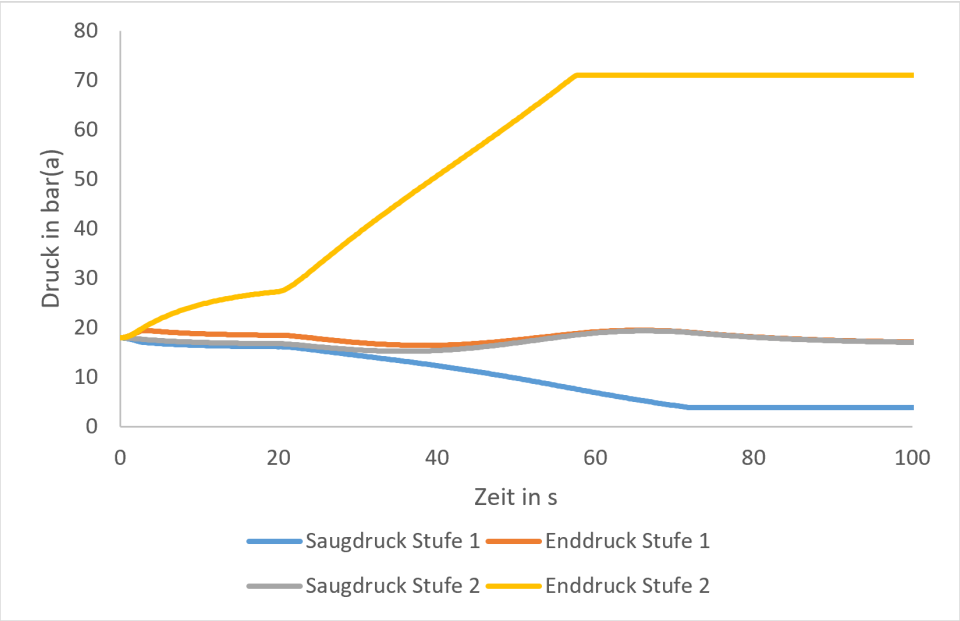


Abbildung 9 Druckverläufe für optimierte Schließzeiten

Abbildung 10 zeigt die Verläufe der Zwischendrücke für alle charakteristischen Fahrweisen. Der maximal mögliche Zwischendruck im stationären Betrieb stellt sich in den charakteristischen Fahrweisen 7 und 8 ein. In keinem Anfahrvorgang der acht charakteristischen Fahrweisen übersteigt der Zwischendruck diesen Maximalwert. Eine Überschreitung von Alarmwerten ist somit ausgeschlossen. Bei der Betrachtung der Temperaturverläufe stellt sich ebenfalls die charakteristische Fahrweise 4 als die kritische Fahrweise heraus. Die Temperaturverläufe (vgl. Abbildung 11) sind auch für diese Fahrweise mit den bestimmten Schließzeiten zufriedenstellend. Zuletzt wird eine kurzfristige Überlastung der Kompressorbauteilfestigkeit ausgeschlossen, indem die Auslastung an kritischen Stellen während der Anfahrvorgänge der charakteristischen Fahrweisen kontrolliert wird. Durch die Auslegung des Kompressors ist bereits sichergestellt, dass alle stationären Zustände am Ende der Anfahrvorgänge nicht zu einer Überlastung führen. Lediglich auffällige Stellen, innerhalb der Anfahrvorgänge mit beispielsweise einem ungewöhnlich hohen Druckverhältnis, gilt es zu kontrollieren. In dieser Beispielanwendung wurden dahingehend keine Auffälligkeiten festgestellt.

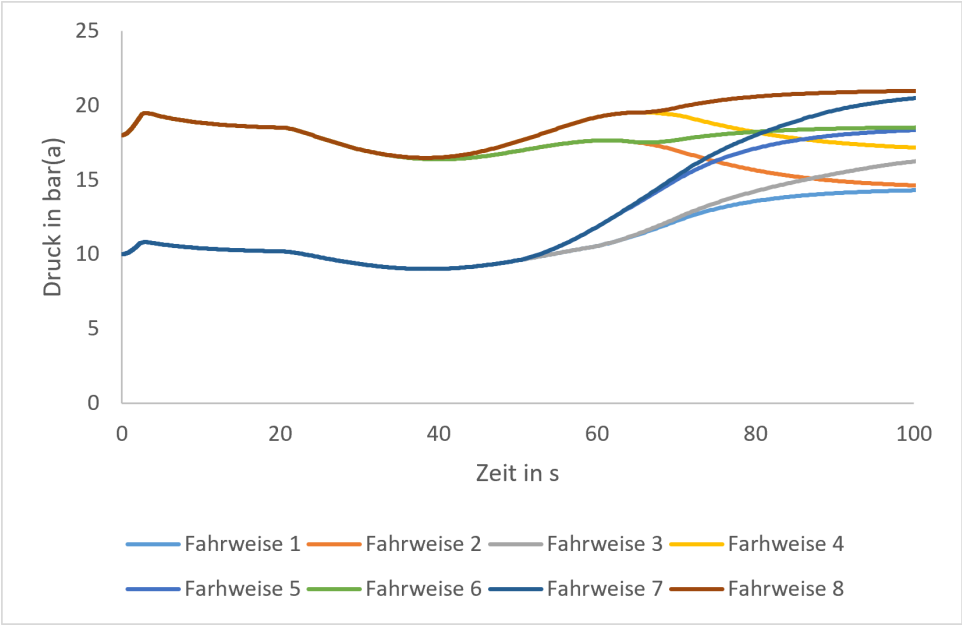


Abbildung 10 Zwischendruckverläufe der charakteristischen Fahrweisen mit optimierten Schließzeiten

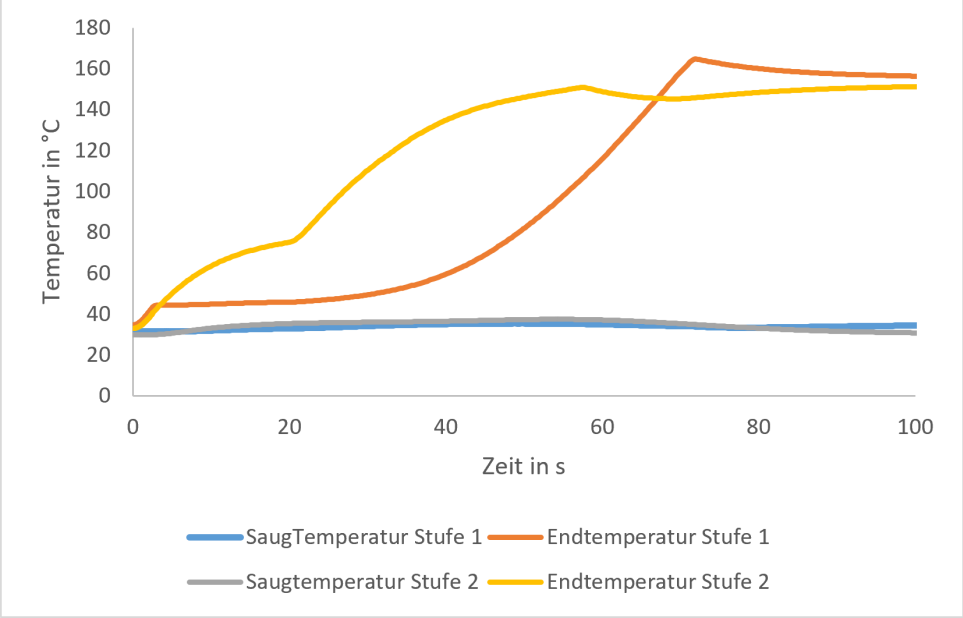


Abbildung 11 Temperaturverläufe mit optimierten Schließzeiten

Validierung

Für die Validierung der Aussagekraft der transienten Rechnung im Bezug auf die betrachtete Anwendung der Bestimmung der Schließzeiten der Bypassventile liegen von einem Anfahrvorgang eines Biogasverdichters unter erhöhtem Saugdruck Messdaten vor. Dieser Hochlauf wird nun mit der transienten Simulation nachgerechnet und die

Berechnungsergebnisse mit den Messungen verglichen. Der betrachtete Verdichter hat den gleichen hier vorgestellten Aufbau.
Es kam hierbei noch nicht das vorgestellte Verfahren zum Einsatz. Stattdessen wurden die Schließzeiten der Ventile vor Ort bei der Inbetriebnahme eingestellt.
Auch für dieses Projekt liegt im Zuge der Auslegung bereits ein genaues Berechnungsmodell mit Kompressor und Anlage vor, welches für die transiente Simulation genutzt werden kann. Der initiale Druck, der Saugdruck und der Enddruck dienen als Randbedingungen für die transiente Simulation. Da keine Temperaturmessungen vorliegen, wird die spezifizierte Saugtemperatur angenommen. Die beim gemessenen Anfahrvorgang angesteuerte Drehzahl und die Ventilschließzeiten werden in der Berechnung ebenfalls übernommen. In Abbildung 12 werden die berechneten Druckverläufe mit den gemessenen verglichen. Während sich die Verläufe des Saugdrucks gleichen, fällt beim Enddruck eine Abweichung in den Verläufen auf. Während sich die Verläufe des Enddrucks bis zu einem gewissen Zeitpunkt ebenfalls gleichen, ändert sich ab dann die Steigung des gemessenen Druckanstiegs. Dies ist mit den vorliegenden Informationen nicht zu erklären und wird folglich nicht von der Simulation abgebildet. Eine mögliche Erklärung wäre eine Interaktion mit der Druckseite des Kunden. Diese ist im Modell nicht berücksichtigt. Für die Bewertung der Aussagekraft der transienten Simulation ist besonders die Betrachtung des Zwischendrucks von Bedeutung, da vor allem dieser relevant für die Bestimmung der Schließzeiten ist. Hier fällt auf, dass der berechnete Maximalwert mit dem gemessenen Maximalwert des Zwischendrucks nahezu übereinstimmt. Auch die Zeitpunkte der Maximalwerte sind sehr ähnlich. Vor dem Erreichen des Maximums wird eine größere Druckdifferenz zwischen Enddruck erste Stufe und Saugdruck zweite Stufe gemessen, was unter anderem auf kleine Abweichungen in den Druckverlustberechnungen der Komponenten zurückgeführt werden kann.
Zusammenfassend lässt sich also eine gute Übereinstimmung zwischen transienter Simulation und Messung festhalten, was für eine gute Aussagekraft bei der Bestimmung der Ventilschließzeiten spricht.

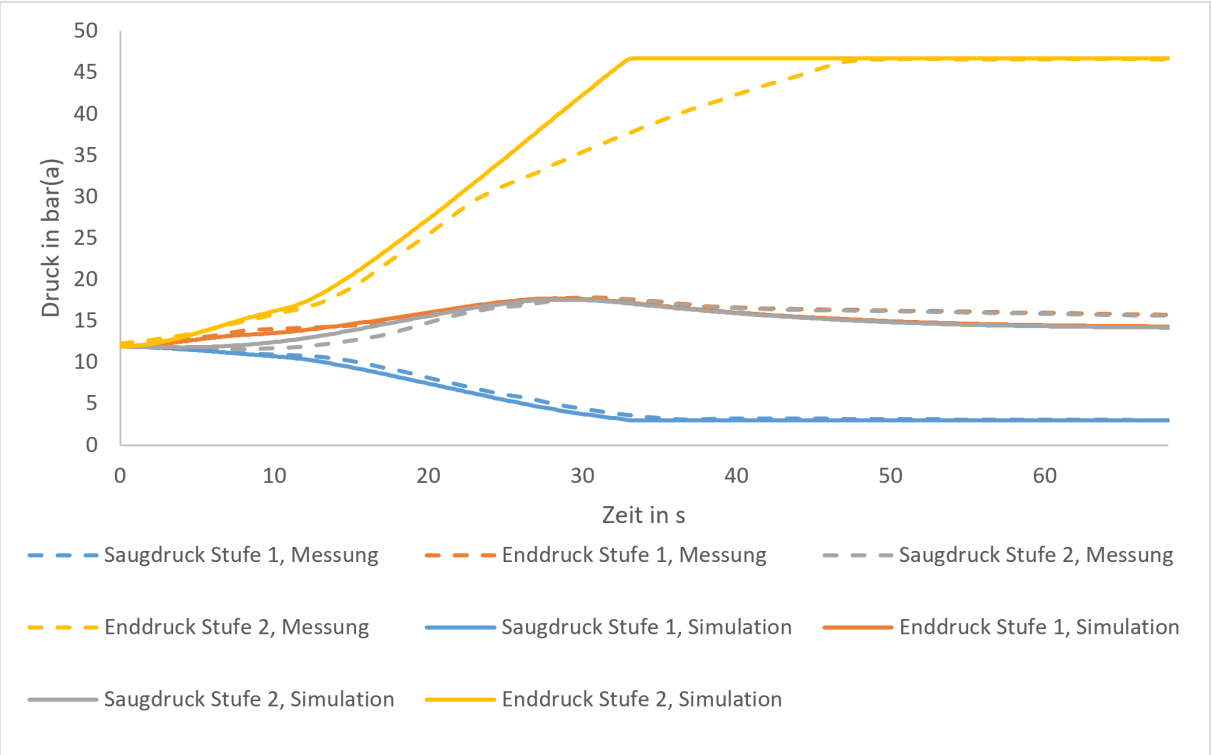


Abbildung 12 Vergleich von gemessenen und berechneten Druckverläufen während eines Anfahrvorgangs

Fazit

Das aufgrund der Zero-Emission Vorgabe notwendige Anfahren unter Settle-out-Druck bringt verschiedene Herausforderungen mit sich. Durch die Einführung einer zusätzlichen Bypassleitung um die erste Stufe lässt sich das Problem des kurzzeitigen Anstiegs des Zwischendrucks verhindern. Die Schließzeiten und Zeitpunkte beider Ventile müssen jedoch sorgfältig gewählt werden, um ein störungsfreies Anfahren zu gewährleisten.

Es hat sich gezeigt, dass die transiente Simulation bei der Bestimmung dieser Schließzeiten genutzt werden kann und somit einen erfolgreichen und sicheren Anfahrvorgang über den breiten Betriebsbereich eines Biogasverdichters sicherstellen kann. Die möglichen Anfahrsituationen werden dabei über charakteristische Fahrweisen berücksichtigt. Die Bestimmung der passenden Schließzeiten ist dabei ein iterativer Prozess, welcher am Ende eine passende Lösung bereitstellt, die einen Kompromiss zwischen einem besonders sanften und einem möglichst schnellen Hochlauf darstellt.

Die Aussagekraft der transienten Simulation konnte darüber hinaus mithilfe des Vergleichs der Ergebnisse einer transienten Simulation mit Messdaten validiert werden.

27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 14

Modernisierung einer Kolbenverdichteranlage: Messung – Studie – Retrofit – Wirksamkeitskontrolle

Dipl.-Ing. Joachim Holstein

KÖTTER Consulting Engineers GmbH

KÖTTER Consulting Engineers GmbH ● Bonifatiusstraße 400 ● 48432 Rheine ● Tel. +49 5971 9710-0
E-Mail: rheine@koetter-consulting.com ● www.koetter-consulting.com

Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

27. Kolbenverdichter-Workshop in Rheine, 07.-08.10.2026

Modernisierung einer Kolbenverdichteranlage

Erstmessung • Pulsations- und strukturdynamische Studie • Retrofit • Wirksamkeitskontrolle

Dipl.-Ing. Joachim Holstein
KÖTTER Consulting Engineers GmbH • Berlin



Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

Inhaltsübersicht

01 Situation und Aufgabenstellung
02 Anlagenbeschreibung
03 Messung und Analyse
04 Gekoppelte Studie
05 Lösungsvorschläge und Retrofit
06 Wirksamkeits-kontrolle

Schwerpunkte des Beitrags

Erstmessung • Pulsations- und strukturdynamische Studie • Retrofit • Wirksamkeitskontrolle

01 · SITUATION UND AUFGABENSTELLUNG

Ausgangssituation des Modernisierungsprojekts

Anlass und Umfang der Anlagenmodernisierung

- Verbesserte Abscheidung und Ausschleusung von Kondensat aus dem feuchten Prozessgas
- Erneuerung des Abscheidersystems
- Erneuerung eines Großteils des Rohrleitungssystems
- Erneuerung eines Großteils des Stahlbau- und Stützensystems
- Erneuerung der Rohrleitungshalterungen unter Berücksichtigung thermischer Dehnungen und strukturdynamischer Anforderungen

Schwingungstechnische Relevanz

- Schwingungsauffälligkeiten und wiederholte Schäden an Verdichter und Rohrleitungssystem im Ausgangszustand
- Wechselwirkungen zwischen Maschine, Fundamentierung, Rohrleitungen, Behältern/Abscheidern und Halterungen
- Geänderte Geometrien, Massen und Anschlusspositionen mit Auswirkungen auf das pulsations- und strukturdynamische Verhalten nach Retrofit

→ **Die Anlagenänderungen erforderten eine schwingungs- und pulsationstechnische Neubewertung.**

Das Ganze sehen.

01 · SITUATION UND AUFGABENSTELLUNG

Bearbeitungsprozess und fachliche Abstimmung

Schwingungs- und pulsationstechnische Untersuchung in enger Abstimmung mit den Projektbeteiligten

Messung und Analyse	Pulsations- und strukturdynamische Studie	Lösungs-vorschläge	Retrofit	Wirksamkeits-kontrolle
Erfassung und Bewertung der Ausgangssituation	Berechnung und Bewertung von Druckpulsationen und strukturdynamischer Schwingungsantwort	Ableitung und Abstimmung gezielter Minderungsmaßnahmen	Konstruktive Ausarbeitung und Umsetzung durch Planer und ausführende Dienstleister	Messtechnische Überprüfung und Bewertung des erreichten Anlagenzustands

Projektbeteiligte und Aufgaben

Betreiber	Planer	Ausführende Dienstleister	KÖTTER Consulting Engineers
Randbedingungen und Gesamtkoordination	Anlagenkonzept und konstruktive Integration	Bauliche Umsetzung der Planung	Schwingungs- und pulsationstechnische Untersuchung, Studie, Maßnahmenempfehlung und Wirksamkeitskontrolle

02 · ANLAGENBESCHREIBUNG

Verdichter

Technische Eckdaten

Bauart
Vertikaler Hubkolbenverdichter

Zylinder / Verdichterstufen
4 / 3

Arbeitsweise
Einfachwirkend

Drehzahl
375 min⁻¹

Fördermedium
Feuchtes Prozessgas

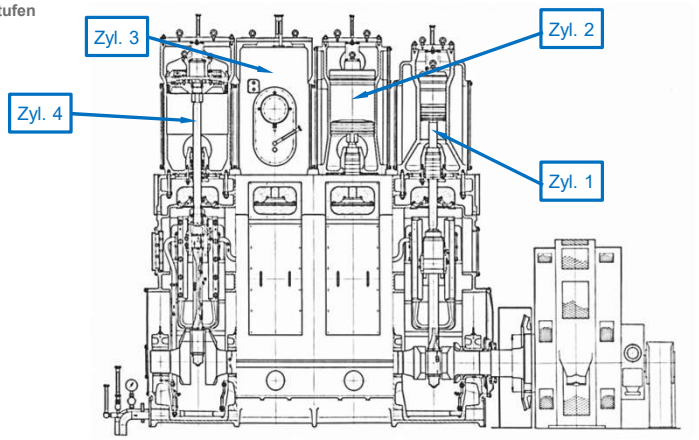
Förderstrom
ca. 4.500 Nm³/h

Laststufen
75 % · 87,5 % · 100 % über Rückstromventile an Zyl. 4 und 3 der 1. Stufe

Druckniveaus [bar(a)]
1,2 · 5,0 · 13,0 · 33,5

Stufenanordnung
- 1. Stufe (Zyl. 4 und Zyl. 3)
- 2. Stufe (Zyl. 2)
- 3. Stufe (Zyl. 1)

Seitenansicht des Verdichters



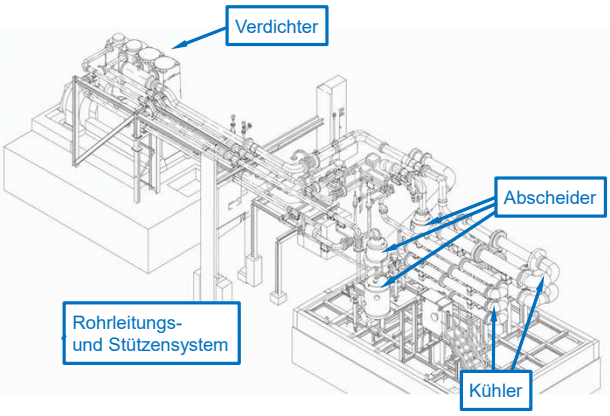
02 · ANLAGENBESCHREIBUNG

Fördermedium und Aufstellsituation

Gasdaten (Fördermedium)

	1.Stufe	2.Stufe	3.Stufe
Medium	feuchtes Prozessgas		
Gaskonstante [J/(kg K)]	317,2	317,2	387,9
Isentropenexponent [-]	1,165	1,17	1,198
Saugdruck [bar a]	1,2	5,0	13,0
Saugtemperatur [°C]	20	30	30
Realgaskoeffizient Saugseite [-]	0,99	0,976	0,965
Förderdruck [bar a]	5,0	13,0	33,5
Fördertemperatur [°C]	86	77	81
Realgaskoeffizient Druckseite [-]	0,99	0,976	0,97

Aufstellsituation



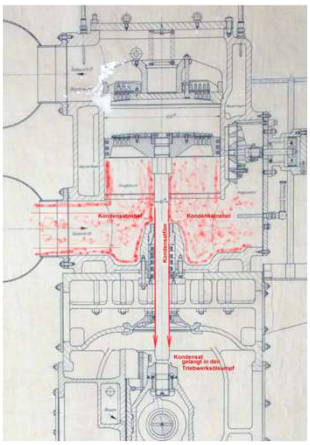
Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

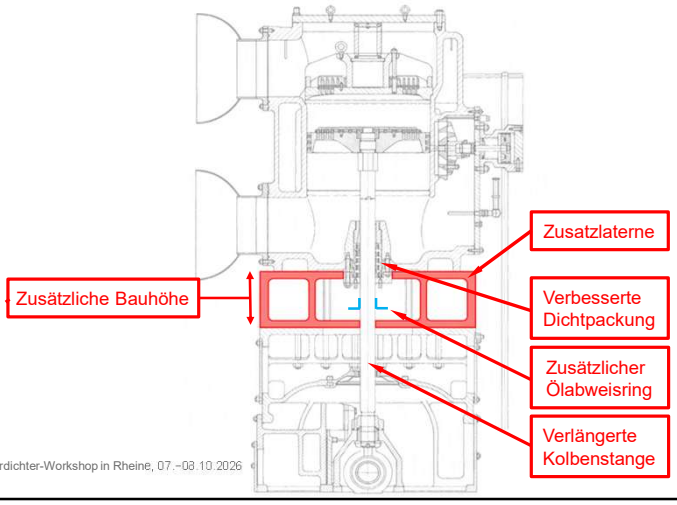
02 · ANLAGENBESCHREIBUNG

Kondensat im Kurbelgehäuse – Problematik und Optimierung

Verdichter-Kondensatproblematik



Verdichter-Kondensatoptimierung



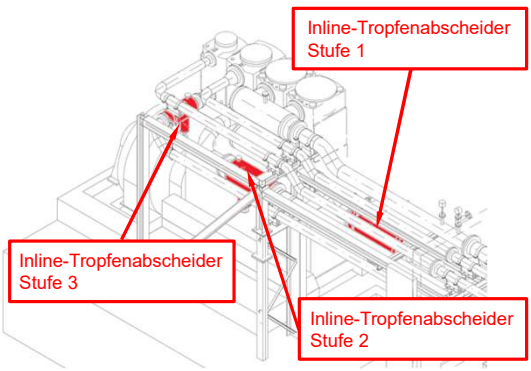
Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

02 · ANLAGENBESCHREIBUNG

Kondensat im Prozessgas – Problematik und Optimierung

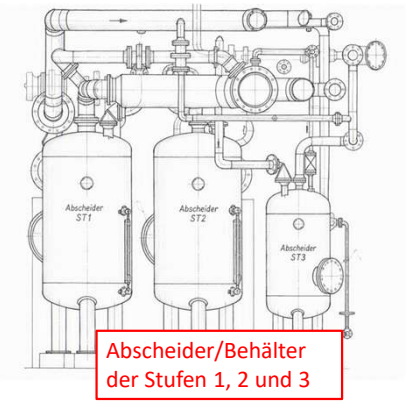
Inline-Tropfenabscheider





Inline-Tropfenabscheider (Kriechstromabscheider)

Abscheider-Kondensatbehälter

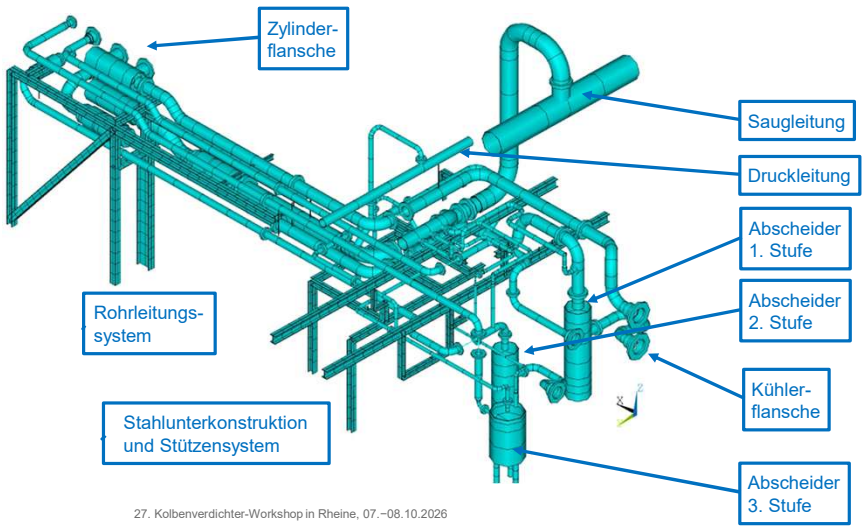


02 · ANLAGENBESCHREIBUNG

Neues Rohrleitungs- und Abscheidersystem

Betreiber/Planer:
Die unzureichend wirksame Abscheidung erfordert neue wirksame Abscheider/Behälter und neue Inline-Tropfenabscheider

Betreiber/Planer:
Die zusätzliche Bauhöhe erfordert eine weitgehende Erneuerung des Rohrleitungs- und Stützensystems



03 · MESSUNG UND ANALYSE

Bewertungsgrundlagen für Schwingungen

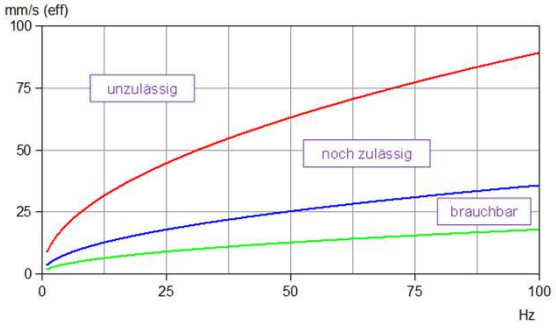
Schwingungen · DIN ISO 20816-8

Teil des Kompressorsystems	A/B	B/C	C/D
Unterkonstruktion / Fundament	2,0	**3,0**	4,5
Gehäuse oben	5,3	**8,0**	12,5
Zylinder seitlich	10,7	**16,0**	24,0
Zylinder in Hubrichtung	8,7	**13,0**	19,5
Pulsationsdämpfer / Hauptrohrleitung	12,7	**19,0**	28,5

Bewertungsbereichsgrenzen in mm/s (eff)

Zone	Bereich	Kriterium	Beschreibung
A	≤ A/B	Zulässig	Kompressorsysteme mit Schwingungen innerhalb dieser Zonen werden üblicherweise als für einen Dauerbetrieb geeignet angesehen.
B	> A/B und ≤ B/C		
C	> B/C und ≤ C/D	Grenzwertig	Eine Analyse und möglicherweise eine Korrektur sind vorzunehmen. Zwischen dem Anbieter und Käufer ist zu klären, ob der Kompressor für einen sicheren Dauerbetrieb geeignet ist.
D	> C/D	Unzulässig	Eine Korrektur ist dringend durchzuführen oder die Abschaltung zu erwägen.

Biegeschwingungen von Rohrleitungen · VDI 3842



10

03 · MESSUNG UND ANALYSE

Bewertungsgrundlagen für Pulsationen

Druckpulsationen in Rohrleitungen · API 618

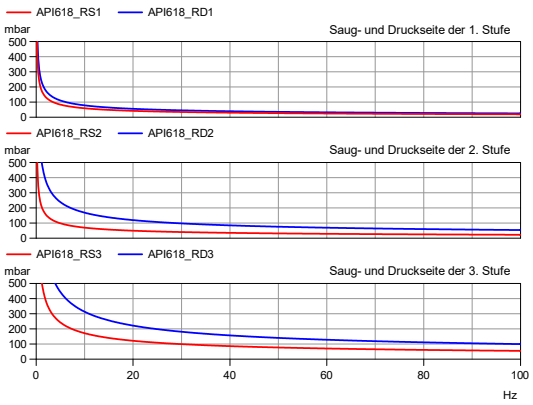
Frequenzabhängiger Richtwert für Grundfrequenz und Harmonische

$$\Delta p_{lim} = 2 \sqrt{\frac{c}{350}} \sqrt{\frac{p_e}{d \cdot f}} \quad [bar]$$

mit

Δp_{lim}	[bar]:	Maximal zulässige Amplitude der Druckpulsation für die Grundfrequenz bzw. Harmonischen des Fördervorganges
c	[m/s]:	Schallgeschwindigkeit
p_e	[bar]:	Statischer Druck in der Rohrleitung (absolut)
d	[mm]:	Innendurchmesser der Rohrleitung
f	[Hz]:	Pulsationsfrequenz.

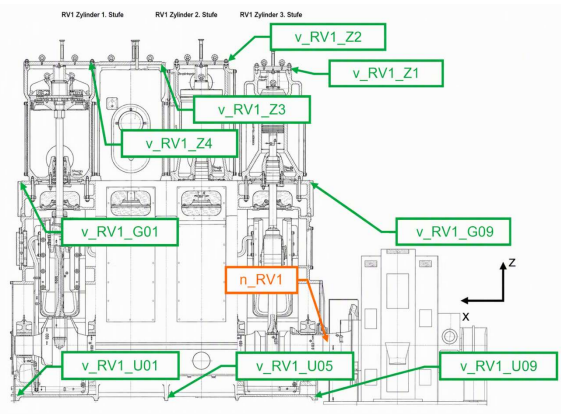
Grenzkurven der Pulsationen



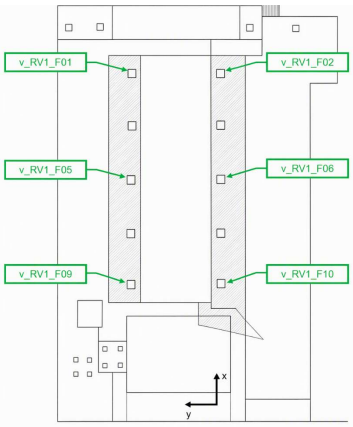
03 · MESSUNG UND ANALYSE

Erstmessung vor Retrofit

Messpositionen



Messpositionen an Unterbau und Fundament





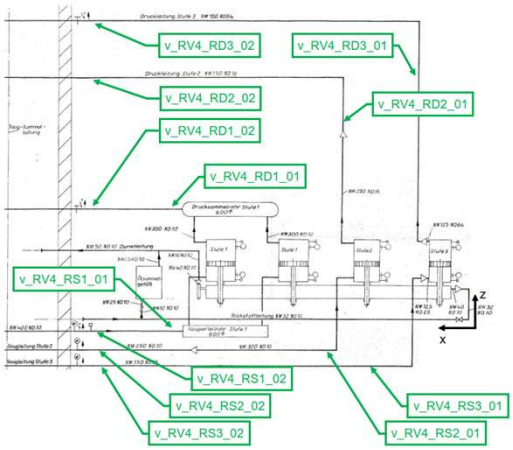
Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

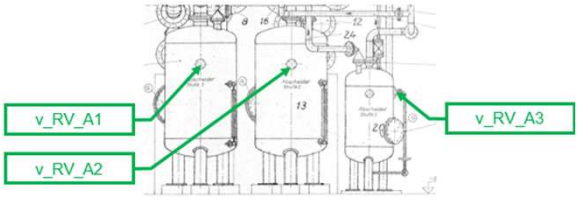
03 · MESSUNG UND ANALYSE

Erstmessung vor Retrofit

Messpositionen am Rohrleitungssystem



Messpositionen an Abscheidern/Behältern



Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

Erstmessung – Ergebnisübersicht

Maximalgesamteffektivwerte

Fundament	**1,2**	mm/s	B/C: 3,0 C/D: 4,5
Unterkonstruktion	**8,2**	mm/s	B/C: 3,0 C/D: 4,5
Gehäuse oben	**11,0**	mm/s	B/C: 8,0 C/D: 12,5
Zylinder seitlich	**19.0**	mm/s	B/C: 16,0 C/D: 24,0
Rohrleitungen/Behälter	**25,7**	mm/s	B/C: 19,0 C/D: 28,5

Einordnung

- Fundament in Zone A
- Unterkonstruktion in Zone D
- Gehäuse und Zylinder in Zone C
- Rohrleitungs-/Behälterschwingungen in Zone C

→ Unterkonstruktion im Bewertungsbereich D

03 · MESSUNG UND ANALYSE

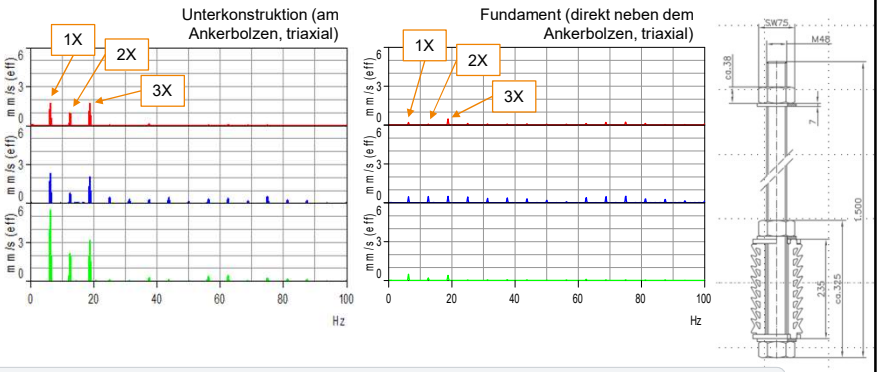
Erstmessung – Analyse Unterkonstruktion / Fundament

Messtechnischer Befund

- Erhöhte Schwinggeschwindigkeiten bis 8,2 mm/s an der Unterkonstruktion
- Messwert liegt oberhalb der Grenze C/D von 4,5 mm/s und damit in Zone D (unzulässig)
- Abweichendes Bewegungsverhalten zwischen Unterkonstruktion und Fundament
- Befund: lose Ankerbolzen und dadurch fehlender Kraftschluss

Die gelockerte Verankerung erfordert eine Sanierung der Verdichteraufstellung

Nachweis an Unterkonstruktion und Fundament



→ **Nicht ausreichend kraftschlüssige Verbindung zwischen Maschinenunterkonstruktion und Fundament.**

Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

03 · MESSUNG UND ANALYSE

Messung vor Retrofit – Einfluss der Maschinenverankerung

Wirkungskette der unzureichenden Verankerung

Befund

unzureichender Kraftschluss des Unterbaus zur Fundamentierung

→

Dynamische Auswirkung

erhöhte dynamische Nachgiebigkeit der Aufstellung

→

Schwingungsantwort

verstärkte Bewegungen von Unterkonstruktion und Maschine

→ **Die unzureichende Verankerung begünstigte die erhöhte Schwingungsantwort unter Betriebsanregung**

03 · MESSUNG UND ANALYSE

Erstmessung vor Retrofit – Zwischenfazit

Schwingungstechnische Bewertung

- Die Erstmessung weist erhöhte Schwingungen an Verdichter, Rohrleitungen und Behältern/Abscheidern auf.
- Die betriebsbedingten Anregungen des Verdichters führen im gekoppelten Gesamtsystem zu unzulässig erhöhten Schwingungen.
- An der Unterkonstruktion (Fußpunkte) wurden deutlich erhöhte Schwingungen und ein nicht-bestimmungsgemäßes Bewegungsverhalten zum Fundament festgestellt.
- Gelockerte Ankerbolzen verursachen einen fehlenden Kraftschluss zwischen Unterkonstruktion und Fundament.
- Dadurch entsteht eine erhöhte dynamische Nachgiebigkeit der Aufstellung mit verstärkter Bewegungsantwort.
- Die Befunde erfordern konstruktive Ertüchtigungsmaßnahmen und eine anschließende messtechnische Wirksamkeitskontrolle.

Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

04 · GEKOPPELTE STUDIE

Neues Rohrleitungs- und Apparatesystem

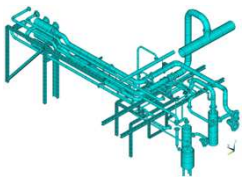
Modellierter Systemumfang

A Saugseite
vom Sammler bis zur 1. Stufe

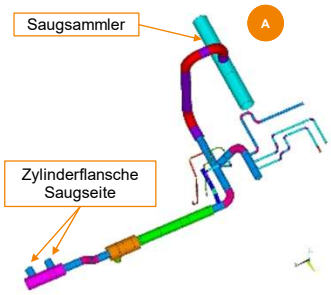
B 1. Zwischenstufe
Austritt der 1. Stufe über Kühler und Abscheider bis zum Eintritt in 2. Stufe

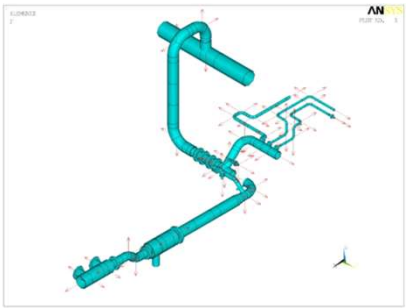
C 2. Zwischenstufe
Austritt der 2. Stufe über Kühler und Abscheider bis zum Eintritt in 3. Stufe

D Druckseite
Austritt der 3. Stufe über Abscheider zum Sammler



Akustische und strukturmechanische Berechnungsmodelle





Abbildungen: Akustisches Teilmodell A (links) der Pulsationen der saugseitigen Rohrleitungen sowie Ausschnitt aus dem strukturmechanischen FE-Modell (rechts) mit den angreifenden Gaskräften

04 · GEKOPPELTE STUDIE

Akustische Pulsationsstudie – Modell und Berechnungsbereich

Vier Teilmodelle A-D bilden das mit dem Verdichter gekoppelte Rohrleitungssystem ab

[A] SAUGSEITE
bis zur 1. Stufe

→

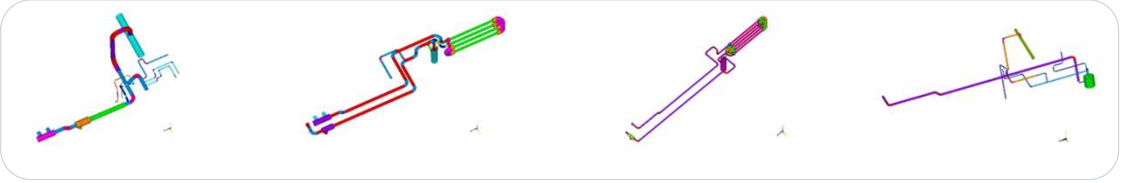
[B] 1. ZWISCHENSTUFE
Kühler · Abscheider

→

[C] 2. ZWISCHENSTUFE
Kühler · Abscheider

→

[D] DRUCKSEITE
bis zum Sammler

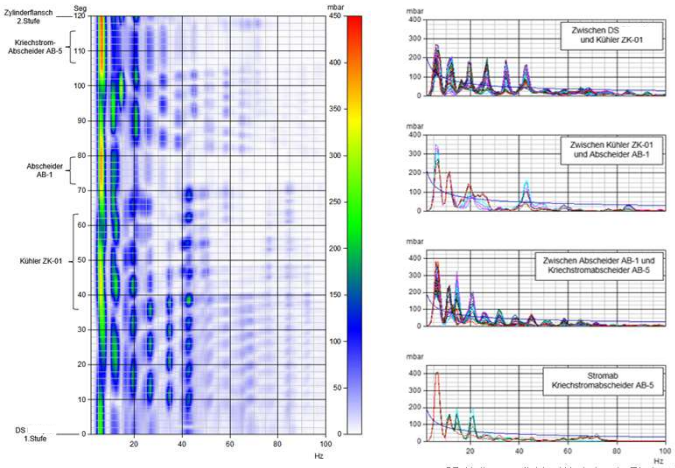


→ Die akustische Simulation lokalisiert Resonanzen und bestimmt die pulsationsbedingte Anregung des Rohrleitungssystems.

04 · GEKOPPELTE STUDIE

Akustische Simulation – Planungszustand exemplarisches Ergebnis

Resonanzlage und Pulsationsniveau im Planungszustand



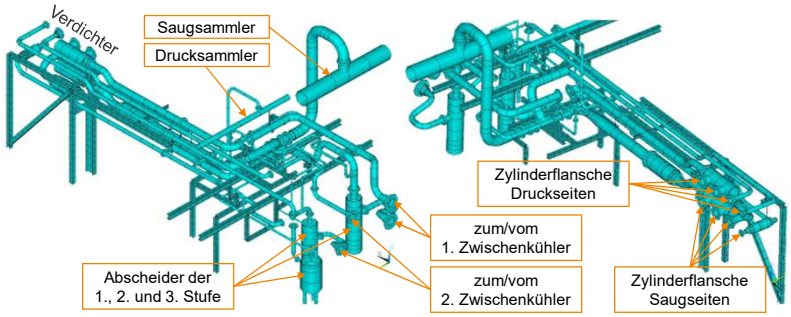
→ Im Planungszustand führen akustische Resonanzen zu deutlich erhöhten Druckpulsationen in einzelnen Rohrleitungsbereichen.

04 · GEKOPPELTE STUDIE

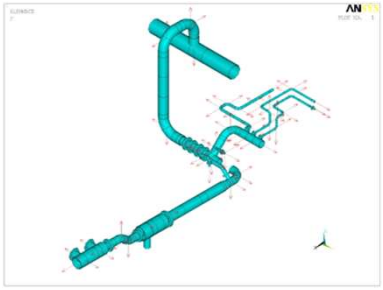
Kopplung mit der Strukturdynamik

Akustisch berechnete Gaskräfte bilden die Anregung des Strukturmodells

Druckpulsationen → Dynamische Gaskräfte → FE-Modell → Dynamische Nachgiebigkeit → Strukturantwort



→ Die akustisch berechneten Gaskräfte bilden die Anregung des strukturmechanischen Modells.



04 · GEKOPPELTE STUDIE

Strukturdynamische Antwort – Planungszustand

Eigenform und berechnete Betriebsschwingung im maßgebenden Bereich (Planungszustand)

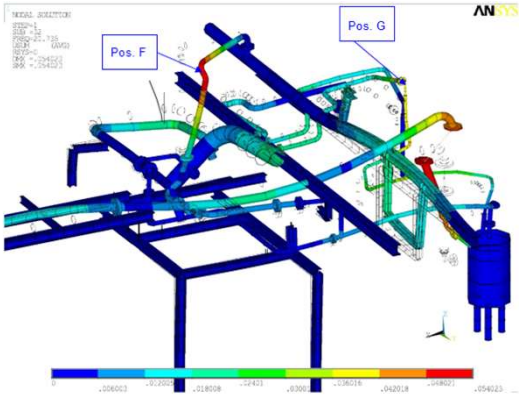


Abbildung: Strukturmechanische Eigenform des Rohrleitungsbereiches auf der Druckseite der 3. Stufe bei ca. 21 Hz

→ Erst die Kopplung aus Gasanregung und dynamischer Nachgiebigkeit zeigt das tatsächlich zu erwartende Schwingungsniveau.

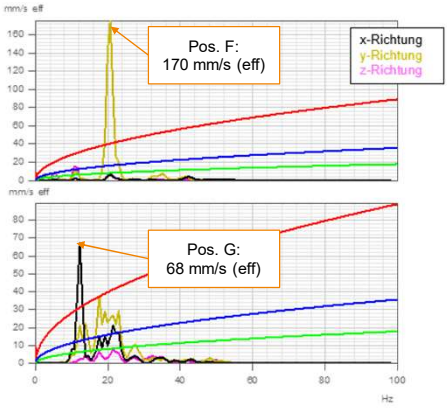
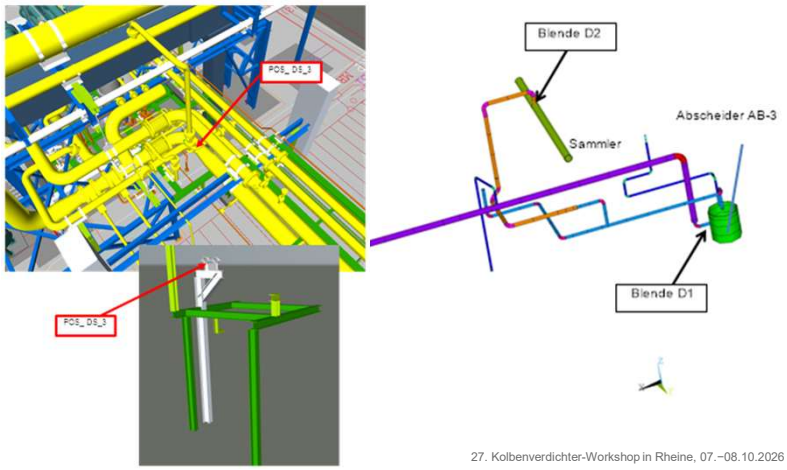


Abbildung: Schwinggeschwindigkeiten Position F (oben) und G (unten) vs. VDI 3842 im Planungszustand

04 · GEKOPPELTE STUDIE

Strukturdynamische Antwort – Modifikationszustand

Modifikationsmaßnahmen am Beispiel der Druckstufe



Schwingungsprognose mit Modifikationsmaßnahmen

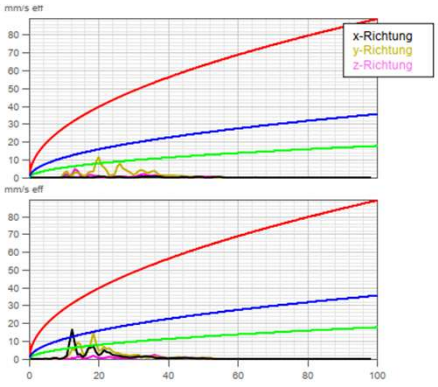
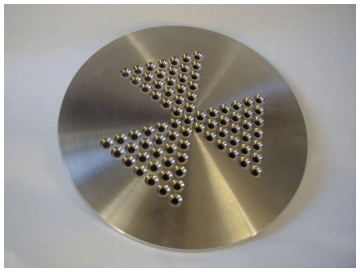


Abbildung: Schwinggeschwindigkeiten Position F (oben) und G (unten) vs. VDI 3842 mit Modifikationsmaßnahmen

05 · LÖSUNGSVORSCHLÄGE UND RETROFIT

Pulsationsdämpferplatten – Reduktion der Anregung

Akustische Maßnahme im Gasstrom



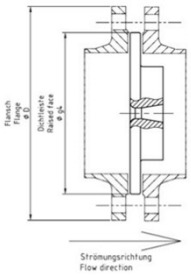


Abbildung: Pulsations-Dämpferplatte (PDP) nach dem KÖTTER-Prinzip (Patent)

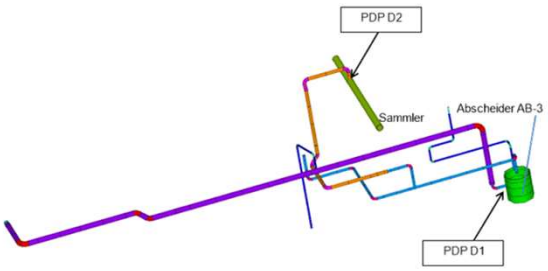


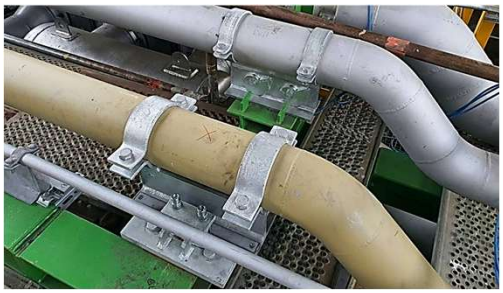
Abbildung: Empfohlene Positionen für PDP auf der Druckseite

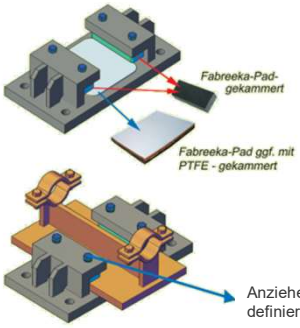
→ Die PDP reduzieren die Anregung; die Rohrhalterungen begrenzen die dynamische Antwort.

05 · LÖSUNGSVORSCHLÄGE UND RETROFIT

Rohrleitungshalterungen

Ausgeführte Lager- und Halterungskonstruktionen





Technische Funktion

- Oben im Bild: einstellbares Führungslager mit Exzenter-Höhenverstellung
- Unten im Bild: Lager mit thermischer Verschiebungsmöglichkeit
- Hohe dynamische Steifigkeit bei definierter Lastabtragung
- Funktionskontrolle im kalten und betriebswarmen Zustand

→ Abgestimmt eingesetzte Halterungen reduzieren die dynamische Nachgiebigkeit und gewährleisten eine definierte Lastabtragung.

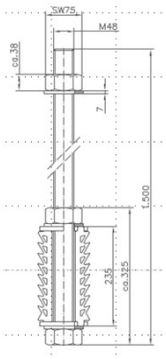
Das Ganze sehen.

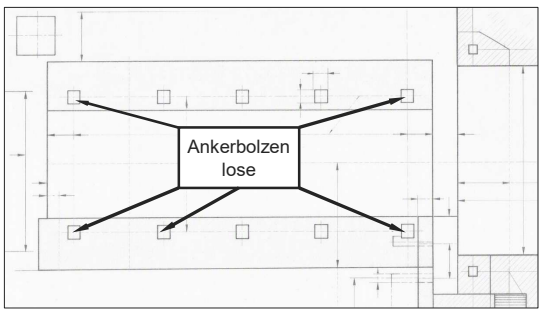
KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

05 · LÖSUNGSVORSCHLÄGE UND RETROFIT

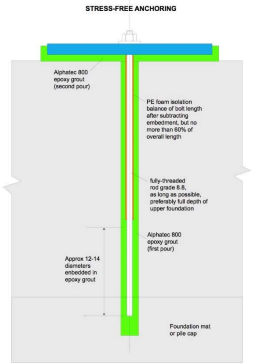
Verdichteraufstellung – Sanierungsmaßnahme

Überprüfung – Befund lose Ankerbolzen





Lösungsvorschlag – Erneuerung mit Vergussankern

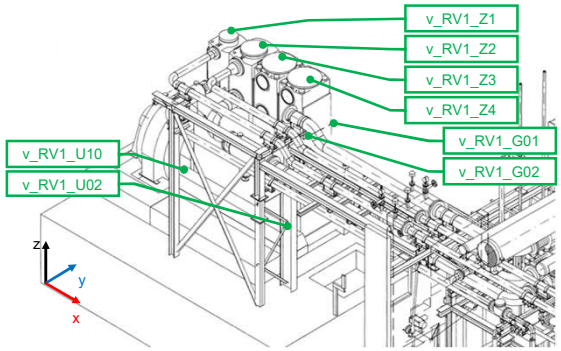


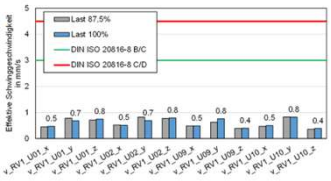
→ Vorspannung reduziert, Ankopplung gestört → Vergussanker stellen die planmäßige Vorspannung wieder her.

06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

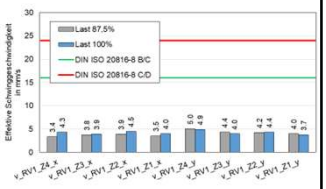
Schwingungssituation nach Retrofit

Messpositionen am Verdichter



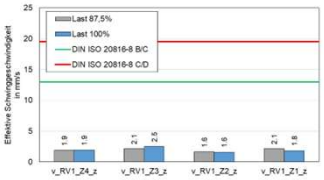


Schwingungen an Unterbau und Verdichtergehäuse



Schwingungen an den Zylindern (seitlich und Hubrichtung)





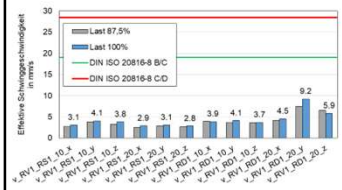
Das Ganze sehen.

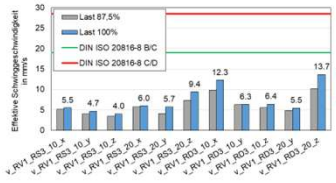
KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

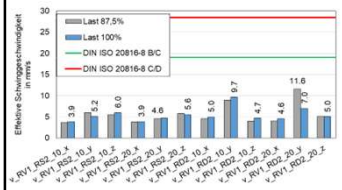
06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

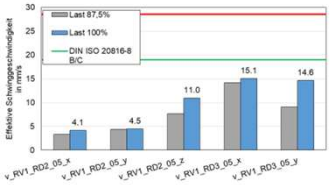
Schwingungssituation nach Retrofit

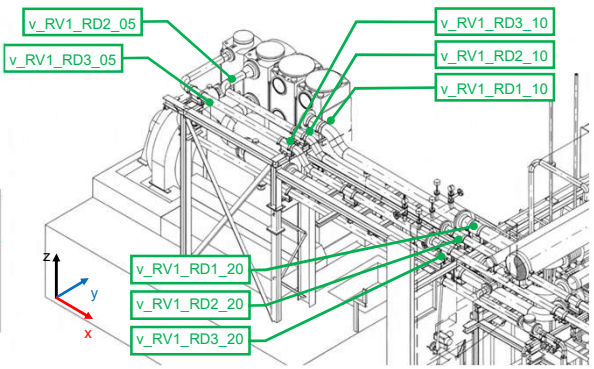
Messpositionen am verdichternahen Rohrleitungssystem







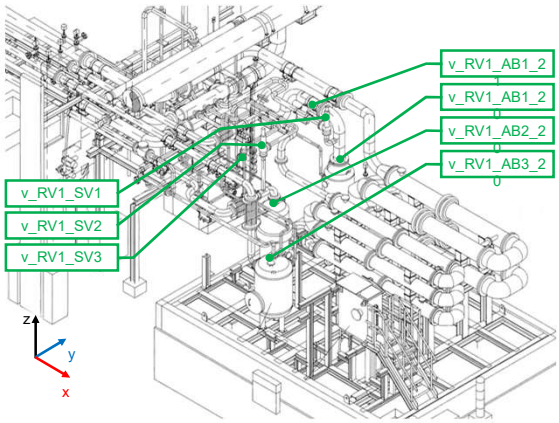


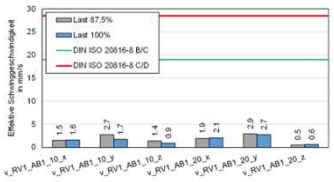


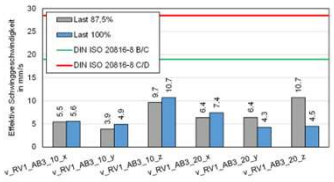
06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

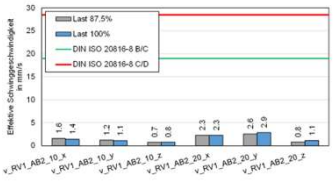
Schwingungssituation nach Retrofit

Messpositionen an Abscheidern









06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

Schwingungen nach Retrofit – abschließende Bewertung

Maximalgesamteffektivwerte

Unterbau/Fundament	**0,8** mm/s	B/C: 3,0 C/D: 4,5
Gehäuse oben	**2,5** mm/s	B/C: 8,0 C/D: 12,5
Zylinder, seitlich	**5,0** mm/s	B/C: 16,0 C/D: 24,0
Zylinder, Hubrichtung	**2.6** mm/s	B/C: 13,0 C/D: 19,5
Rohrleitungen/Behälter	**15,1** mm/s	B/C: 19,0 C/D: 28,5

→ Alle Messwerte liegen unterhalb der jeweiligen B/C-Bewertungsbereichsgrenze

06 · WIRKSAMKEITSKONTROLLE

Fazit

Systemverständnis: Entscheidend war, Pulsationsanregung, Kraftschluss und dynamische Nachgiebigkeit im Zusammenhang zu betrachten.

Umsetzung: Die Maschinenverankerung wurde ertüchtigt. Das neue Rohrleitungs- und Halterungssystem wurde nach pulsations- und strukturdynamischen Anforderungen ausgelegt und umgesetzt.

Zusammenarbeit: Betreiber, Planer, ausführende Firmen und schwingungstechnische Fachberatung arbeiteten bei Auslegung und Umsetzung eng zusammen.

→ Ertüchtigte Maschine und neues Rohrleitungssystem sind schwingungstechnisch in gutem Zustand.

Das Ganze sehen.

KÖTTER CONSULTING ENGINEERS

27. Kolbenverdichter-Workshop in Rheine, 07.-08.10.2026

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Dipl.-Ing. Joachim Holstein
KÖTTER Consulting Engineers GmbH · Berlin
j.holstein@koetter-consulting.com



27. Workshop Kolbenverdichter 2026

07. und 08. Oktober 2026

Vortrag 15

H_2-Kolbenverdichter für die Wasserstoffspeicherung – Optimierungsmaßnahmen und Erkenntnisse aus den ersten Inbetriebnahmen

Dr.-Ing. Sandra Hüttemann

RWE Gas Storage West GmbH

RWE

H_2-Kolbenverdichter für die Wasserstoffspeicherung – Optimierungsmaßnahmen und Erkenntnisse aus den ersten Inbetriebnahmen

Dr.-Ing. Sandra Hüttemann, RWE Gas Storage West GmbH

09.10.2026

Agenda

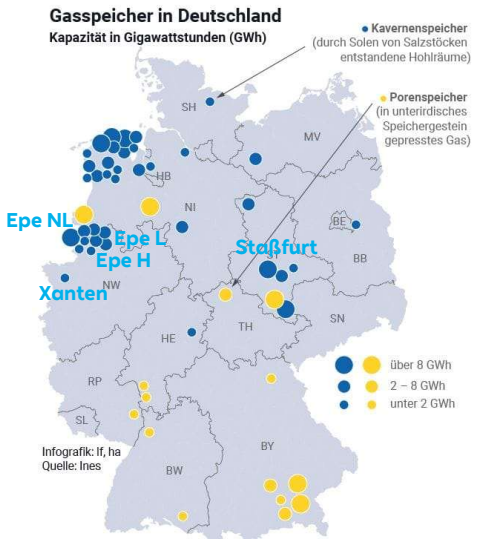
27. Workshop Kolbenverdichter

I. Vorstellung der RWE Gas Storage West
II. GETH2 IPCEI – die Wertschöpfungskette für Wasserstoff
III. Besonderheiten des Betriebs von H2-Verdichtern

RGSW – wer sind wir und was wir machen

Das ist die RWE Gas Storage West GmbH

Speicherbetreiber und Pionier bei der Wasserstoffspeicherung



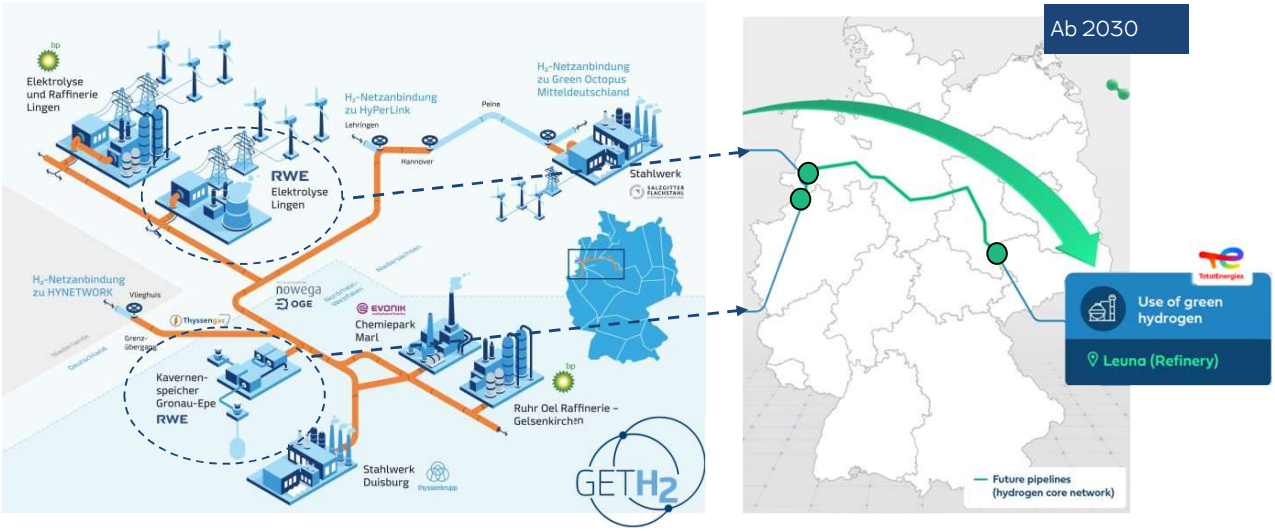


RWE

GETH2 IPCEI – die gesamte Wertschöpfungskette von Wasserstoff

GETH2 IPCEI – Element für eine H2 Infrastruktur

Abdeckung der gesamten Wertschöpfungskette für Wasserstoff



Quelle: GET H2: https://www.get-h2.de/geth2-projekte/; Ausbau bis 2030; & RWE Veröffentlichung

Zahlen, Daten & Fakten von unserem H_2-Speicher

Die erste Ausbaustufe hat ca. 135 GWh Speicherkapazitäten



Technische Daten des H2-Speichers

Anzahl der Salzkavernen	2
Hohlraumvolumen	ca. 250.000 m^3
Minimaldruck	ca. 80 bar
Maximaldruck	ca. 210 bar
Arbeitsgasvolumen (kummuliert)	ca. 38 Millionen Nm^3 H2 (≈ **135 GWh**)
Einlagerleistung (kummuliert)	ca. 50.000 Nm^3/h (≈ 177 MW)
Auslagerleistung (kummuliert)	ca. 50.000 Nm^3/h (≈ 177 MW)

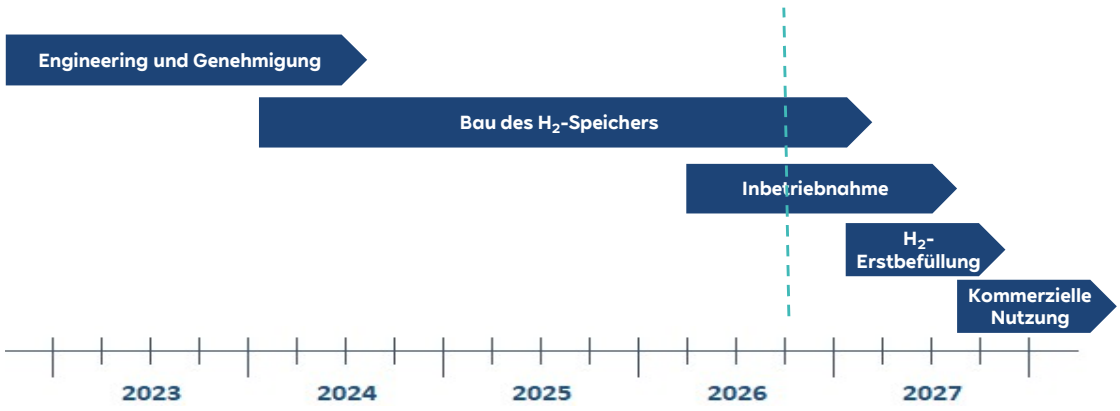
RWE

Seite 3

Projektlaufzeit unseres H_2-Speichers

H_2-Speicher haben eine lange Genehmigungs- und Entwicklungszeit

- H_2-Speicher Gronau-Epe – Projekt mit idealen Voraussetzungen
- Bestandsgelände mit Nutzung vorhandener Kavernen und IPCEI-Förderung
- Teil des GET H2 Konsortiums zur Vermeidung des Henne-Ei-Problems



RWE

Seite 8


März 2024:
Start der Baustelle
Geländeanpassung
Baufeldvorbereitung
RWE
Seite 9


November 2024:
Hochbau
Verdichterhalle
Erdverlegter
Rohrleitungbau




März 2025:
Fertigstellung der ersten Gebäude
Bautätigkeiten im Bereich Ausspeicherung


September 2025:
Obertägiger Rohrleitungsbau
Anlagenbau Ein- und Ausspeicherung
RWE
Seite 13


Oktober 2026:
Elektrische Ausbauarbeiten
Inbetriebnahme Stationseingang
Seite 14

RGSW hat weitere H2-Speicherprojekte in der Planung

Investition nur, wenn die Rahmenbedingungen stimmen

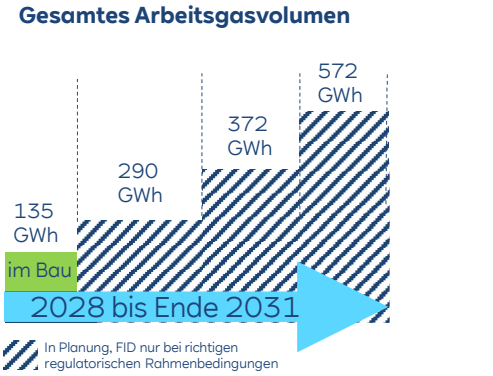
Mögliche RGSW H_2-Speicherstandorte



Standorte:

1. Epe 1, IPCEI
2. Epe 2, CEF-E
3. Epe 3, PCI
4. Staßfurt H_2

Kapazitätsentwicklung RGSW-Projekte



Quelle: FNB Gas „Kernnetz", eigene Darstellung

Engineering, Bau und Inbetriebnahme eines Kolbenverdichters für die H2-Speicherung

Erfahrungsbericht zur Beschaffung eines Kolbenverdichters

Vertrauensvolle Zusammenarbeit zwischen Kunde und Hersteller führt zum Erfolg

Engineering:

- Viele Themen entwickelten sich während des Engineerings
- Teilweise neue Anforderungen aufgrund von äußeren Änderungen
  - Änderung Mindestdruck im Kernnetz
  - Änderung Mindestdruck der Kaverne
- viele Design-Entscheidungen aus der Angebotsphase sind neu zu bewerten

Inbetriebnahme:

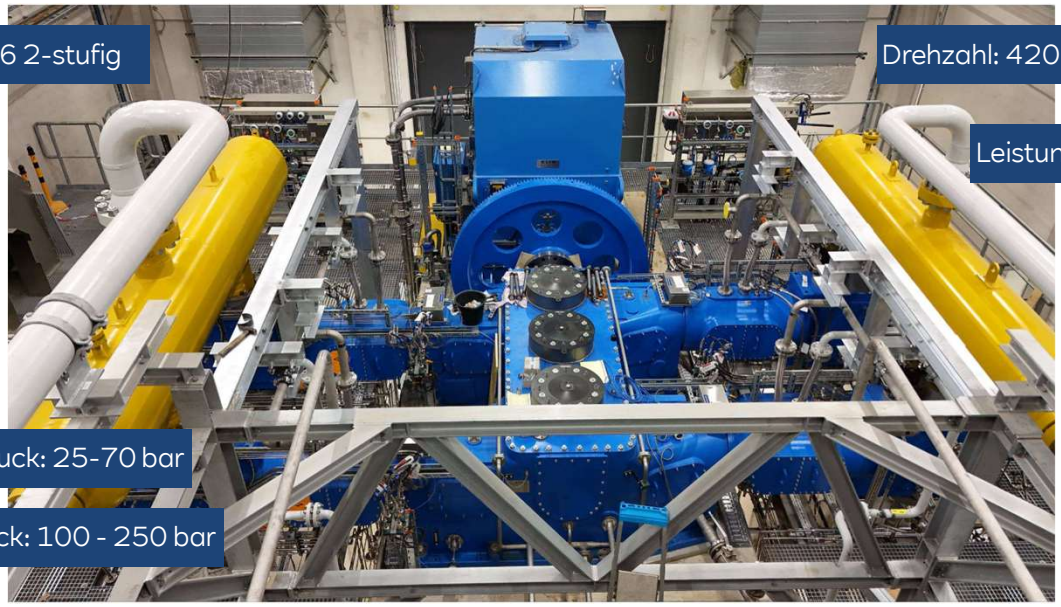
- Enge Zusammenarbeit zwischen RWE und Hersteller ist notwendig, um Lösungen zu finden
  - Fehlerhaftes Auslösen des SBVs im Ölsystem während der IBN - Einbindung der Fachfirma, betriebliche Erfahrung zur Lösung des Problems
  - Entwicklung eines Kühlsystems für Motor und Maschine mit ATEX Anforderungen

RWE

17

Zahlen, Daten, Fakten des H2-Kolbenverdichters

Effizienter Betrieb der Verdichter möglich



RWE

Seite 18

Erkenntnisse und Erfahrungen der bisherigen Inbetriebnahmen

Lastlauf des Hauptmotors mit Frequenzumrichter

Entlastung der ambitionierten Inbetriebnahmephase



- Motor FAT mit original FU und Kühlskid im Werk
- Vorzeitige Systemkonfiguration des FUs möglich
- Nutzung Original-FU für EX-Zertifizierung
- Einschließlich Baumusterprüfung durch externe Überwachung

→ deutliche Entlastung der IBN-Phase auf der Baustelle

Drehzahltest des Hauptmotors im Feld

Erkenntnisse sind Grundlage für erfolgreichen mechanischen Probelauf



- Drehzahltest und Drehrichtungsprüfung mit entkoppelter Maschine vor mechanischem Probelauf
- Abfahren des Drehzahlbandes inkl. Schwingungsprüfung und Check der magnetischen Mitte
- IBN der H2-spezifischen Drehzahlerfassung
- Erkenntnisse über erforderliche EMV-Optimierung

→ Mängel können vor dem MRT abgestellt werden

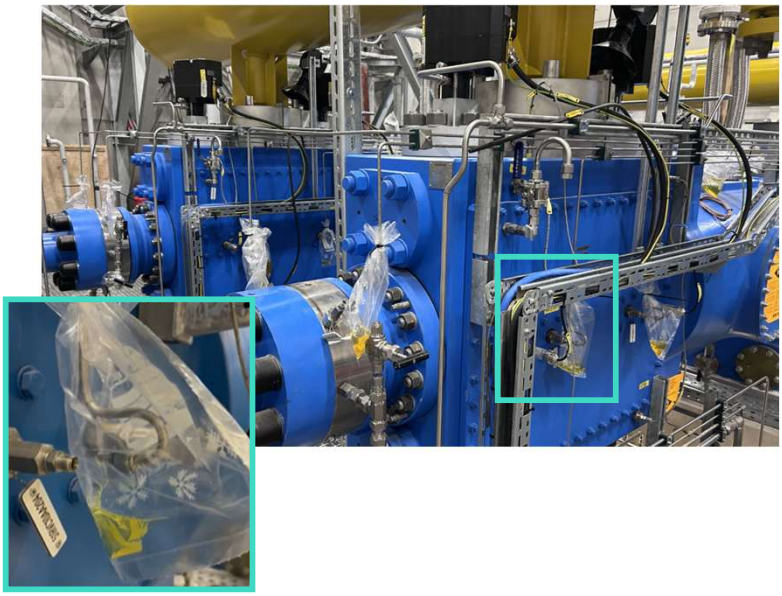
RWE

22

Inbetriebnahme der Xperlube

Wartung des Verdichters auch ohne Betrieb möglich

- Zylinderschmierung für Kolben und Kreuzkopf
- Prüfung des Triebwerköls auf Reinheit im Labor zum Schutz der Maschine
- Prüfung der Zuordnung der Schmierstellen im Leitsystem
- Prüfung der Schmierstellen
  - Durchfluss eingestellt
  - Öldruck eingestellt (ca. 100 bar über Gasdruck)



RWE

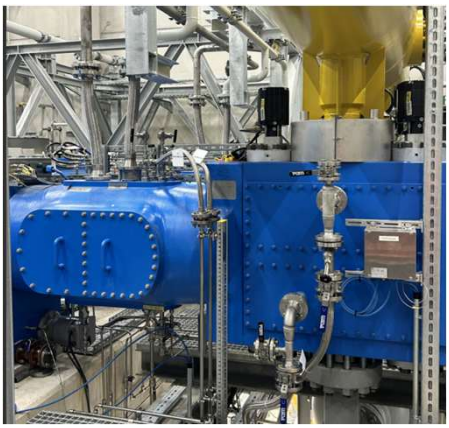
23

Triebwerk-Schmierölsystem

Erkenntnisse auf der Baustelle erfordern Nacharbeiten



- Levelschalter im Triebwerk erfordert wiederkehrende Prüfung
- Nachrüstung eines Ventils erforderlich, um Ölablassen zu vermeiden



- Schläuche zur Vibrations-Entkopplung an diversen Stellen
- Maßanfertigung vor Ort erforderlich

RWE

24

Durchdreh-Vorrichtung für Wartungsarbeiten

Know-How aus Betriebserfahrung wird berücksichtigt

- Entscheidung für Durchdrehvorrichtung zur Gewährleistung der Wartung
- Bisher wurden unterschiedliche Konzepte verfolgt:
  - Tippbetrieb Hauptmotor (0,0x Hz) – Elektrotechnisch Aufwändig
  - Hand/Hallenkran: arbeitssicherheitstechnisch kritisch
  - Durchdrehvorrichtung: gute Erfahrungen
- Nutzung bereits in der Bauphase zur Optimierung der Konservierung (z.B. manueller Betrieb der Ölanlage



RWE

25

Kühlskid zur Motor- und Zylinderkühlung

Maschinennahe Aufstellung aufgrund von Sicherheitsanforderungen

- Entwicklung eines Kühlskids in ATEX Ausführung zur Kühlung von Zylinder und Motor
- Aufstellung des Skids direkt in der Halle, so dass keine Zonen-Verschleppung möglich ist
- Berücksichtigung von Leckagen ins Kühlwassersystem (z.B. durch Riss in der Packung)
- Aufteilung in 2 Kühlkreisläufe (Motor + Ölkühler)
- Optimierte Abführung von Leckagen in nahegelegene Systeme zur Fackel



RWE

26

Design der Verdichterhalle

Diverse Herausforderungen aufgrund ATEX Zone 1



- Ausführung explosionsdruckfest bautechnisch nicht umsetzbar, da Explosionsdruckentlastung große Flächen erfordern
- Festlegung auf geschlossene Halle auf Grund Schallanforderungen
- Optimierung des Explosionsschutzes (u.a. Vermeidung Gassaustritt, Vermeidung Zündquelle, Optimierte Abführung von H_2-Leckagen)

RWE

27

Design der Verdichterhalle

Diverse Herausforderungen aufgrund ATEX Zone 1



- GWA in 2oo2-Ausführung zur Vermeidung von Fehl-Auslösungen aufgrund betrieblicher Erfahrungen
- BMA mit mehrstufigem Konzept (Rauchmelder, IR-Flammenmelder, UV-Flammenmelder)
- Herausfordernde Ausführung von ableitfähigen Beschichtungen
  - Anlagenteile
  - Kran
  - Türen
- H2-Dichtigkeit der Verdichterhalle zu den Nebenräumen (Schalträume) erforderlich
  - Nachweis durch Nebeltest

RWE

28

Flanschverbindungen Zylinder

Diverse Herausforderungen aufgrund ATEX Zone 1



- Festlegung auf RTJ Dichtungen aller H2 führenden Leitungen
- Erzeugung eines dauerhaft technisch dichten Systems zur Gewährleistung des Explosionsschutzes
- Übergang von Saug-Pulsations-Behälter zu Zylinder nur mit RF-Dichtung aufgrund thermischer Spannungen möglich
- Abstimmung der Sonderlösung mit dem TÜV
- Installation eines Kragens und zusätzlichen Gaswarnanlage

RWE

29

Rohrhalterungssystem des Verdichterpipings

Pulsationsstudie und Rohrstatik müssen in Einklang gebracht werden



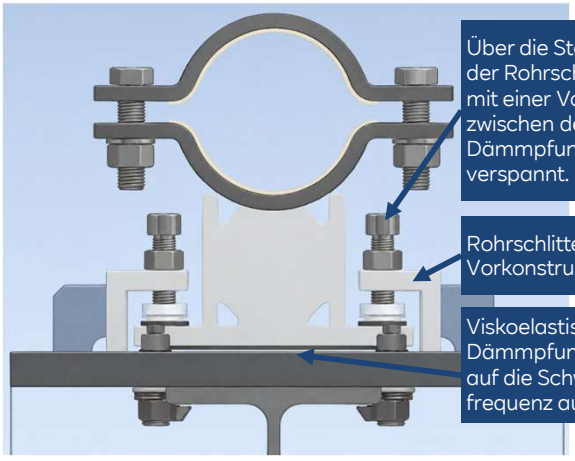
- Durchführung der Rohrstatik und Pulsationsstudie sind Auflagen aus dem Genehmigungsverfahren
- Pulsationsstudie fordert ein festeingespanntes System, während die Rohrstatik ein flexibles System benötigt
- Einsatz von dynamischen Rohrhaltern zur Aufnahme dynamischer Lasten

RWE

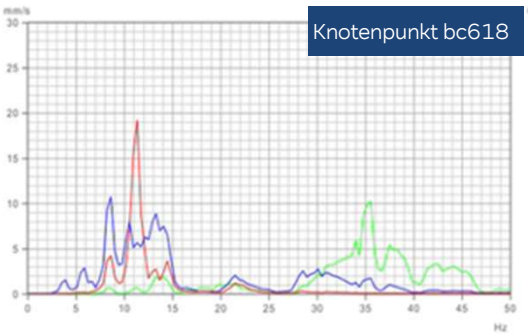
30

Rohrhalterungssystem des Verdichterpipings

Entwicklung dynamischer Rohrhalterungen



Ergebnis der Pulsationsstudie



➔ Dynamische Lasten werden durch den Rohrhalter aufgenommen

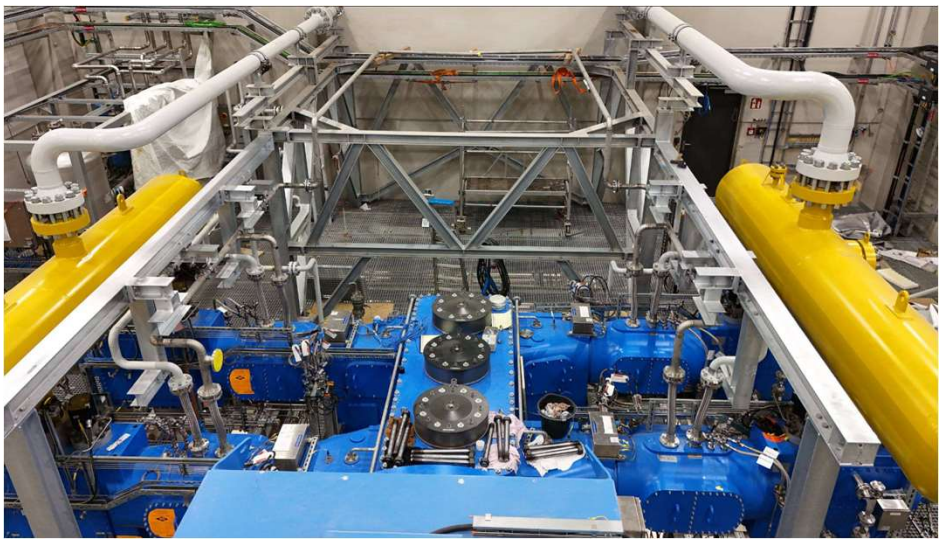
➔ Durchrutschen zB. bei thermischer Ausdehnung wird ermöglichst

RWE

31

Rohrhalterungssystem des Verdichterpipings

Pulsationsstudie und Rohrstatik müssen in Einklang gebracht werden



- Entwicklung eines zusätzlichen Stahlbaus in der Verdicherhalle zur Halterung der Saugleitungen
- Auf zusätzlichen Stahlbau um die Pulsationsbehälter wird zunächst verzichtet

RWE

32

Dichtheitstest des Verdichters

Mehrstufiges Testverfahren wurde gemeinsam mit Sachverständigen entwickelt

Dichtheitsprüfung

1) DHT mit Stickstoff
   - Druckstaffelung je nach Druckbereich bis zum Endwert 1,1*MOP
   - Leckagedetektion erfolgt mittels eines geeigneten Gaskonzentrationsmessgerätes
   - Das System wird als dicht erachtet, sofern die Gaskonzentrationswert < 20 ppm
2) DHT mit Formiergas – analog zu DHT mit Stickstoff
3) DHT mit H_2 – analog zu DHT Stickstoff

Erfahrungen aus den ersten Dichtheitstest an Rohrleitungen

- Kaum Erkenntnisse bei DHT mit Formiergas – Leckagen werden erst bei geringem H_2 Druck erkannt
- Abstimmung mit TÜV: Verzicht auf DHT mit Formiergas, stattdessen DHT mit H_2 bei 2 bar

Dichtheitstest des Verdichters

- Mehrstufiger Dichtheitstest (Niederdruckseite, Hochdruckseite, Nebensysteme)
- Gesamter Dichtheitstest des Verdichters mit einheitlichem Druck nach IBN aller Nebensysteme (z.B. Dichtungen, Leckgas, Stillstandsdichtung)

RWE

33

Notfackel als Sicherheitseinrichtung der Verdichter

Sicherheitseinrichtung der Verdichter erfordert iteratives Engineering



- Gemäß API 618 ist eine Entspannung des Verdichters innerhalb von 15 Minuten auf 6,7 bar erforderlich
- Jeder Verdichter hat eine separate Notfackel, um Wärmestrahlung zu verkleinern
- Iterativer Engineeringprozess erforderlich:
  - Kaskadierte Blenden zur Optimierung der Entspannkurve
  - Notfackel mit „ewiger Flamme“ über 3 intermittierende Pilotbrenner

RWE

34

RWE

Vielen Dank!
Fragen und Diskussion

Weitere Informationen:
(rwe-gasstorage-west.com/wasserstoff)

Gefördert durch:
Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Gefördert durch:
Ministerium für Wirtschaft, Industrie, Klimaschutz und Energie des Landes Nordrhein-Westfalen

Weltweit im Einsatz.

KÖTTER Consulting Engineers bietet Unternehmen Unterstützung in allen Teilen der Welt an. Unsere Spezialisten sind international anerkannt.



ÄGYPTEN
BAHRAIN
BELGIEN
BRASILIEN
CHILE
CHINA
DÄNEMARK
DEUTSCHLAND
FINNLAND
FRANKREICH
GRIECHENLAND
GROSSBRITANNIEN
INDIEN
INDONESIEN
IRAN
IRLAND
ITALIEN
KASACHSTAN
KATAR
KOREA
KROATIEN
KUWAIT
LIBYEN
LITAUEN
MALAYSIA
MEXIKO
NIEDERLANDE
NORWEGEN
ÖSTERREICH
PANAMA
POLEN
PORTUGAL
RUMÄNIEN
RUSSLAND
SAUDI-ARABIEN
SCHWEDEN
SCHWEIZ
SINGAPUR
SPANIEN
SÜDAFRIKA
SÜDKOREA
TAIWAN
THAILAND
TSCHECHISCHE REPUBLIK
TUNESIEN
TÜRKEI
TURKMENISTAN
UKRAINE
UNGARN
USA
VEREINIGTE ARABISCHE EMIRATE

KÖTTER
CONSULTING ENGINEERS

Das ganze Spektrum der Schall- und Schwingungstechnik

Messung · Planung · Berechnung · Beratung · Gutachtenerstellung · Troubleshooting

Maschinendynamik:
- Anlagenschwingungen
- Dauerüberwachung
- Schwingungsisolierungen

Strömungstechnik:
- Pulsationen
- Mengenmessfehler
- Strömungssimulation

Pulsationsstudien:
- Rohrleitungsschwingungen
- Kolben- und Turbokompressoren
- Kolbenpumpen

Technische Akustik:
- Forschung & Entwicklung
- Technischer Schallschutz
- Konstruktionsakustik

Erschütterungen:
- Bauwerksdynamik
- Rammarbeiten
- Dauerüberwachung

Windenergie:
- Prognosen (Schall & Schattenwurf)
- Schalltechnische Messungen
- Konstruktionsakustik

Immissionsschutz:
- Gewerbe- und Baulärm
- Messungen und Prognosen
- Dauerüberwachung

Bauphysik:
- Bauakustik
- Raumakustik
- Bauteilprüfung

KCE-Akademie:
- Seminare
- Workshops
- Schulungen

Standort Rheine:
KÖTTER Consulting Engineers GmbH
Bonifatiusstraße 400 · 48432 Rheine
Telefon: +49 5971 9710-0
Telefax: +49 5971 9710-43
rheine@koetter-consulting.com

Standort Berlin:
KÖTTER Consulting Engineers GmbH
Balzerstraße 43 · 12683 Berlin
Telefon: +49 30 526788-0
Telefax: +49 30 5436016
berlin@koetter-consulting.com

www.koetter-consulting.com

049-26