



Auslegung und Konstruktion einer kryogenen Hochdruckpumpe mit Antriebseinheit für flüssiges Erdgas im Nutzfahrzeugbereich

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

im Masterstudium

Montanmaschinenbau

Eingereicht von:

Christoph Johann Grübler, BSc

Matrikelnummer:

1035015

Angefertigt am:

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre

Beurteilung / Betreuung Montanuniversität Leoben:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler

Betreuung SAG Motion GmbH:

Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Lind

Leoben / Lend, September 2015

Vorwort

Ressourcen- und Umweltschonung sind Kernthemen der heutigen Gesellschaft. In der Kraftfahrzeugtechnik wird deshalb nach neuen, alternativen Antrieben geforscht. Ziel dieser Arbeit ist es, ein Hochdruckpumpensystem für flüssiges Erdgas zu entwickeln und auszulegen.

Im Zuge dieser Arbeit und während meines gesamten Studiums durfte ich von vielen Menschen lernen. Ohne ihre Unterstützung wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Diesen Menschen bin ich an dieser Stelle zu großem Dank verpflichtet.

Im Speziellen darf ich mich hier bei meinem Betreuer seitens der Montanuniversität Leoben und Begutachter dieser Arbeit, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler, herzlich für seine tatkräftige Unterstützung bedanken.

Für die intensive Betreuung und Einbringung neuer Denkansätze durch Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Lind seitens der Firma SAG Motion GmbH spreche ich ebenso meinen herzlichsten Dank aus.

Ferner bedanke ich mich selbstverständlich auch bei allen weiteren Angestellten der SAG Motion GmbH, die mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen. Insbesondere sind hier Herr Dipl.-Ing. Simon Berger, Herr Dipl.-Ing. Christian Rasser und Herr Dipl.-Ing. (FH) Dr. techn. Christian Nußbaumer zu nennen.

Ebenso sei dem Team des SAG Technology Center für die wertvolle Mithilfe und den Mitarbeitern unseres Forschungspartners vom Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH für ihre fachkundige Unterstützung gedankt.

Ohne meine Familie und engsten Freunde wäre ich nie in der glücklichen Lage gewesen, diesen Weg zu gehen und hätte es sicherlich nicht so weit gebracht. Deshalb gilt mein inständigster Dank im Besonderen meinen Eltern Renate und Johann, meinem Bruder Johann und meinen Großeltern. An dieser Stelle danke ich auch meinen verstorbenen Großvätern. Sie brachten mich der Technik näher und hatten stets ein offenes Ohr für meine Anliegen.

Darüber hinaus sind meine Frau Michaela und meine engsten Freunde Philipp und Stefan zu erwähnen.

Ihr unermüdlicher Beistand, ihre beispiellose Unterstützung und ihr Vertrauen haben mich durch die fordernde Zeit der Ausbildung begleitet.

Vergelt's Gott und Glück auf!

Meinen Eltern

Kurzfassung

Titel: Auslegung und Konstruktion einer kryogenen Hochdruckpumpe mit Antriebseinheit für flüssiges Erdgas im Nutzfahrzeugbereich

Ausgefertigt von: Christoph Johann Grübler, BSc - 1035015

Studienrichtung: Montanmaschinenbau

Betreuung Montanuniversität Leoben: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler

Betreuung SAG Motion GmbH: Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Lind

Datum: September 2015

Umweltverschmutzung und Ressourcenverknappung sind Themen, die uns zunehmend betreffen. Dies sind nur einige Gründe, warum die Zahl der am Markt erhältlichen alternativen und umweltschonenden Antriebe für Fahrzeuge stetig zunimmt. Eine Variante besteht darin, den konventionellen Dieselkraftstoff durch flüssiges Erdgas (LNG) zu ersetzen. Vorteilhaft hierbei ist die hohe Energiedichte im Vergleich zu gasförmigem Erdgas (CNG), welches beispielsweise in PKW Einsatz findet. Um einen zuverlässigen Betrieb von LNG-Systemen zu gewährleisten, sind jedoch noch zahlreiche technische Problemstellungen zu lösen.

Die Förderung von LNG ist einer dieser Problempunkte und soll in dieser Arbeit abgehandelt werden. Das flüssige Erdgas soll bei Temperaturen zwischen -110°C und -170°C auf bis zu 500 bar gebracht und sicher gefördert werden. Für niedrigere Drücke sind bereits Systeme am Markt erhältlich, allen gemein ist jedoch eine unzureichende Effizienz. Darüber hinaus sind die Bauraumausnutzung und Lebensdauer nicht zufriedenstellend.

Durch Studium bisheriger Lösungen und Patente bzw. einschlägiger Fachliteratur konnten unterschiedlichste Herangehensweisen und Ausführungsempfehlungen ermittelt werden. Auf Basis dieses Wissens wurden anschließend ein detailliertes Lastenheft und Designprinzipien definiert. Nach Ausarbeitung unterschiedlicher Varianten für Antrieb und Einbringung in den Tank wurden diese bewertet und ein adäquates Konzept gewählt, ausgelegt und konstruiert.

Abstract

Title: Dimensioning and construction of a cryogenic high-pressure pump with drive unit for liquefied natural gas for truck issues

Author: Christoph Johann Grübler, BSc - 1035015

Field of study: Mechanical engineering

Supervisor Montanuniversität Leoben: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler

Supervisor SAG Motion GmbH: Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Lind

Date: September 2015

Environmental pollution and shortage of resources are issues, which concern more and more. These are just a few reasons why the market offers an increasing number of alternative and environmentally friendly gears for cars. The substitution of conventional diesel by liquefied natural gas (LNG) in haul trucks is one of these solutions. Its advantage is a higher energy density compared to compressed natural gas (CNG). To secure a reliable operating of LNG-systems, there are numerous technical problems to solve.

The conveyance of the fluid is one of the issues, which will be handled within this thesis. The liquefied natural gas has to be pumped at temperatures between -110°C and -170°C and pressures up to 500 bar. There are already systems for lower pressures available on the market, but their efficiency is not satisfying, their constructed space is too big and their life span is too short.

By studying previous solutions, patents and relevant literature, various approaches and recommendations for design could be determined. With this background and the given requirements a detailed specification sheet and design principles could be defined. Various options for the drive unit and the insertion in the tank were developed, evaluated and finally an appropriate concept was selected, dimensioned and constructed.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Erdgas als alternativer Kraftstoff für Kraftfahrzeuge	1
1.2	Chemisch-physikalische Eigenschaften von Erdgas	4
1.3	Tankaufbau	6
1.3.1	Hochvakuum	7
1.3.2	Ausdehnungsraum	7
1.3.3	Druckproblematik	8
1.3.3.1	Boil off	8
1.3.3.2	Vapour Collapse	8
1.4	Unterscheidung der LNG-Systeme	9
1.4.1	Niederdrucksysteme	9
1.4.2	Hochdrucksysteme	11
1.5	Ziel der Arbeit	13
2	Stand der Technik	14
2.1	Pumpen allgemein	14
2.1.1	Leistungsparameter unterschiedlicher Pumpen	14
2.1.2	Kavitation	16
2.2	Pumpen für tiefkalte Flüssigkeiten	17
2.3	Patente	24
2.3.1	Allgemeines	24
2.3.2	Unterscheidungsmerkmale	24
2.3.2.1	Interne Pumpen	24
2.3.2.2	Externe Pumpen	24
2.3.2.3	Druckbereiche	25
2.3.3	Patente im Detail	26
2.4	Tribologie	38
2.4.1	Reibarbeit und Leistung	38
2.4.2	Verschleiß	38
2.4.3	Verschleißminderung	39
2.4.4	Tieftemperaturtribologie	41
2.4.4.1	Tribosysteme in der Kryotechnik	41
2.4.4.2	Werkstoffe für kryogene Tribosysteme	43

3 Anforderungsprofil und Designprinzipien	52
3.1 Funktionale Anforderungen	52
3.2 Nichtfunktionale Anforderungen	52
3.3 Designprinzipien	53
3.3.1 Pumpenart	53
3.3.2 Abmaße	53
3.3.2.1 Kolben	54
3.3.2.2 Drehzahl	54
3.3.2.3 Ansaugventil	54
3.3.2.4 Ansaugbereich	54
3.3.2.5 Zulaufhöhe	55
3.3.2.6 Dichtungen	55
4 Berechnungen und Auslegung Kryo-Pumpenkopf	56
4.1 Thermodynamische Grundlagen	56
4.1.1 Maximaler Wärmeeintrag	57
4.2 Hydraulische Grundlagen	61
4.2.1 Gesättigtes Fluid und Kavitation	61
4.3 Pumpenauslegung	62
4.3.1 Zulaufquerschnitt	63
4.3.2 Hydraulische Auslegung	65
4.3.3 Festigkeitsberechnung Kryopumpe	65
4.3.3.1 Kryogehäuse	65
4.3.3.2 Kryoverschraubung	67
5 Varianten Antrieb	69
5.1 Festlegungen	69
5.2 Unterscheidungen	69
5.2.1 Bewegungsrichtung	69
5.2.1.1 Linearbewegung	70
5.2.1.2 Rotationsbewegung	70
5.2.2 Art des Energieträgers	71
5.2.2.1 Hydraulischer Antrieb	71
5.2.2.2 Elektrischer Antrieb	71
5.2.2.3 Mechanischer Antrieb	72
5.3 Konzepte	73
5.3.1 Variante mit elektrischem Parallelantrieb (rotatorisch) und Gewindespindel	73
5.3.2 Variante mit hydraulischem Koaxialantrieb (rotatorisch) und Kurvenscheibe	74
5.3.3 Variante mit koaxialem Elektrozyylinder	75
5.3.4 Variante mit elektrischem Koaxialantrieb (linear)	75
5.3.5 Variante mit hydraulischem Koaxialantrieb (linear)	76

5.4	Konzeptbewertung	77
5.4.1	Bewertungskriterien und Gewichtung	77
5.4.1.1	Technische Kriterien	77
5.4.1.2	Wirtschaftliche Kriterien	79
5.4.2	Technische Variantenbewertung	79
5.4.3	Wirtschaftliche Variantenbewertung	80
5.4.4	Stärkediagramm	83
5.5	Konzeptauswahl	83
6	Varianten Einbringung	84
6.1	Festlegungen und Grundlagen Lager	84
6.2	Lage des Pumpenstutzens	85
6.2.1	Waagrechter Pumpenstutzen	85
6.2.2	Schräger Pumpenstutzen	85
6.3	Konzepte	87
6.3.1	Variante mit waagrechtm Pumpenstutzen und Vorfördersystem	87
6.3.2	Variante mit schrägem Pumpenstutzen	90
6.4	Konzeptbewertung	92
6.4.1	Bewertungskriterien und Gewichtung	92
6.4.1.1	Technische Kriterien	92
6.4.1.2	Wirtschaftliche Kriterien	94
6.4.2	Technische Variantenbewertung	95
6.4.3	Wirtschaftliche Variantenbewertung	96
6.4.4	Stärkediagramm	97
6.5	Konzeptauswahl	97
7	Auslegungen	98
7.1	Auslegung Hydraulikantrieb	98
7.1.1	Notwendige Abmessung Hydraulik	98
7.1.2	Festigkeitsberechnung Hydraulikantrieb	99
7.1.2.1	Hydraulikgehäuse	99
7.1.2.2	Hydraulikverschraubung	100
7.1.2.3	Hydraulikkolbenverschraubung	100
7.1.2.4	Notwendige Zuleitungsquerschnitte	101
7.2	Auslegung Verbindungselement	102
7.2.1	Kolbenstange	102
7.2.2	Distanzrohr	104
8	Konstruktion	105
8.1	Kryopumpe	105
8.1.1	Kryokolben	105
8.1.2	Ansaugventil	105

8.1.3	Hochdruckventil	108
8.1.4	Ansaugventildeckel	108
8.1.5	Zusammenstellung	108
8.2	Verbindungselement	111
8.3	Hydraulikantrieb	113
8.4	Zusammenstellung Gesamtpumpe	113
8.5	Verbau der Hochdruckpumpe im Tank	118
9	Zusammenfassung	120
A	Vergleich der Antriebsleistungen	123
A.1	Druckerhöhung der flüssigen Phase	123
A.2	Isotherme Verdichtung der gasförmigen Phase	124
A.3	Isentrope Verdichtung der gasförmigen Phase	124
B	Diagramme	125
C	Lastenheft	129
D	Vorförderversuch	132
D.1	Aufbau und Durchführung	132
D.2	Conclusio	136
	Literaturverzeichnis	137

Abbildungsverzeichnis

1.1	Vergleich der Heizwerte unterschiedlicher Kraftstoffe	2
1.2	LNG-Tankstellennetz in Nordamerika	3
1.3	Chemischer Aufbau von Methan	4
1.4	Einfaches Temperatur-Entropie-Diagramm von Methan (R50)	5
1.5	Allgemeiner Aufbau eines beispielhaften Tanks für kryogene Flüssigkeiten	6
1.6	Aufbau eines Tanks und Verrohrung für saturierte Systeme	10
1.7	Schnittdarstellung eines Dualfuelmotors	11
1.8	Aufbau eines Tanksystems für HPDI-Systeme	12
1.9	Doppelnadel-Injektor für Hochdruck-Direkteinspritzung (HPDI)	12
2.1	Erreichbare Leistungsparameter von Kreisel- und Hubkolbenpumpen	15
2.2	Abhängigkeit des Förderstroms von der Betriebszeit einer Flüssigsauerstoffpumpe	18
2.3	Pumpe für flüssigen Sauerstoff	19
2.4	Hochdruckpumpe für kryogene Medien	21
2.5	Komponenten einer Hochdruckpumpe für kryogene Medien	22
2.6	Datenblatt einer Hochdruckpumpe für kryogene Medien	23
2.7	Pumpe mit drei Kammern	26
2.8	Verbau der Pumpe unterhalb des Flüssigkeitsspiegels	27
2.9	Pumpe mit Durchströmventil im Kolben und Antrieb über doppelwirkenden Kolbenmotor	27
2.10	Zusammenstellung Pumpe mit Wärmetauscher und Antrieb	28
2.11	Schnittbild von Wärmetauscher und hydraulischem Antrieb	29
2.12	Schnittdarstellung Westport Pumpe	30
2.13	Pumpe für Gas und Flüssigkeit	31
2.14	Pumpe mit elektrodynamisch, linear angetriebenem Kolben	32
2.15	Externe Pumpe mit Saugwindkessel	33
2.16	Prinzip einer elektrodynamisch, linear angetriebenen Pumpe	34
2.17	Prinzip einer Pumpe mit Schraubspindeltrieb	34
2.18	Prinzip einer Pumpe mit Gasfilmschmierung	36
2.19	Pumpe mit federrückgestelltem Kolben	37
2.20	Temperaturabhängigkeit der 0,2 %-Dehngrenze $R_{p0,2}$ beziehungsweise der oberen Streckgrenze R_{eH} des Stahls 1.4301	43

2.21	Temperaturabhängigkeit der 0,2 %-Dehngrenze $R_{p0,2}$ beziehungsweise der oberen Streckgrenze R_{eH} des Stahls 1.4510	44
2.22	Temperaturabhängigkeit der Bruchdehnung A_{50} des Stahls 1.4301	44
2.23	Temperaturabhängigkeit der Bruchdehnung A_{50} des Stahls 1.4510	45
2.24	Rasterelektronenmikroskopische Aufnahme einer Stahloberfläche (1.4301) nach Reibbeanspruchung in LH_2	45
2.25	Reibmomentverlauf bei Kugellagertest in LN_2 ; $F_N = 400 N$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	46
2.26	Riefenbildung (Kugeloberfläche) bei einem Kugellagertest in LHe ; $F_N = 400 N$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	46
2.27	Ausbrüche (Kugeloberfläche) bei einem Kugellagertest in LHe ; $F_N = 400 N$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$	47
2.28	Verschleißkoeffizient für PTFE-Komposite in unterschiedlichen Umgebungen	48
2.29	Reibungszahl unterschiedlicher PTFE/PEEK-Kompositen gegen Stahl (100Cr6) bei Raumtemperatur und in LN_2 ; $F_N = 50 N$; $v = 0,2 \text{ m/s}$	49
2.30	Verschleißkoeffizient für PTFE-Komposite in unterschiedlichen Umgebungen gegen Stahl (100Cr6); $F_N = 16 N$; $v = 0,2 \text{ m/s}$; $s_R = 2000 \text{ m}$	49
2.31	Verlauf der Reibungszahl bei reversierender Gleitbewegung bei MoS_2 -Beschichtungen auf Stahl (1.4429) gegen Al-Bronze während der ersten Reibungszyklen in LHe ; $F_N = 250 N$; $v = 0,2 \text{ mm/s}$; $\Delta x = 5 \text{ mm}$	50
2.32	Reibungszahlen von MoS_2 -Beschichtungen Polyharnstoff-Binder in unterschiedlichen Umgebungen	51
3.1	Grobkonzept Kryo-Pumpenkopf	53
4.1	Thermodynamisches System	57
4.2	3D-Darstellung von $d_{min,zul} = f(\zeta_v, z)$ bei \dot{V}_{max}	64
5.1	Antriebsvariante 1 - Gewindespindel, Antrieb parallel	73
5.2	Antriebsvariante 2 - Kurvenscheibe, Antrieb koaxial	74
5.3	Antriebsvariante 3, 4, 5 - Linearantrieb	75
5.4	Stärkediagramm der unterschiedlichen Antriebsvarianten	83
6.1	Aufbau des Tanklagers (Festlager) mit waagrechttem Pumpenstutzen	84
6.2	Tankaufbau mit waagrechttem Pumpenstutzen	87
6.3	Aufbau eines Komplettsystems mit waagrechttem Stutzen	88
6.4	Pneumatische Vorförderung	89
6.5	Tankaufbau mit schrägem Pumpenstutzen	90
6.6	Aufbau eines Komplettsystems mit schrägem Stutzen	91
6.7	Aufbau des Tanklagers (Festlager) mit schrägem Pumpenstutzen	91
6.8	Stärkediagramm der unterschiedlichen Varianten Einbringung	97
8.1	Aufbau des Kryokolbens	106
8.2	Aufbau des Kryokolbens - Verschraubung	106

8.3	Schnittdarstellung des Kryokolbens	107
8.4	Ansaugventil	107
8.5	Hochdruckventil	108
8.6	Schnittdarstellung des Ansaugventildeckels	109
8.7	Schnittdarstellung der Kryopumpe	110
8.8	Schnittdarstellung des Verbindungselementes	112
8.9	Schnittdarstellung des Hydraulikantriebes	114
8.10	Isometrische Darstellung der Gesamtpumpe	115
8.11	Diverse Darstellungen der Gesamtpumpe	116
8.12	Schnittdarstellung der Gesamtpumpe	117
8.13	Schnittdarstellung des gesamten Tanks mit Hochdruckpumpe und Antrieb	119
B.1	Temperatur-Entropie-Diagramm von Methan	126
B.2	Enthalpie-Entropie-Diagramm von Methan	127
B.3	log-Druck-Enthalpie-Diagramm von Methan	128
D.1	Versuchsaufbau Vorförderung mit LN ₂	133
D.2	Behälter mit Aufbau für Vorförderung	134
D.3	Versuchsdurchführung Vorförderung mit 100 ml - Spritze	135

Tabellenverzeichnis

1.1	Dichte der Flüssigphase in Abhängigkeit von Temperatur und Druck	10
2.1	Spezifikationen einer Pumpe aus der Literatur	20
4.1	Berechnung des notwendigen Wärmeeintrages für Druckkonstanz	60
4.2	Berechnung der Pumpenparameter	65
4.3	Materialkennwerte Stahl 1.4301	66
4.4	Festigkeitsberechnung der Kryopumpe	67
4.5	Auslegung Zuganker	68
5.1	Paarweiser Vergleich der technischen Bewertungskriterien Antrieb	78
5.2	Paarweiser Vergleich der wirtschaftlichen Bewertungskriterien Antrieb	79
5.3	Technische Bewertung der Antriebsvarianten	81
5.4	Wirtschaftliche Bewertung der Antriebsvarianten	82
6.1	Paarweiser Vergleich der technischen Bewertungskriterien Einbringung	93
6.2	Paarweiser Vergleich der wirtschaftlichen Bewertungskriterien Einbringung	94
6.3	Technische Bewertung der Einbringungsvarianten	95
6.4	Wirtschaftliche Bewertung der Einbringungsvarianten	96
7.1	Berechnung Hydraulikkolbendurchmesser	99
7.2	Festigkeitsberechnung des Hydraulikantriebes	99
7.3	Auslegung Zuganker	100
7.4	Auslegung Hydraulikkolbenverschraubung	101
7.5	Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten Hydraulik	101
7.6	Auslegung Hydraulikzuleitung	102
7.7	Auslegung Kolbenstange - Vergleich unterschiedlicher Werkstoffe	103
7.8	Auslegung Distanzrohr	104
A.1	Kennwerte für die Pumpen- und Verdichterberechnung	123
C.1	Anforderungen an die LNG-Pumpe	130
C.2	Bewertungskriterien der Pumpenkonzepte	130
C.3	Meilensteine des Projektes	131

Abkürzungsverzeichnis

AF-Coating	Anti-Reibung-Beschichtung - alt: Gleitlacke (engl.: Anti-Friction-Coating)
CCH₂	kryogen verdichteter Wasserstoff (engl.: Cryo-compressed Hydrogen)
CERN	Europäische Organisation für Kernforschung in Genf/Schweiz (franz.: Conseil Européen pour la Recherche Nucléaire)
CFK	Carbon faser verstärkter Kunststoff
CGH₂	verdichteter, gasförmiger Wasserstoff (engl.: Compressed Gaseous Hydrogen)
CH₄	Methan
CNG	verdichtetes Erdgas (engl.: Compressed Natural Gas)
CO₂	Kohlenstoffdioxid
DLC	diamantähnlicher Kohlenstoff (engl.: Diamond-Like Carbon)
EP-Additive	Hochdruck-Additive (engl.: Extreme Pressure-Additive)
GFK	Glas faser verstärkter Kunststoff
HPDI	Hochdruck-Direkteinspritzung (engl.: High Pressure Direct Injection)
LBG	verflüssigtes Biogas (engl.: Liquefied Biogas)

LHC	Großer Hadronen Speicherring (engl.: L arge H adron C ollider)
LNG	verflüssigtes Erdgas (engl.: L iquefied N atural G as)
LPG	verflüssigtes Petroleumgas (engl.: L iquefied P etroleum G as)
MoS₂	Molybdändisulfid
NFZ	Nutzfahrzeug
NO_x	Stickstoffoxid
PA	P olyamid
PC	P olycarbonat
PET	P olyethylenterephthalat
PI	P olyimid
PKW	P ersonenkraftwagen
POM	P olyoxymethylen
PTFE	P olytetrafluorethylen
PVD	Physikalische Gasphasenabscheidung - Dünnschichttechnologie (engl.: P hysical V apour D eposition)
REM	R asterelektronen m ikroskop
SO_x	Schwefeloxid

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

A_K	Kolbenquerschnitt	$[mm^2]$
A_{RG}	Reibungsarbeit für Gleiten	$[J]$
A_{Za}	benötigter Zugankerquerschnitt	$[mm^2]$
dA	infinitesimale Änderung der Arbeit	$[J]$
C	Berechnungsbeiwert	$[-]$
c_1	Toleranzzuschlag	$[mm]$
c_2	Korrosionszuschlag	$[mm]$
c_a	Austrittsgeschwindigkeit des Fluides	$[m/s]$
c_e	Eintrittsgeschwindigkeit des Fluides	$[m/s]$
c_{Fmax}	maximal zulässige Geschwindigkeit des Fluides	$[m/s]$
c_{Kmax}	maximal zulässige Kolbengeschwindigkeit	$[m/s]$
c_{Ksoll}	notwendige durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit	$[m/s]$
D	Berechnungsdurchmesser	$[mm]$
d_i	Innendurchmesser	$[mm]$
d_{Di}	Dichtungssitzdurchmesser	$[mm]$
d_{Kn}	Durchmesser Knickung	$[mm]$
d_K	Kolbendurchmesser	$[mm]$
$d_{min,zul}$	minimal zulässiger Zulaufdurchmesser bei gegebenem Kolbendurchmesser	$[mm]$
d_{min}	Durchmesser des minimalen Querschnitts	$[mm]$
d_R	Zulaufdurchmesser Rückhub	$[mm]$
d_{St}	Kolbenstangendurchmesser	$[mm]$
d_V	Zulaufdurchmesser Vorhub	$[mm]$
d_{ZD}	Durchmesser Zug/Druck	$[mm]$
dE_a	infinitesimale Änderung der äußeren Energie	$[J]$
E	Elastizitätsmodul	$[GPa]$
$e_{\dot{Q}}$	Wärmestromersparnis	$[\%]$
e_a	spezifische äußere Energie	$[kJ/kg]$
e_m	Gewichtersparnis	$[\%]$

f	Reibungszahl	[–]
F_N	Normalkraft	[N]
F_R	Reibkraft	[N]
F_{Kl}	geforderte Klemmkraft	[kN]
F_K	Eulersche Knicklast	[N]
f_K	Kostenfaktor	[–]
F_S	notwendige Kolbenstangenkraft	[kN]
F_{Za}	Zugkraft pro Anker	[kN]
F_Z	Zugkraft	[kN]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
g_i	Gewichtungsfaktor	[–]
H	geodätischer Höhenunterschied	[m]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
H_u	unterer Heizwert	[MJ/kg]
$h_{v,s}$	spezifische Verlustenergie saugseitig	[m ² /s ²]
I_y	Axiales Flächenträgheitsmoment 2. Grades in y-Richtung	[mm ⁴]
j	Anzahl der Arbeitsräume	[–]
K	Festigkeitskennwert	[MPa]
K_M	Materialkosten	[\$]
l_K	Knicklänge	[mm]
L_{St}	Stablänge	[mm]
Δm	Massenänderung	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
\dot{m}_{max}	maximaler Massenstrom	[kg/h]
dm	infinitesimales Massenelement	[kg]
m	Masse	[kg]
n	Anzahl der Elemente	[–]
n_K	Anzahl der Kriterien	[–]
n_P	Drehzahl der Pumpe	[1/min]
n_{Za}	Anzahl Zuganker	[–]
p	Druck	[MPa]
p_a	Ausgangsdruck	[bar]
p_e	Enddruck	[bar]
P_R	Reibleistung	[W]
p_t	Dampfdruck des Fluides	[Pa]
p_{abs}	Absolutdruck im Tank	[Pa]
P_{ij}	Bewertungsteilwert	[–]
P_{max}	maximaler Bewertungsteilwert	[–]
P_M	Preis	[\$/kg]
P_{Pumpe}	Antriebsleistung der Pumpe	[W]

p_R	Druck Rückhub	[<i>bar</i>]
$P_{Verdichter,i}$	isotherme Verdichterleistung	[<i>W</i>]
$P_{Verdichter,s}$	isentropie Verdichterleistung	[<i>W</i>]
p_V	Druck Vorhub	[<i>bar</i>]
\dot{Q}	Wärmestrom	[<i>J/s</i>]
\dot{Q}_{LKS}	Wärmestrom durch Leitung, Konvektion und Strahlung	[<i>J/s</i>]
\dot{Q}_{zus}	zusätzlicher Wärmestrom	[<i>J/s</i>]
dQ	infinitesimale Änderung der Wärme	[<i>J</i>]
Q_{ges}	gesamte Wärme	[<i>J</i>]
$R_{e,N}$	Streckgrenze	[<i>MPa</i>]
$R_{m,N}$	Zugfestigkeit	[<i>MPa</i>]
S	Sicherheitsbeiwert	[–]
s	Hub	[<i>mm</i>]
s_R	Reibweg	[<i>m</i>]
Δt	Zeitinkrement	[<i>s</i>]
t_B	Stärke Zylinderboden	[<i>mm</i>]
t_W	Wandstärke Zylinder	[<i>mm</i>]
\dot{U}	zeitliche Änderung der inneren Energie	[<i>J/s</i>]
dU	infinitesimale Änderung der inneren Energie	[<i>J</i>]
U	innere Energie	[<i>J</i>]
u	spezifische innere Energie	[<i>kJ/kg</i>]
\dot{V}_{max}	maximaler Volumenstrom	[<i>m³/s</i>]
v	spezifisches Volumen	[<i>m³/kg</i>]
v_G	Gleitgeschwindigkeit	[<i>m/s</i>]
v_S	Beiwert für Schweiß- (Löt-) Nähte	[–]
V_{Tank}	Tankvolumen	[<i>m³</i>]
gW_j	gewichtete Wertigkeit	[–]
gW_T	gewichtete technische Wertigkeit	[–]
gW_W	gewichtete wirtschaftliche Wertigkeit	[–]
W_j	ungewichtete Wertigkeit	[–]
W_V	Verschleißvolumen	[<i>m³</i>]
$w_{s,i}$	spezifische technische Gasarbeit bei isentroper Verdichtung	[<i>J/kg</i>]
$w_{t,i}$	spezifische technische Gasarbeit bei isothermer Verdichtung	[<i>J/kg</i>]
x	Dampfziffer	[–]
x_H	Hubverhältnis	[–]
Y_A	spezifische Förderarbeit der Anlage	[<i>J/kg</i>]
Y_V	spezifische Verlustförderarbeit der Anlage	[<i>J/kg</i>]

Y_{geo}	spezifische geodätische Förderarbeit zwischen Ein- und Austrittsquerschnitt	$[J/kg]$
z	Zulaufhöhe	$[m]$

Griechische Buchstaben

α	Mittlerer Ausdehnungsbeiwert unter 100 °C	$[K^{-1}]$
β	Knicklängenbeiwert	$[-]$
η_v	volumetrischer Wirkungsgrad	$[-]$
κ	Isentropenexponent	$[-]$
λ_{20}	Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C	$[W/m \cdot K]$
ρ	Dichte	$[kg/dm^3]$
ρ_{max}	Dichte der Flüssigphase bei 3 bar	$[kg/m^3]$
ρ_{min}	Dichte der Flüssigphase bei 16 bar	$[kg/m^3]$
$\sigma_{b,Sch,N}$	Schwellfestigkeit Biegung	$[MPa]$
$\sigma_{b,W,N}$	Wechselfestigkeit Biegung	$[MPa]$
σ_t	Tangentialspannung	$[MPa]$
$\sigma_{zd,Sch,N}$	Schwellfestigkeit Zug/Druck	$[MPa]$
$\sigma_{zd,W,N}$	Wechselfestigkeit Zug/Druck	$[MPa]$
ζ_v	Widerstandszahl	$[-]$

(hochgestellte) Indizes

'	Flüssigphase
"	Gasphase

Indizes

1	Zustand / Zeitpunkt 1
2	Zustand / Zeitpunkt 2
j	Lösungsnummer
i	Laufvariable

1 Einleitung

Im ersten Kapitel wird Basiswissen der LNG¹-Technik vermittelt. Es werden die Grundlagen von erdgasbetriebenen Fahrzeugen erklärt und ferner die chemischen und physikalischen Eigenschaften von Erdgas erläutert.

1.1 Erdgas als alternativer Kraftstoff für Kraftfahrzeuge

Umweltverschmutzung und Ressourcenknappheit sind Probleme, welche die Menschheit zunehmend beeinflussen bzw. beeinträchtigen. Um dem entgegen zu wirken, werden unter anderem unterschiedlichste Varianten von alternativen Antrieben und Treibstoffsystemen für Kraftfahrzeuge entwickelt.

Beispiele für alternative Antriebe sind:

- Elektroantrieb
- Wasserstoffantrieb
- Hybridlösungen
- Erdgasfahrzeuge
 - CNG, Verwendung vorwiegend im PKW²-Bereich
 - LNG, Verwendung vorwiegend im NFZ³-Bereich

Verbesserungen hinsichtlich Effizienz und Emissionen sind besonders im Nutzfahrzeugbereich von großer Bedeutung. In konventionellen Dieselsystemen werden seit Jahren Partikelfilter, Abgasnach-

¹flüssiges Erdgas, engl.: Liquefied Natural Gas

²Personenkraftwagen

³Nutzfahrzeug

behandlung, etc. eingesetzt, um die Feinstaubbelastung und sonstige Umweltverschmutzungen zu minimieren. Die zunehmende Verknappung der Ressourcen ist außerdem einer der Gründe, warum versucht wird, den konventionellen Diesekraftstoff zu substituieren.

Personenkraftwagen mit Erdgasantrieb sind bereits seit einigen Jahren am Markt erhältlich, in Europa sind diese aber nicht weit verbreitet. In einigen Ländern finden sie dennoch Anklang, begründet durch den oft günstigen Erdgaspreis bzw. steuerliche Vorteile.

In diesen Fahrzeugen kommt gasförmiges Erdgas (CNG⁴) zum Einsatz. Die Verbrennung erfolgt in leicht modifizierten Ottomotoren, diese können teilweise auch in Kombination mit herkömmlichem Benzin verwendet werden. Das Fahrzeug besitzt hierbei zwei Tanks, einen für Benzin und einen für komprimiertes Erdgas. Letzterer weist aufgrund des hohen Drucks und der Sicherheitsanforderungen eine entsprechende Wandstärke auf, wodurch dieser Tank folglich ein vergleichsweise hohes Gewicht hat.

Der volumetrische Heizwert von CNG ist im Vergleich zu anderen Energieträgern geringer (**Abbildung 1.1**). Dieser Wert ist jedoch vom Druck abhängig, in diesem Beispiel ist der Druck 200 bar. Ferner sind noch der notwendige Bauraum und die hohe Masse im Vergleich zu anderen Tanksystemen als Nachteile zu erwähnen. Ähnliche Nachteile ergeben sich bei der gasförmigen Speicherung von Wasserstoff (CGH₂⁵).

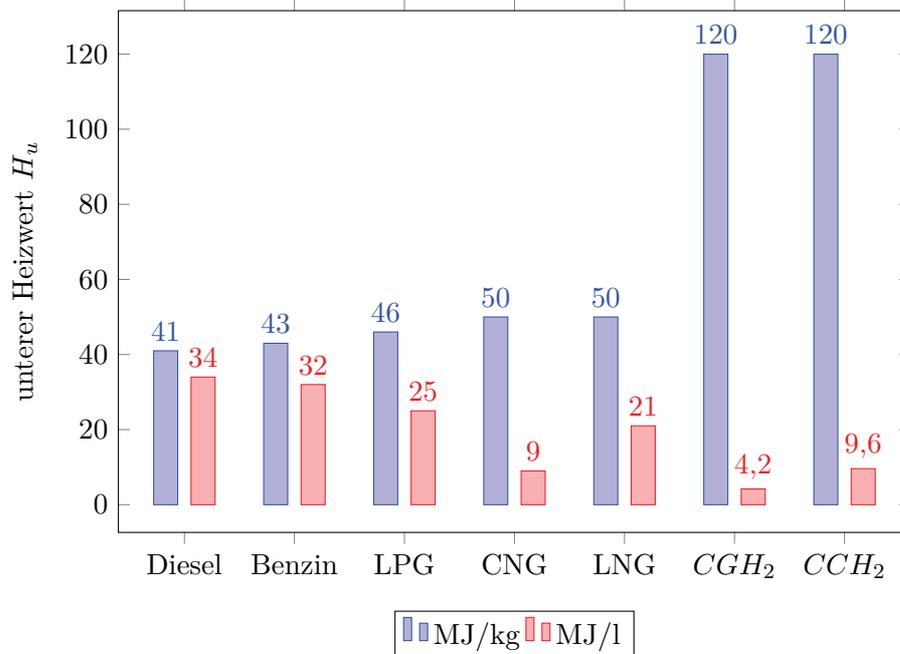


Abbildung 1.1: Vergleich der Heizwerte unterschiedlicher Kraftstoffe [1]

⁴verdichtetes Erdgas, engl.: Compressed Natural Gas

⁵verdichteter, gasförmiger Wasserstoff, engl.: Compressed Gaseous Hydrogen

Im Unterschied zu CNG hat LNG, abhängig vom Speicherdruck, einen ca. doppelt so hohen volumetrischen Heizwert. Somit stellt LNG die derzeit einzige ökonomische Art der Verwendung von Erdgas im Nutzfahrzeubbereich dar. Aus diesem Grund wird auch vorwiegend auf diesem Gebiet geforscht.

Zu erwähnen sind auch Wasserstoff und LPG⁶. Wie bereits festgestellt, weist Wasserstoff jedoch einen schlechteren volumetrischen Heizwert auf. LPG findet aufgrund des höheren Aufwandes in der Herstellung im Vergleich zu Erdgas keine Anwendung im Nutzfahrzeubbereich.

Das Gefahrenpotential und die komplizierte Handhabung von flüssigem Erdgas sprechen eigentlich nicht für dessen Verwendung. Trotzdem ist ein Umstieg von konventionellen auf alternative Antriebe zum Schutz der Umwelt unumgänglich. Deshalb wird intensiv an Alternativen geforscht und bestehende Systeme werden weiter optimiert. Bei der Verwendung von Erdgas zeigt sich jedoch, dass die Umsetzung einer Selbstzündung wie bei Diesel schwierig umsetzbar ist. Hierfür werden häufig HPDI⁷-Systeme verwendet. Hersteller wie Mercedes, Volvo, Scania, Iveco, Rolls-Royce, Mitsubishi, uvm. bieten bereits Motoren an, welche mit LNG betrieben werden können.

Seit ca. 10 Jahren werden in Amerika in größerem Umfang LNG-betriebene Nutzfahrzeuge eingesetzt. Die LNG-Technik wurde in den USA vor allem durch die Schiefergasförderung vorangetrieben. Ausschlaggebend ist auch der niedrige Erdgaspreis in den USA, welcher nur ca. ein Fünftel von jenem in der EU beträgt. Die gewünschte Unabhängigkeit von Ölimporten ist ein weiterer Grund für diesen Aufschwung. Diese Gründe führten zu einem großflächigen Ausbau des Tankstellennetzes und dadurch wiederum zu einer weiteren Verbreitung der LNG-Technik (**Abbildung 1.2**).



Abbildung 1.2: LNG-Tankstellennetz in Nordamerika [2]

⁶verflüssigtes Petroleumgas, engl.: **L**iquefied **P**etroleum **G**as

⁷Hochdruck-Direkteinspritzung, engl.: **H**igh **P**ressure **D**irect **I**njection

1.2 Chemisch-physikalische Eigenschaften von Erdgas

LNG ist eine kryogene Flüssigkeit. Als kryogene Flüssigkeiten bezeichnet man Medien, die bei Temperaturen $< 175\text{ K}$ (-100 °C) und Drücken $< 2\text{ MPa}$ in flüssiger Form vorliegen. Damit LNG in flüssiger Phase vorliegt, sind bei Umgebungsdruck Temperaturen um -162 °C notwendig.

Erdgas ist ein fossiler Brennstoff, welcher bei der Verbrennung verhältnismäßig wenig Schadstoffe freisetzt. Außerdem besitzt es eine hohe Energiedichte. Im Vergleich zu Diesel entsteht bei der Verbrennung kein Schwebstaub, SO_x und 80 bis 90 % weniger NO_x . Darüber hinaus sind die CO_2 -Emissionen aufgrund des besseren C zu H Verhältnisses geringer. Dies bedeutet, bei der Umwandlung von



entsteht rund 20 % weniger CO_2 als bei der Verbrennung von herkömmlichen fossilen Brennstoffen [3].

Ferner ist die verminderte Lärmemission bei der Verbrennung von LNG in Diesel- und Ottomotoren als Vorteil anzuführen. Bis zu 50 % Lärminderung sind realistisch, was besonders für die Nutzfahrzeugbranche interessant ist [3].

LNG ist eine farblose, geruchlose, ungiftige und nicht korrosive Flüssigkeit. Erdgas besteht zu ca. 95 % aus Methan (CH_4). Der Rest setzt sich unter anderem aus Ethan, Propan, Stickstoff und weiteren Bestandteilen zusammen [1]. Für die Verflüssigung ist ca. 1 MJ/kg LNG notwendig, was einem Fünftel des Energieaufwandes der Dieselraffination entspricht [3]. **Abbildung 1.3** zeigt die chemische Struktur von Methan.

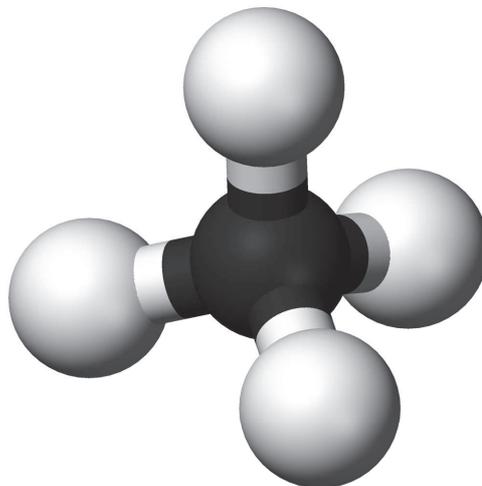


Abbildung 1.3: Chemischer Aufbau von Methan (CH_4), Hauptbestandteil von LNG [4]

Zu unterscheiden ist verflüssigtes Erdgas von LBG⁸, welches aber auch zum Großteil aus Methan besteht. LBG wird in verschiedenen Prozessen unter kontrollierten Bedingungen künstlich erzeugt.

Je nach Literatur werden folgende Begriffe verwendet:

- COLD (ungesättigtes) LNG
- WARM (gesättigtes, vorgewärmtes) LNG

Die thermodynamischen Eigenschaften von Methan sind maßgebend für die Handhabung von LNG. Im Folgenden ist ein Temperatur-Entropie-Diagramm von Methan zu sehen (**Abbildung 1.4**). Ein detaillierteres T-s-Diagramm sowie ein Enthalpie-Entropie- und ein Druck(log)-Enthalpie-Diagramm sind in **Anhang B** zu finden.

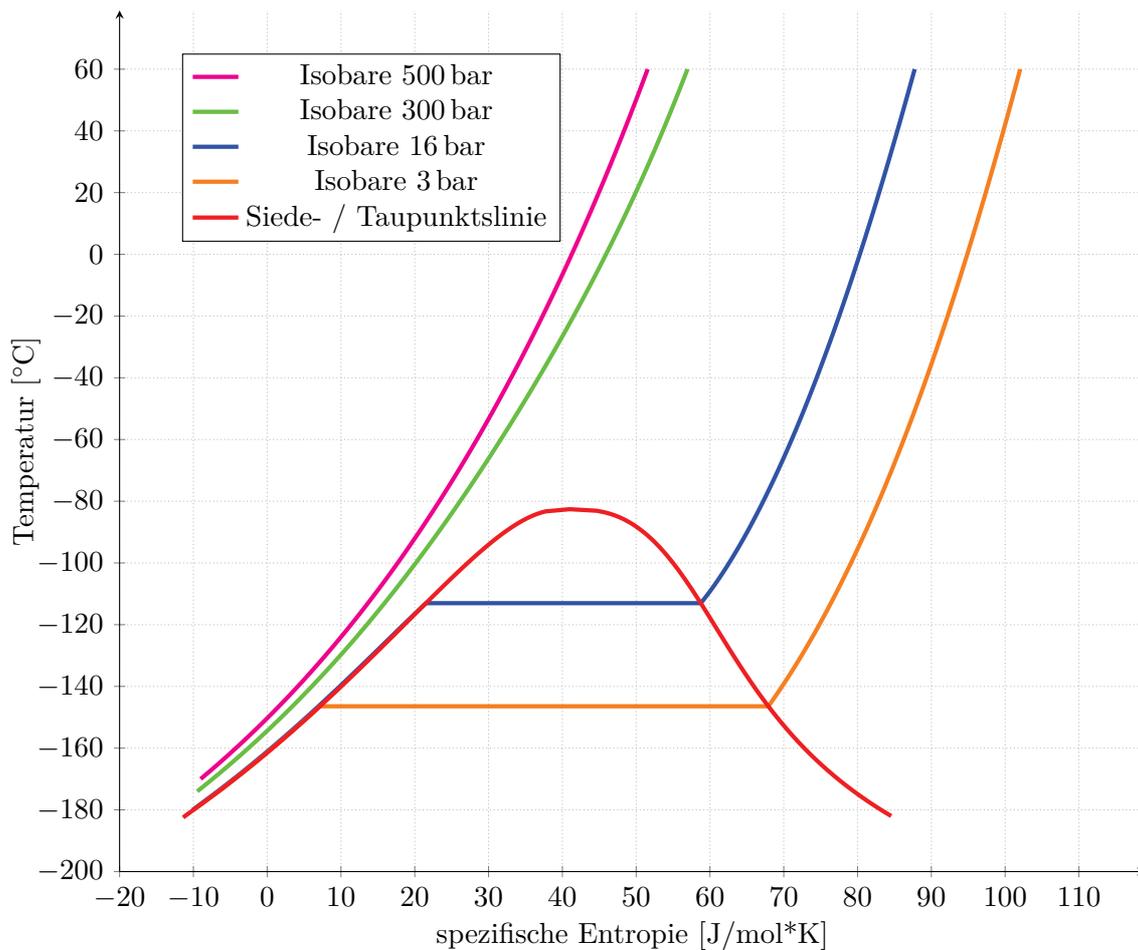


Abbildung 1.4: Einfaches Temperatur-Entropie-Diagramm von Methan (R50) [5]

⁸verflüssigtes Biogas, engl.: Liquefied **B**iogas

Um die bereits erwähnten Vorteile von LNG nutzen zu können, sind vergleichsweise komplexe Tanksysteme erforderlich. Die tiefen Lagertemperaturen erfordern eine ausgezeichnete Isolierung und Werkstoffe, die diesen Anforderungen gewachsen sind.

Selbst die aufwendigste Isolierung kann jedoch einen geringen Wärmeeintrag nicht verhindern. Dies führt zum Ausdehnen der Flüssigkeit und Verdampfen des LNG, wodurch der Druck im Tank steigt. Dieser sogenannte "boil off" kann entweder dem Motor direkt zugeführt werden oder das Gas wird über Sicherheitsventile ins Freie abgeführt. Es zeigt sich also bereits hier, dass bei der Handhabung von LNG eine Vielzahl von Problemstellungen auftreten.

1.3 Tankaufbau

Aufgrund der tiefen Lagertemperaturen sind Tanks für kryogene Flüssigkeiten, sowie auch LNG, in der Regel aus einem Außentank und einem Innentank aufgebaut (**Abbildung 1.5**). Die Aufhängung des Innentanks im Außentank erfolgt durch ein Festlager ① und durch ein Loslager ②. Häufig werden für die Behälter austenitische Edelstähle verwendet, da diese auch bei tiefen Temperaturen noch ausreichend Zähigkeit aufweisen. Als Beispiel ist hierfür Werkstoffnummer 1.4301 (X5CrNi18-10) anzuführen. Der Zwischenraum ist bei den meisten Systemen evakuiert, wodurch der Wärmeeintrag von außen minimiert wird. Durch das Vakuum wird vorwiegend die Konvektion im Zwischenraum unterbunden. Jedoch ist der Vakuumdruck ein Kompromiss aus tolerierbarem Wärmeeintrag und Kosten für die Vakuumerzeugung.

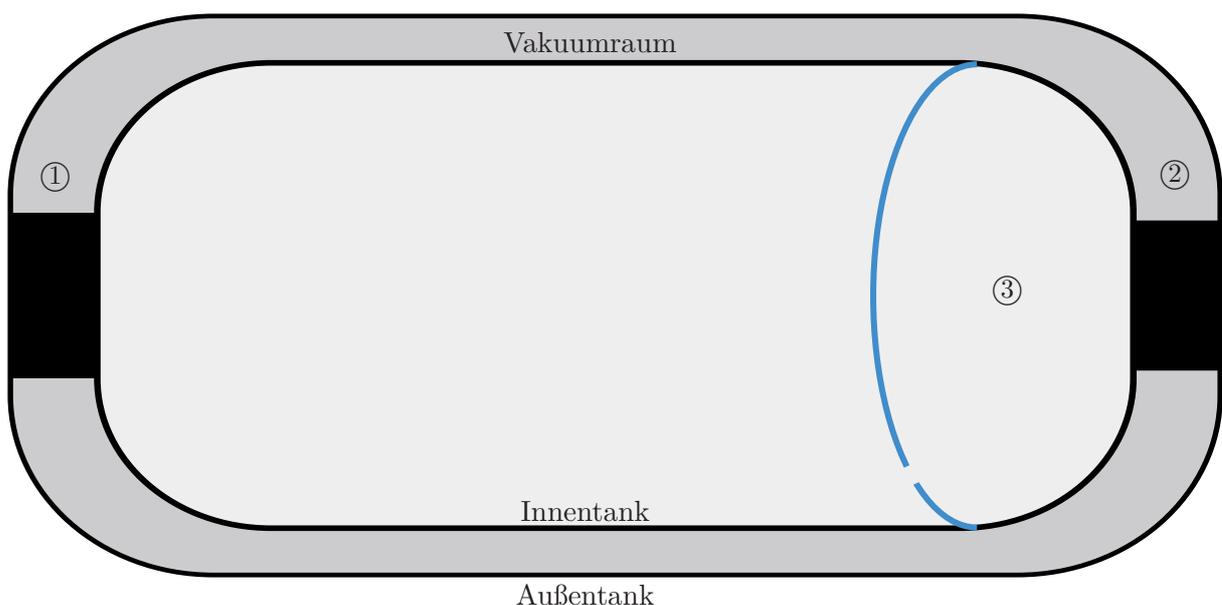


Abbildung 1.5: Allgemeiner Aufbau eines beispielhaften Tanks für kryogene Flüssigkeiten

Um den Wärmeeintrag weiter zu minimieren, wird die Wärmestrahlung durch ein Strahlungsschild verringert. Dieses Schild ist an der Außenseite des Innentanks angebracht und kann unterschiedlichst aufgebaut sein, oftmals besteht es jedoch aus einer mehrlagigen Isolation (ca. 24 Schichten). Die Wärmeleitung wird durch eine geeignete Werkstoffwahl und geringe Querschnitte vermindert. Hierfür eignen sich beispielsweise faserverstärkte Kunststoffe, welche in der Praxis auch häufig Verwendung finden. Dies ist besonders für die Lager von Bedeutung.

Der abgetrennte Bereich ③ im Tank wird als Ausdehnungsraum oder Ullage⁹ bezeichnet. Das maximale Tankvolumen pro Tank beträgt im Nutzfahrzeugbereich ca. 550 Liter.

1.3.1 Hochvakuum

Um den Wärmeeintrag möglichst gering zu halten, ist ein Hochvakuum in der Größenordnung von 10^{-7} mbar notwendig. Diese extrem niedrigen Drücke sind nur durch einen komplizierten, mehrstufigen Reinigungsprozess aller Komponenten und langwieriges Evakuieren bei gleichzeitigem Ausheizen des Tanks erzielbar. Dieser Vorgang kann mehrere Tage in Anspruch nehmen. Dieses Vakuum wird bereits durch Ausgasung kleinster Verunreinigungen gemindert. Ein zusätzliches Molekularsieb ist erforderlich um die verbliebenen Atome im Vakuumraum durch Bindung zu reduzieren.

1.3.2 Ausdehnungsraum

LNG dehnt sich bei Erwärmung aus und ein Teil verdampft. Um dem entgegenzuwirken, wird der Tank mit einem sogenannten Ullagevolumen ausgestattet (**Abbildung 1.5**, ③). Das Volumen dieses Ausdehnungsraumes beträgt ca. 10 % des Tankvolumens. Bei einer Betankung wird der Tank nicht vollständig gefüllt, das Ullagevolumen wird nicht befüllt. Verfügt ein solcher Tank über keine Ullage, würde es bei einer vollständigen Betankung innerhalb kürzester Zeit zu einem Überdruck kommen. Das entstandene Gas müsste über Sicherheitsventile abgeblasen werden.

⁹Freiraum, engl.: Ullage

1.3.3 Druckproblematik

Im Folgenden wird auf die Probleme und Abhilfemaßnahmen im Betrieb bezüglich Druck eingegangen.

1.3.3.1 Boil off

Bei Wärmezufuhr in den Tank (Umgebung, Pumpe, etc.) kommt es zur Verdampfung von LNG. Dadurch steigt der Innendruck, was ab einem definierten Sicherheitsdruck zum Abblasen über ein Sicherheitsventil führt. Um die notwendige Wandstärke des Tanks in vertretbaren Grenzen zu halten, wird dieser Sicherheitsdruck meist mit 16 bar festgelegt. Durch Maßnahmen wie Isolierung, etc. werden Haltezeiten¹⁰ (engl.: hold time) von ca. einer Woche erreicht. Laut *ECE-Regelung R110* ist eine Mindesthaltezeit von 120 Stunden (5 Tage) bei Umgebungstemperatur zu gewährleisten [6].

Wird das Fahrzeug anschließend verwendet, hat ein rascher Druckabbau im Tank oberste Priorität. Dies dient einerseits der Maximierung der Haltezeit bei nachfolgendem Abstellen des Fahrzeuges und andererseits der Minimierung des Gegendrucks im Tank für eine eventuelle Betankung. Das "boil off"-Gas wird meist einfach in die Umgebung abgeblasen. Grundsätzlich wäre eine Verbrennung im Motor denkbar, dies ist jedoch aufgrund der hohen notwendigen Verdichterleistung nicht erstrebenswert. Manche Systeme arbeiten mit kombinierter Verdichtung von Gas und Flüssigkeit, wodurch es zu einer teilweisen Kondensation des Gases kommt.

1.3.3.2 Vapour Collapse

Besonders bei der Betankung erweist sich ein zu hoher Innendruck als problematisch. Aktuell am Markt erhältliche Tankkupplungssysteme bieten keine integrierte Rückführung des Gases um den Druck im Tank zu senken. Andererseits ist ein primäres Abblasen von Gas in Hinsicht auf ökonomische und ökologische Aspekte nicht akzeptabel. Um diesem Problem beizukommen, wurden spezielle Systeme, sogenannte Vapour Collapse Systeme, entwickelt. Der Hauptbestandteil dieses Systems ist eine Anordnung von Düsen im oberen Bereich des Tanks. Bei der Betankung wird das einströmende LNG über diese Düsen zerstäubt, wodurch es durch Kühlung und Kondensation der Gasblase zu einer Druckminderung im Tank kommt. Die passende Auslegung und Dimensionierung dieser

¹⁰Haltezeit: Zeit bis zum Abblasen des Überdrucks über das Sicherheitsventil nach Fahrzeugstillstand

Düsen ist von großer Bedeutung, da einerseits eine möglichst feine Zerstäubung erzielt werden soll und andererseits der hydraulische Widerstand nicht zu hoch sein darf [7].

1.4 Unterscheidung der LNG-Systeme

LNG-Systeme für Nutzfahrzeuge können anhand von Betriebs- bzw. Einspritzdruck in Nieder- und Hochdrucksysteme unterteilt werden. Es existieren auch Sonderformen wie Dualfuel- und HPDI-Systeme.

Vorab sei geklärt, dass der energetische Aufwand für die Drucksteigerung der flüssigen Phase um ein Vielfaches niedriger ist als jener der Komprimierung des Gases (CNG). Dies ist einer der Hauptgründe, warum die Verdampfung des LNG erst nach der Verdichtung erfolgen sollte. Somit wird im Folgenden nur auf die Verdichtung des flüssigen Erdgases eingegangen. Eine detaillierte Berechnung der notwendigen Verdichter- bzw. Pumpleistungen ist in **Anhang A** zu finden.

1.4.1 Niederdrucksysteme

Systeme, deren Treibstoffdruck am Motor geringer ist als der Betriebsdruck des Tanks, werden als Niederdrucksysteme bezeichnet. Hierbei wird mit saturiertem LNG gearbeitet. **Abbildung 1.6** zeigt einen vereinfachten Aufbau eines Niederdrucksystems. Die Betankung erfolgt über einen Tankanschluss ①, die Füllleitung (engl.: fill line) und das in **Kapitel 1.3.3.2** beschriebene Vapour Collapse System ②. Die Entnahme erfolgt durch die LNG-Entnahmeleitung ④ (engl.: drain line). Der Fluidfluss wird nur durch den Tankinnendruck bewerkstelligt, auf eine zusätzliche Pumpe wird verzichtet. Im Anschluss wird das LNG in einem Wärmetauscher ⑥ verdampft, der Druck durch ein Druckregelventil ⑦ eingestellt und das Gas in den Motorraum eingeblasen. Ist der Tankinnendruck zu hoch, wird dem Wärmetauscher ⑥ über die Gas-Entnahmeleitung ③ (engl.: vent line) und das Economizer-Ventil ⑤ auch Gas zugeführt. Dadurch wird der Innendruck gesenkt.

Mit steigendem Tankinnendruck steigt auch die Siedetemperatur. Wird das flüssige Erdgas im gesättigten Zustand gespeichert, spricht man von vorgewärmtem (warm) LNG beziehungsweise auch von saturiertem LNG. Im Unterschied zu kaltem (cold) LNG ist hier die Energiedichte geringer. Ein beispielhafter Vergleich der Flüssigkeits- und Energiedichten bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken ist in **Tabelle 1.1** zu sehen. Hochdrucksysteme (**Kapitel 1.4.2**) machen sich diese Eigenschaft der höheren Energiedichte bei geringerem Speicherdruck zu Nutzen.

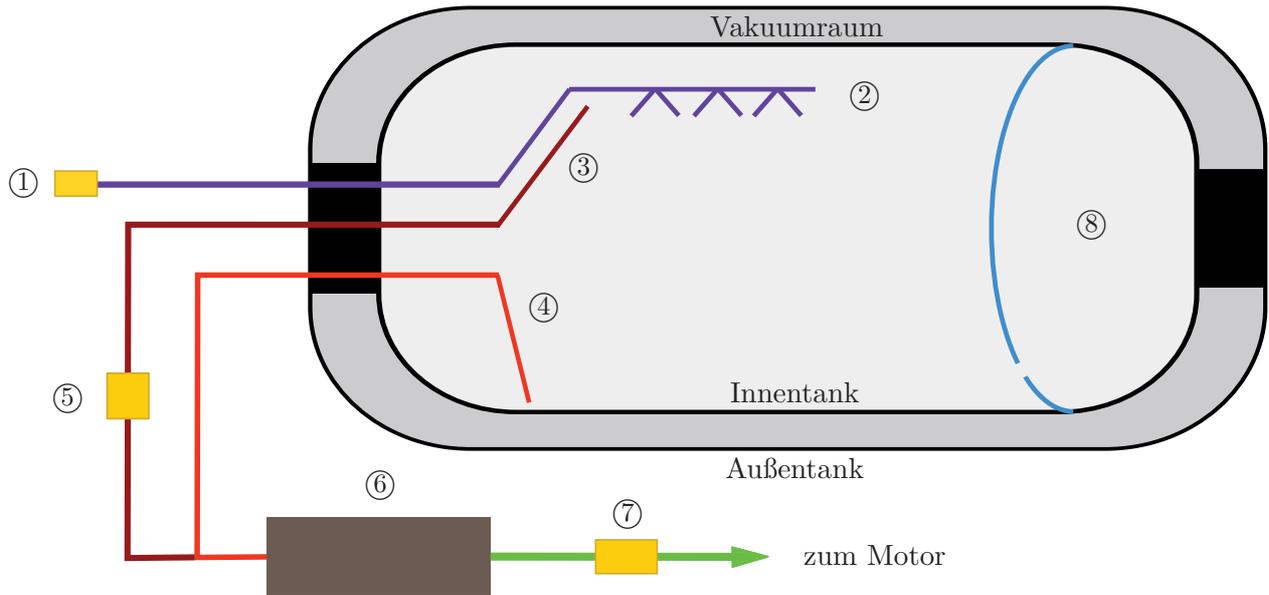


Abbildung 1.6: Aufbau eines Tanks und Verrohrung für saturierte Systeme

Zustand	Temperatur	Druck	Dichte	Energiedichte
cold LNG	- 146 °C	3 bar	399 kg/m ³	19950 MJ/m ³
warm LNG	- 124 °C	10 bar	360 kg/m ³	18000 MJ/m ³

Tabelle 1.1: Dichte der Flüssigphase in Abhängigkeit von Temperatur und Druck

Eine Sonderform eines Niederdrucksystems stellt das Dualfuelsystem dar. Bei diesem System wird Diesel und Erdgas zur Verbrennung verwendet. Hierfür werden konventionelle Dieselmotoren adaptiert. Während des Ansaugtaktes wird ca. 70 bis 80 % der Treibstoffmenge in Form von Erdgas in den Motorraum eingebracht. Nach anschließender Verdichtung wird kurz vor dem oberen Totpunkt die restliche Kraftstoffmenge in Form von Diesel eingespritzt und somit das Kraftstoffgemisch gezündet (**Abbildung 1.7**) [8]. Der schematische Tankaufbau ist jenem in **Abbildung 1.8** ähnlich, das Einspritzverhältnis LNG/Diesel ist jedoch ein anderes und das Dualfuelsystem verfügt über keine Kryopumpe.

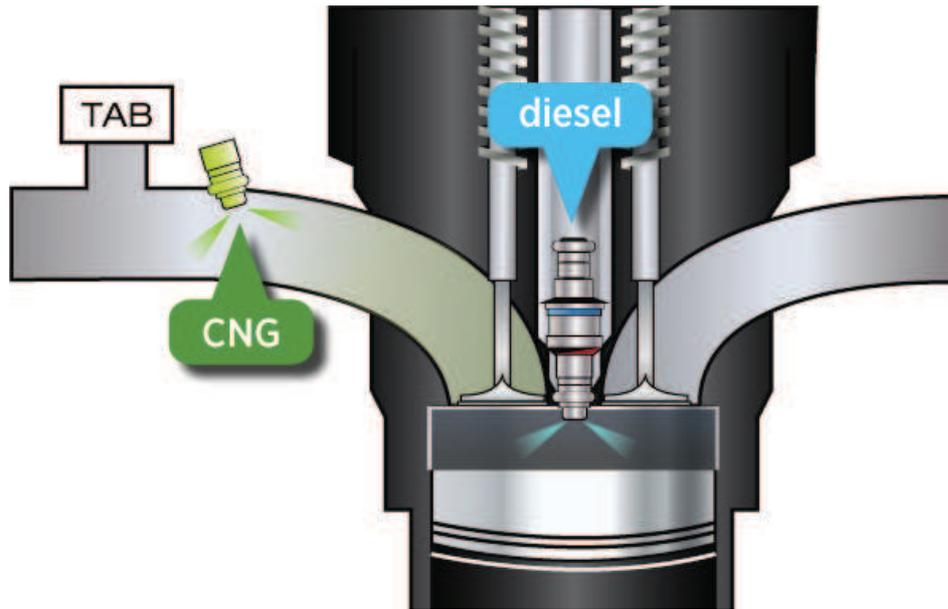


Abbildung 1.7: Schnittdarstellung eines Dualfuelmotors [8]

1.4.2 Hochdrucksysteme

Durch die zuvor beschriebenen höheren Energiedichten bei kaltem LNG lassen sich Wirkungsgradsteigerungen von ca. 10 % erzielen. Aus diesem Grund wurden Hochdrucksysteme entwickelt, welche sich die höhere Energiedichte bei niedrigerem Speicherdruck zu Nutze machen. Diese Systeme verfügen über eine Hochdruckpumpe, welche den Druck des LNG auf mehrere hundert bar erhöht und somit überkritisch verdichtet. Im Anschluss wird das Fluid in einem Wärmetauscher erhitzt und direkt in den Verbrennungsraum des Motors eingespritzt.

Die Hochdruck-Direkteinspritzung (HPDI) ist eine Sonderform eines Hochdrucksystems. **Abbildung 1.8** zeigt einen vereinfachten Aufbau eines HPDI-Systems. Die Betankung erfolgt über einen Tankanschluss ① und das in **Kapitel 1.3.3.2** beschriebene Vapour Collapse System ②. Das LNG wird über eine Kryo-Hochdruckpumpe ④ und eine Hochdruckleitung ⑤ dem Wärmetauscher ⑥ zugeführt. Dort wird das Erdgas erhitzt und der Druck durch ein Druckregelventil ⑦ eingestellt. Eine Gasentnahme kann über die Gas-Entnahmeleitung ③ erfolgen. Zusätzlich sind ein Dieseltank ⑧ und eine zugehörige Hochdruckpumpe ⑨ erforderlich.

Dieses HPDI-System ist vom zuvor beschriebenen Dualfuelsystem zu unterscheiden. Die Zündung erfolgt auch hier mittels Einspritzung von Diesel, es ergeben sich dennoch Unterschiede. Bei diesem System wird das LNG (~95 % der Gesamtreibstoffmenge) mit Drücken > 300 bar in den Verbrennungsraum eingeblasen und anschließend mittels Einspritzung der restlichen Menge Kraftstoff in Form von Diesel gezündet. Das LNG wird

hierbei kurz vor Ende des Verdichtungsaktes eingespritzt, vergleichbar mit dem Ablauf in einem konventionellen Dieselmotor. Um das etwas trägere, erst bei höheren Temperaturen selbstzündende, LNG zu zünden, wird dann Dieseldieselkraftstoff eingespritzt. Die Einspritzung erfolgt beispielsweise über Doppelnadel-Injektoren (**Abbildung 1.9**) [8].

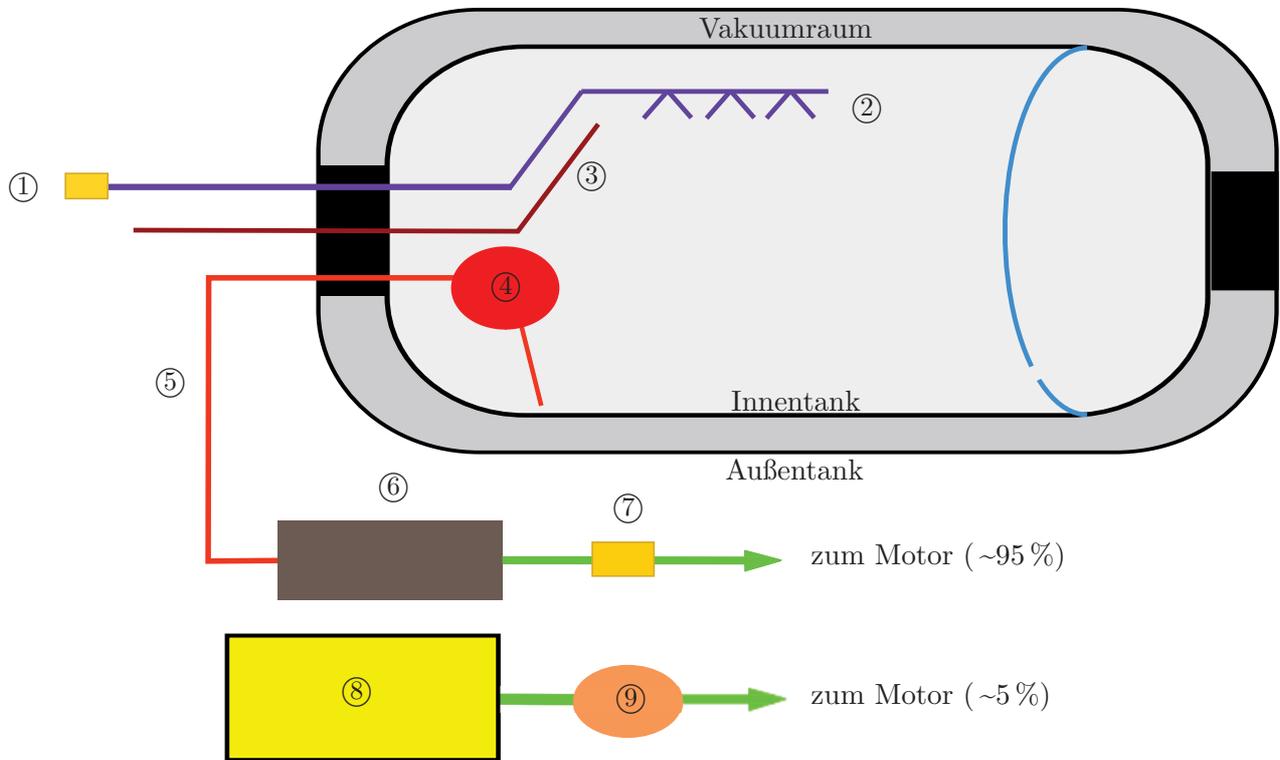


Abbildung 1.8: Aufbau eines Tanksystems für HPDI-Systeme

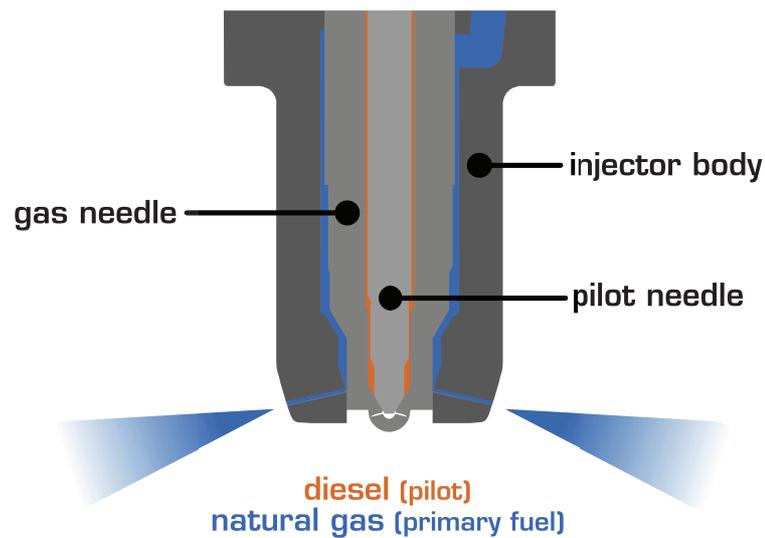


Abbildung 1.9: Doppelnadel-Injektor für Hochdruck-Direkteinspritzung (HPDI) [8]

1.5 Ziel der Arbeit

Es wurden nun die grundlegenden Fragestellungen in Zusammenhang mit der Handhabung von flüssigem Erdgas beschrieben. Im Zuge dieser Arbeit wird in Patenten und Literatur recherchiert, wie LNG auf Hochdruck gebracht werden kann. Mit diesem Wissen wird ein detailliertes Lastenheft und Designprinzipien definiert. Im Anschluss werden Konzepte entwickelt und bewertet. Ein adäquates Konzept wird im weiteren Verlauf ausgelegt und konstruiert.

Durch diesen speziellen Anwendungsfall ergeben sich einige Besonderheiten. Die Pumpe ist Temperaturen bis zu -170 °C ausgesetzt, wobei im Außenbereich bis $+60\text{ °C}$ herrschen. Trotz dieser Extrema muss die Pumpe Drücke bis 500 bar liefern. Der Eintrittsdruck in die Pumpe liegt hierbei zwischen 3 und 16 bar und der geforderte Massenstrom variiert zwischen 1 und 90 kg/h. Als weitere Anforderung ist die sofortige Einsatzbereitschaft der Pumpe zu nennen.

Die Pumpe wird im Kraftfahrzeugbereich eingesetzt, deshalb ist die Konstruktion entsprechend robust und betriebssicher auszuführen. Eine Lebensdauer von zehn Jahren beziehungsweise $1,2 \cdot 10^6$ km und Wartungsintervalle über 12 Monate werden gefordert.

Die Speicherung des Fluides bei Sättigungstemperatur und -druck bringt weitere Anforderungen mit sich. So sollte der Wärmeeintrag durch die Pumpe möglichst gering sein, um eine Druckerhöhung im Tank zu verhindern. Der maximal zulässige Wärmeeintrag durch die Pumpe wird hierfür berechnet. Sollte dieser durch Dissipation, etc. überschritten werden, sind Alternativen zum Druckabbau zu definieren.

Eine geeignete Konstruktion soll Kavitation minimieren, um einen Anstieg von Verschleiß und Antriebsleistung zu vermeiden.

Das Gewicht der Pumpe und der benötigte Bauraum sind weitere Kriterien, welche möglichst minimiert werden sollten.

Die Einbringung der Pumpe in den Tank wird ebenfalls behandelt. Gewünscht ist eine Funktionsintegration bezüglich der Montage der Pumpe im Tank. Die Pumpe soll über ein zentrales Festlager des Innentanks montiert werden. Dies bietet Vorteile bezüglich Wärmeeintrag, da kein zusätzlicher Pumpenstutzen notwendig ist.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden Informationen zum Stand der Technik aus Literatur und Patenten behandelt. Zu Beginn werden allgemeine Grundlagen der Pumpentechnik angesprochen, im weiteren Verlauf liegt das Hauptaugenmerk auf Pumpen für tiefkalte Medien beziehungsweise LNG und der Tribologie.

2.1 Pumpen allgemein

Nach dem Funktionsprinzip des Förderelementes unterscheidet man:

- Hubkolbenpumpen
- Umlaufkolbenpumpen
- Kreiselradpumpen
- sonstige Pumpen

Wie bereits in vorangegangenen Arbeiten [9] ausgeführt wurde, eignen sich für die Anwendung im Kryo-Hochdruckbereich lediglich Hubkolbenpumpen. Es wird daher nicht näher auf die Pumpenarten eingegangen.

2.1.1 Leistungsparameter unterschiedlicher Pumpen

Der Einsatzbereich von Kreisel-, Umlaufkolben- und Hubkolbenpumpen hinsichtlich Druck und Leistung ist in **Abbildung 2.1** zu sehen. Es zeigt sich, dass für geringe Volumenströme und hohe Drücke lediglich Hubkolbenpumpen geeignet sind.

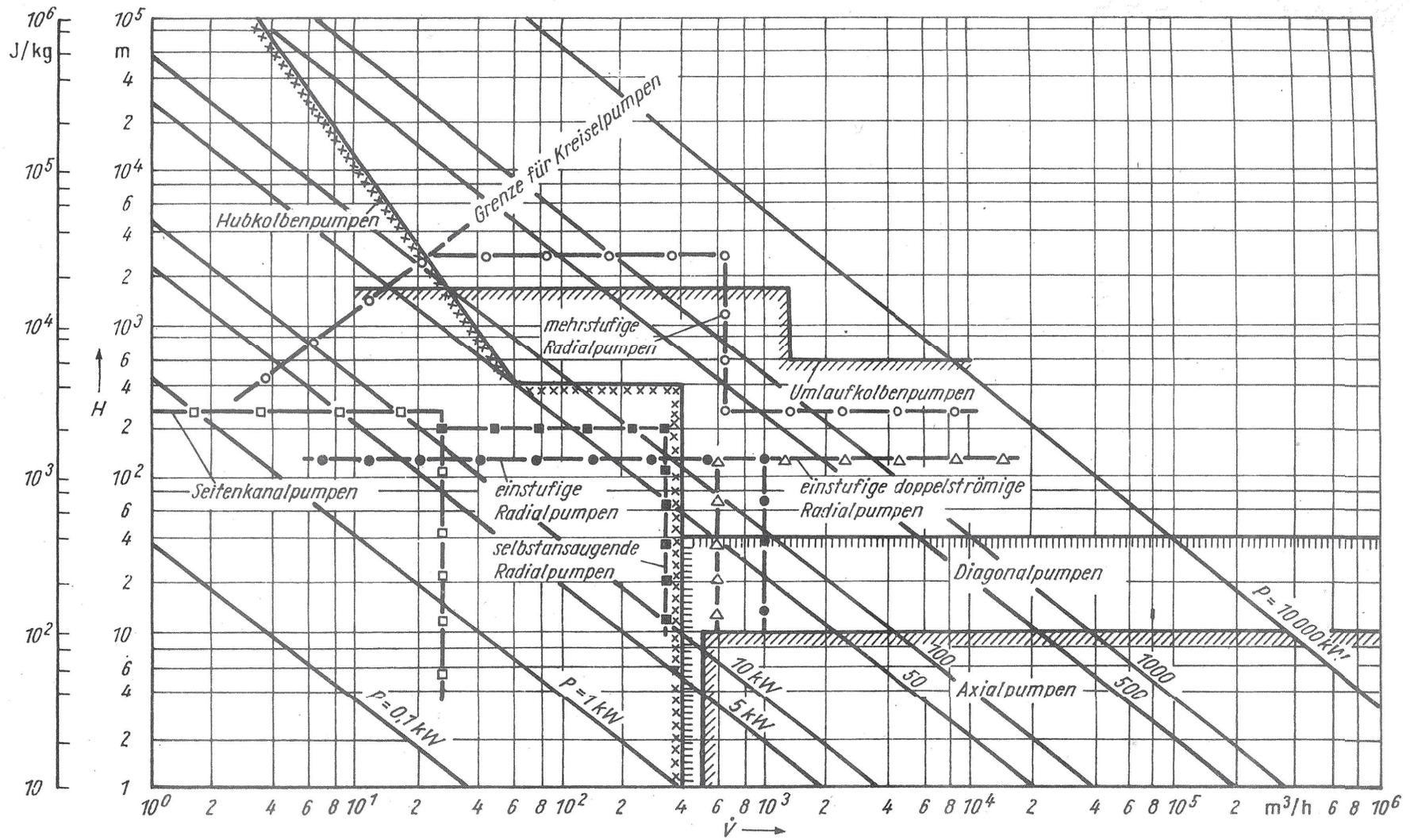


Abbildung 2.1: Erreichbare Leistungsparameter von Kreisel- und Hubkolbenpumpen [10]

2.1.2 Kavitation

Kavitation ist für die Auslegung von Pumpen von großer Bedeutung. Dieser Effekt tritt auf, wenn der Dampfdruck der Flüssigkeit lokal unterschritten wird. Durch den Fluidstrom werden die entstandenen Dampfblasen mitgerissen und implodieren durch steigenden Druck. Dies hat extreme Druckspitzen zur Folge, welche die Oberfläche der Pumpe beschädigen. Kryogene Fluide werden meist bei Sättigungstemperatur und -druck gespeichert, was die Förderung hinsichtlich Kavitation problematisch macht. Um die Gefahr von Kavitation zu minimieren, werden hohe Zulaufhöhen beziehungsweise geringe Saughöhen empfohlen. Entsprechend ausgelegte Zulaufquerschnitte sind ebenfalls von Bedeutung.

2.2 Pumpen für tiefkalte Flüssigkeiten

Die Literatur beschreibt die Probleme bei der Materialauswahl für kryogene Temperaturen [11]. Die meisten Metalle zeigen eine Zunahme der Zugfestigkeit bei sinkenden Temperaturen. Dieses Verhalten trifft jedoch nicht auf die Zähigkeit und die Dehnbarkeit zu. So zeigen Nichteisenmetalle und deren Legierungen wie Kupfer, Aluminium, Messing, Bronze, usw. eine Zunahme dieser Kennwerte bei sinkenden Temperaturen. Bei Stählen und Gusseisen sinken dagegen Zähigkeit und Dehnbarkeit bei tiefen Temperaturen. Bis -100°C eignen sich einfache Stähle, darunter werden hochlegierte (austenitische) Chrom-Nickelstähle (X5CrNi18-10; 1.4301) oder Nichteisenmetalle empfohlen.

Die Schmierung stellt bei tiefen Temperaturen eine weitere Herausforderung dar. Herkömmliche Schmiermittel sind für den Kryobereich der Pumpe ungeeignet. Darüber hinaus sind Wechselwirkungen mit dem Fördermedium nicht auszuschließen und Verunreinigungen unerwünscht. Auf Ölschmierung sollte verzichtet werden [11].

Zur schmierungslosen Abdichtung eignen sich Spaltdichtungen und Kolbendichtringe. Der hohe fertigungstechnische Aufwand für die notwendigen engen Toleranzen bei Spaltdichtungen und das Problem der unterschiedlichen Schrumpfungen von Kolben und Zylinder sprechen jedoch gegen den Einsatz von Spaltdichtungen. Ferner ist mit Leckage und dadurch mit Erwärmung zu rechnen, weshalb sich vorwiegend Kolbenringdichtungen durchgesetzt haben. Als Werkstoff für die Dichtringe wird häufig Kunstkohle oder PTFE¹ verwendet [11].

Versuche haben gezeigt, dass bei Spaltdichtungen mit Toleranzen um $0,001 \times$ Kolbendurchmesser extrem lange Abkühlzeiten notwendig sind. Diese Pumpen sind erst nach ca. 2 Stunden einsatzbereit. Verschleiß führt zu kurzen Lebensdauern und abfallender Förderleistung. Werden die Abkühlzeiten nicht eingehalten und die Pumpe im warmen Zustand betrieben, kommt es meist zur sofortigen Zerstörung. Ein rascher Einsatz ist somit nicht möglich, was für Mobilanwendungen inakzeptabel ist [11].

Die zuvor beschriebenen Kolbendichtringe schaffen hierbei Abhilfe. Für eine beispielhafte Sauerstoffpumpe werden sieben Dichtringe verwendet (**Abbildung 2.3**). Einer der Dichtringe ist breiter ausgeführt und führt den Kolben. Abhängig vom Material sind sie einteilig oder aus Segmenten zusammengesetzt. Sie werden mit geringem Spiel eingepasst und durch radiale Spannfedern vorgespannt. Dadurch entsteht ein Anpressdruck von ca. 0,05 bar. Um eine möglichst lange Lebensdauer der Dichtringe zu erzielen, werden maximale Oberflächenrauheiten von $0,5 \mu\text{m}$ empfohlen [11].

¹PTFE: Polytetrafluorethylen

Über die Lebensdauer der Pumpe kommt es durch Verschleiß zum Abfall des Fördervolumens. Die beschriebene Sauerstoffpumpe weist nach 2500 Betriebsstunden nur mehr ca. 40 % ihrer ursprünglichen Förderleistung auf (**Abbildung 2.2**). Es wird deshalb ein Tausch der Dichtringe nach 2200 Betriebsstunden angeraten. Um diese Effizienzeinbußen zu kompensieren, werden Drehzahl und Hub variiert. Die Kosten der Pumpe steigen durch die erhöhte Systemkomplexität [11].

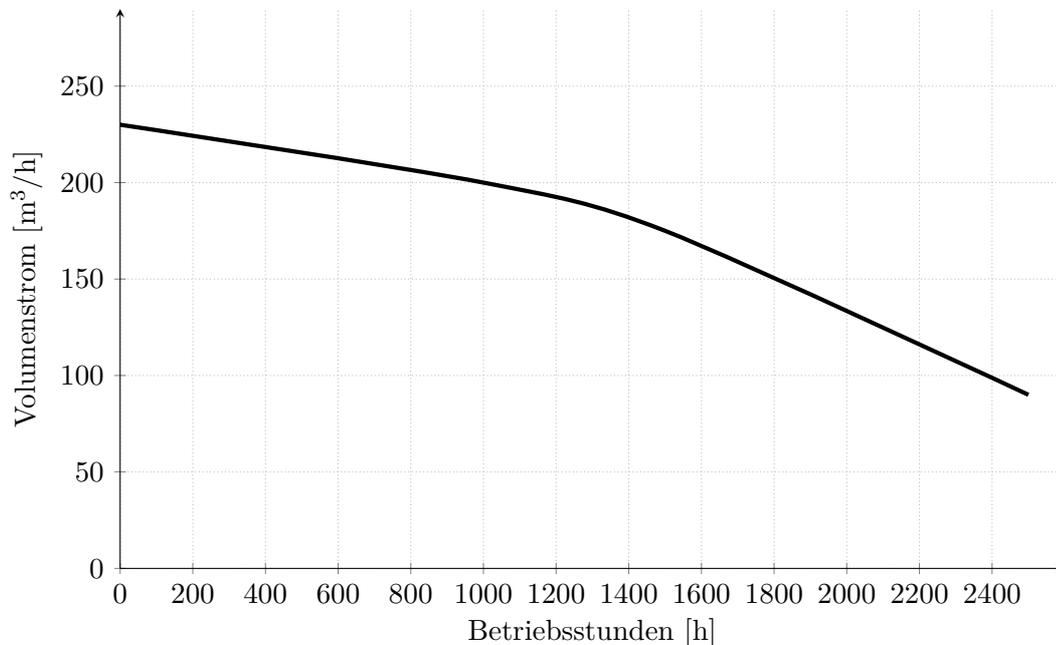


Abbildung 2.2: Abhängigkeit des Förderstroms von der Betriebszeit einer Flüssigsauerstoffpumpe [11]

Wie bereits festgehalten wurde, ist für die Förderung eines Fluides bei Siedetemperatur eine hohe Zulaufhöhe notwendig um Kavitation zu vermeiden (**Kapitel 2.1.2**). Um die Gefahr der Kavitation weiter zu verringern, muss die Ansaugleitung und das Ansaugventil entsprechend ausgelegt sein. Insbesondere sind deren Querschnitt und Oberflächenrauheit zu optimieren.

Anstatt selbsttätiger Saugventile werden Schlitze zur Fluidfusssteuerung empfohlen. Aufgrund dieser Schlitze ergibt sich ein Leerhub von ca. 20 %, dafür ist der Wärmeeintrag geringer als bei Ventilen. Ursache dafür ist das geringere Schadvolumen. Darüber hinaus ist diese Variante weniger stör anfällig, da sie über weniger bewegte Teile verfügt. Die notwendige Zulaufhöhe ist bei Schlitzsteuerung geringer als bei Ventilsteuerung [11].

Die dargestellte Sauerstoffpumpe verfügt über einen Saugwindkessel, welcher den Zylinder umgibt. Dieser Zylinder besitzt die beschriebene Schlitzsteuerung und ein stirnseitiges Druckventil. Außerdem hat der Saugwindkessel eine Abgasleitung, um entstehendes Gas abzuführen.

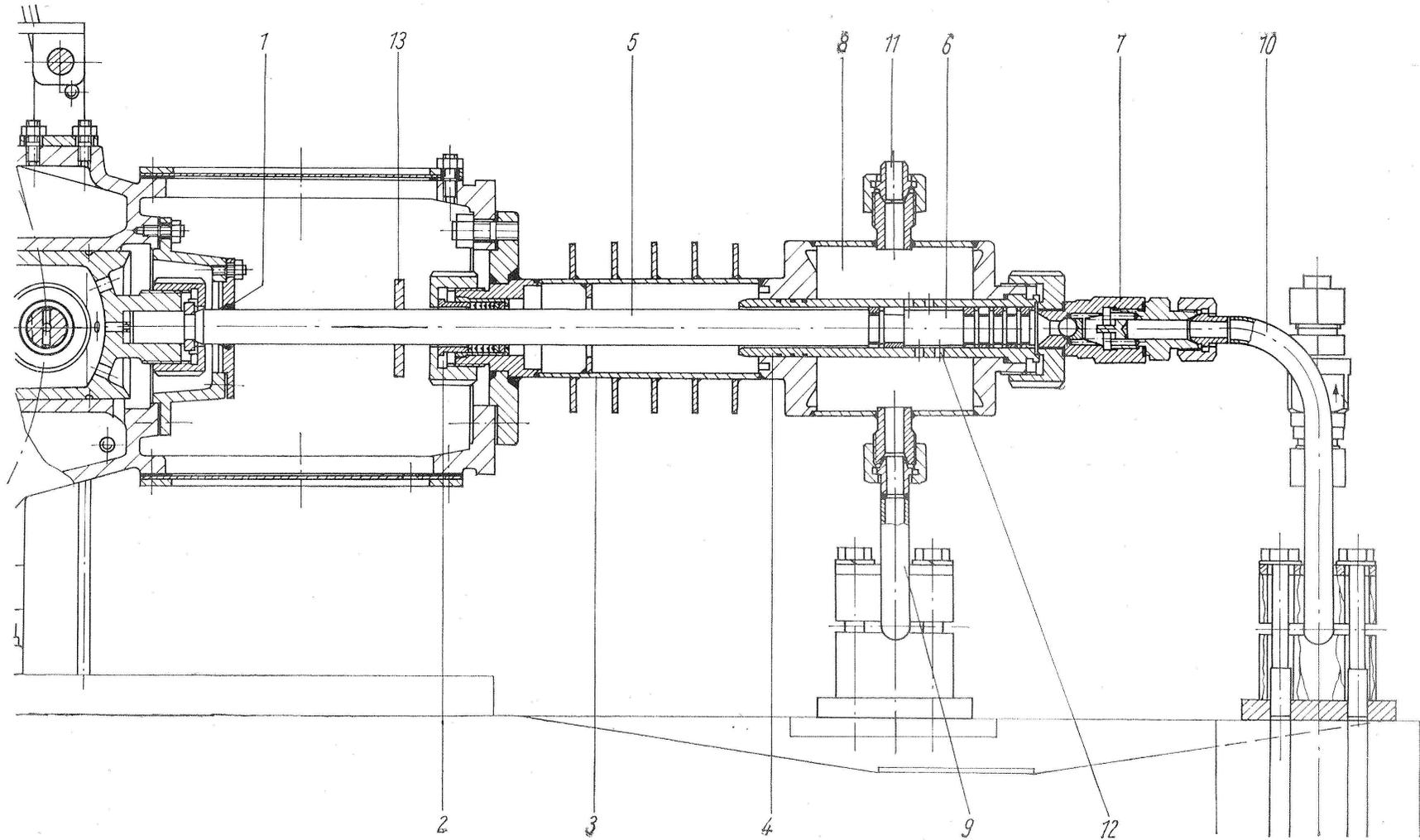


Abbildung 2.3: Pumpe für flüssigen Sauerstoff [11]

Bei einem Gegendruck von 166 bar weist die beschriebene Sauerstoffpumpe einen Ausnutzungsgrad von lediglich 50 % auf. Bezieht man den Leerhub durch die Steuerschlitze mit ein, so ergibt sich ein Ausnutzungsgrad von 64 %. Wird der Ansaugdruck erhöht, können indizierte Liefergrade von 75 % erzielt werden. Eine Erhöhung der Drehzahl führt bei Schlitsteuerung zu einer Reduktion der Füllzeit und damit zur Senkung des Liefergrades. Verbesserungen könnten durch einen Nockentrieb erreicht werden, was jedoch aufgrund des hohen Aufwandes nicht praktikabel ist. Werden hingegen Saugventile verwendet, ist ein Zulaufdruck von mindestens 1,5 bar über dem Verdampfungsdruck des Fluides notwendig, um Dampfbildung zu vermeiden. Moderne Pumpen erreichen Dichtegrade von 80 bis 85 % [11].

Die Pumpe kann beispielsweise unterhalb des Flüssigkeitsspiegels positioniert werden, sprich der Pumpenkopf taucht in das kryogene Fluid. Dadurch entfallen die Saugleitung und der Saugwindkessel, der Wärmeeintrag ist jedoch höher und die Wartung aufwendiger. Vorteilhaft ist hingegen die sofortige Einsatzbereitschaft, da die Pumpe stets auf Betriebstemperatur ist.

Das spezifische Volumen eines Gases ist um ein Vielfaches geringer als das der zugehörigen flüssigen Phase. Deshalb ist der Massenstrom bei flüssiger Förderung selbst bei kleinen Pumpen beträchtlich, wobei die Antriebsleistung erheblich geringer ist als bei gasförmiger Verdichtung (**Anhang A**).

Pumpen für flüssigen Stick- und Sauerstoff, wie sie beispielsweise von *VEB Maschinenfabrik und Eisengießerei Wurzen* gebaut wurden, weisen folgende Spezifikationen auf:

Eigenschaft	Parameter	Wert	Einheit
Kolbenhub	h	125	mm
Zylinderdurchmesser	D	36	mm
mittlere Kolbengeschwindigkeit	v_m	0,52	m/s
Drehzahl	n	125	U/min
Förderstrom	\dot{V}	560	l/h
Kupplungsleistung	P	4,8	kW
Antriebskraft	F_{Stange}	24,5	kN

Tabelle 2.1: Spezifikationen einer Pumpe für tiefkalte Medien [11]

Die Firma *Krytem* bietet ebenfalls einige Systeme zur Förderung von kryogenen Flüssigkeiten an. In **Abbildung 2.4** ist eine der angebotenen Hochdruckpumpen abgebildet. Beachtenswert sind die hohe Anzahl an Dichtungen und das große Ansaugventil. Darüber hinaus sind die Umspülung des Pumpzylinders und die Hinterspülung des Kolbens markant. Die **Abbildung 2.5** zeigt eine Explosionsdarstellung und die **Abbildung 2.6** das Datenblatt dieser Pumpe.

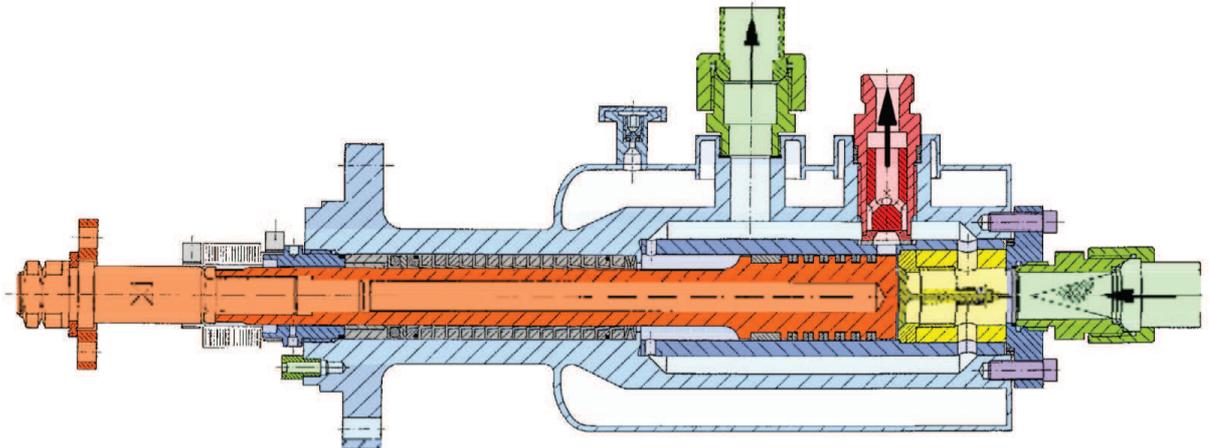


Abbildung 2.4: Hochdruckpumpe für kryogene Medien [12]

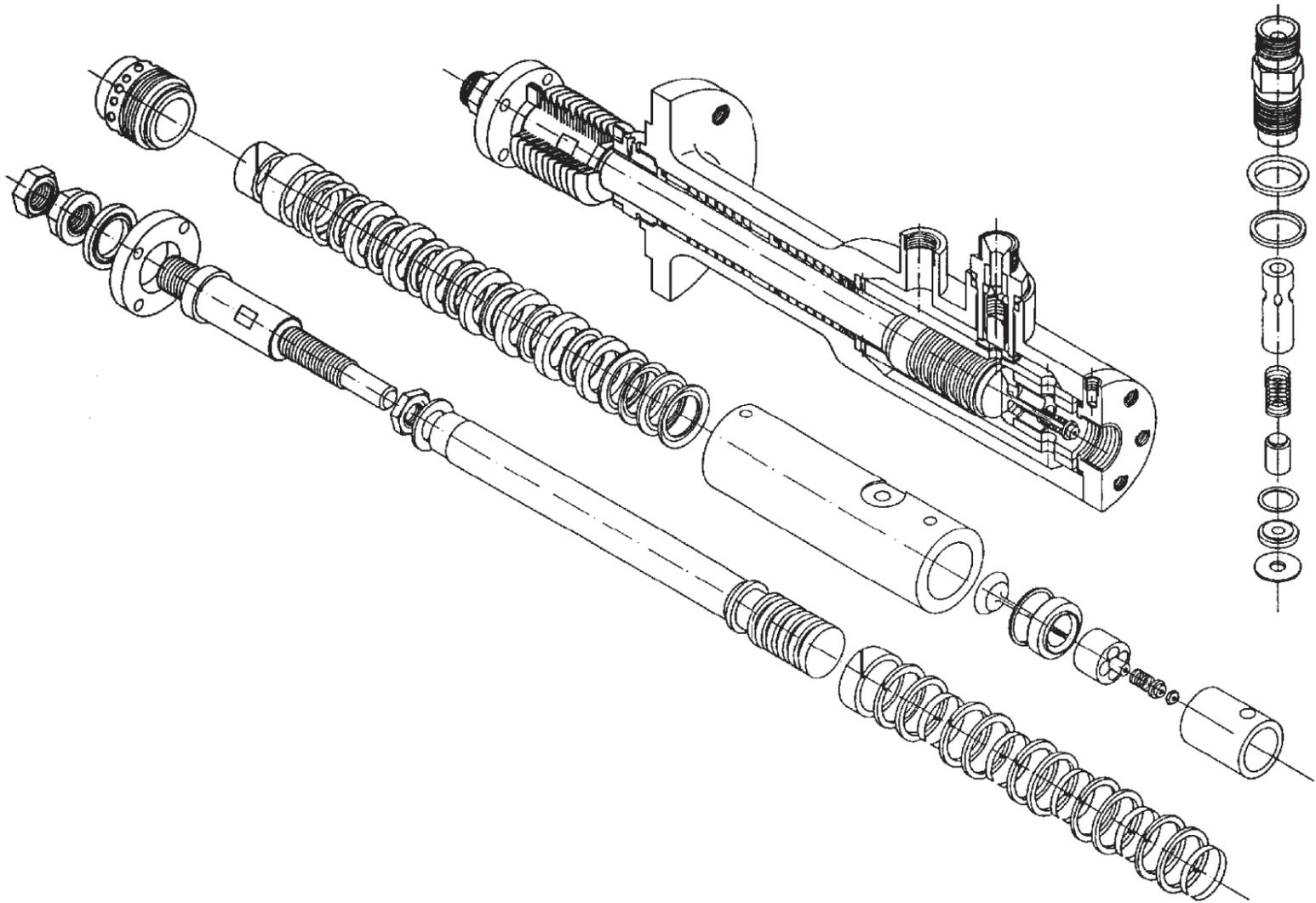


Abbildung 2.5: Komponenten einer Hochdruckpumpe für kryogene Medien [12]

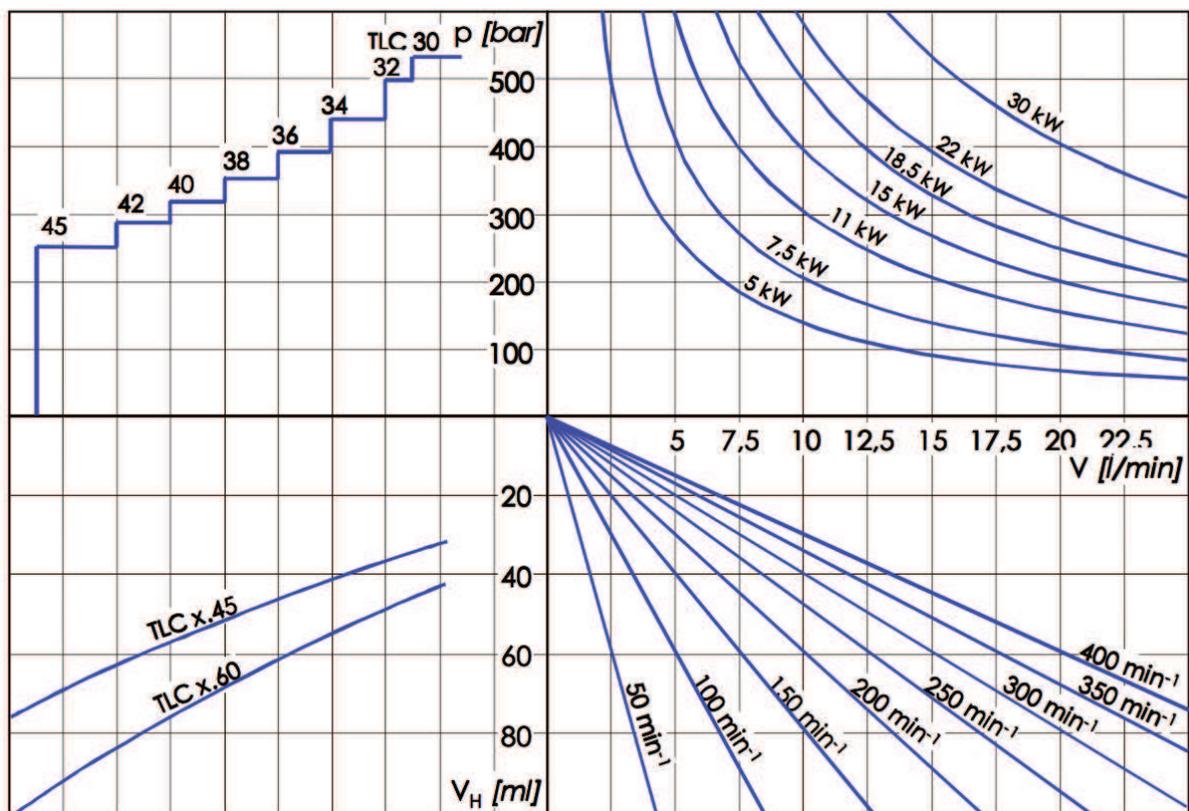


Abbildung 2.6: Datenblatt einer Hochdruckpumpe für kryogene Medien [12]

2.3 Patente

Die entsprechenden Patente werden nun in diesem Kapitel erläutert. Eine Unterteilung der Systeme erfolgt anhand der erzielbaren Drücke und ihrer Einbringung in den Tank.

2.3.1 Allgemeines

Die Handhabung kryogener Flüssigkeiten ist bereits seit Jahren erprobt. Tiefkalte Fluide werden in vielen Bereichen des täglichen Lebens eingesetzt, weshalb bereits zahllose Lösungen zur Förderung dieser Medien am Markt erhältlich sind.

Mit Unterstützung geeigneter Software (*Search4ip*) wurden die vorhandenen Patente ermittelt und studiert. Es konnten etliche, durch Mitbewerber geschützte, Ideen gefunden werden. Für diese Arbeit sind ca. 30 Patente relevant. Manche dieser Patente sind erteilt, teilweise sind sie aber auch publiziert. Da einige Lösungen bereits vor längerer Zeit eingetragen wurden, sind sie oft bereits ausgelaufen.

2.3.2 Unterscheidungsmerkmale

Abhängig von der Position der Pumpe wird zwischen internen und externen Pumpen unterschieden.

2.3.2.1 Interne Pumpen

Interne Pumpen benötigen keine Isolierung, da sie sich direkt im Medium befinden. Dadurch vereinfacht sich der Aufbau, die Anforderungen hinsichtlich minimalem Wärmeeintrag sind jedoch höher. Der Wärmeeintrag durch die Wärmeleitung der Pumpe und deren Aufhängung ist ebenfalls nicht zu vernachlässigen. Die Montage und Reparatur sind durch den Einbau im Tank schwieriger, dafür ist die Pumpe aber stets auf Betriebstemperatur.

2.3.2.2 Externe Pumpen

Externe Pumpen benötigen eine aufwendige Isolierung. Um den Wärmeeintrag zu minimieren, wird meist eine umschließende Vakuumkammer verbaut. Diese Pumpenart wird

häufig in der Lagertechnik verwendet. Nachteilig sind die langen Kühlzeiten, um durch Schrumpfung die notwendigen Toleranzen einzustellen.

2.3.2.3 Druckbereiche

Anhand des zu erzeugenden Drucks differenziert man in Hoch-, Mittel- und Niederdruckpumpen. Im Folgenden wird nur auf Hochdruckpumpen eingegangen.

Hochdruckbereich Für Drücke über 150 bar werden heute vorwiegend Kolbenpumpen verwendet. Sie arbeiten reversierend und dabei doppelt- oder einfachwirkend. Die kanadische Firma *Westport, Inc.* hat viele aktuelle Patente auf diesem Gebiet. Es werden Komplettlösungen (Tank, Pumpe, Einspritzsystem, Motor) angeboten. In den meisten Patenten werden Ventile zur Fluidsteuerung eingesetzt, nicht die zuvor in **Kapitel 2.2** beschriebene Schlitzsteuerung.

2.3.3 Patente im Detail

Vorab sei erwähnt, dass die Positionsnummern der Abbildungen in diesem Kapitel ignoriert werden mögen.

Eine Pumpe der Firma *Westport Inc.* mit drei Kammern mit jeweils Einwegventilen in den Kolben wird im europäischen Patent *EP 1 030 971 B1* [13] beschrieben. Es kann zeitgleich Gas und Flüssigkeit gefördert werden (**Abbildung 2.7**). Die Drehzahl wird mit ca. 200 bis 500 min^{-1} und das Hubvolumen mit 164 cm^3 angegeben. Laut Erfinder ist ein Antrieb per Kurbeltrieb nachteilig, da es sonst zu großen Druckstößen und Geschwindigkeitsänderungen kommt. Dies führt zu vermehrter Verdampfung und anschließender Kondensation.

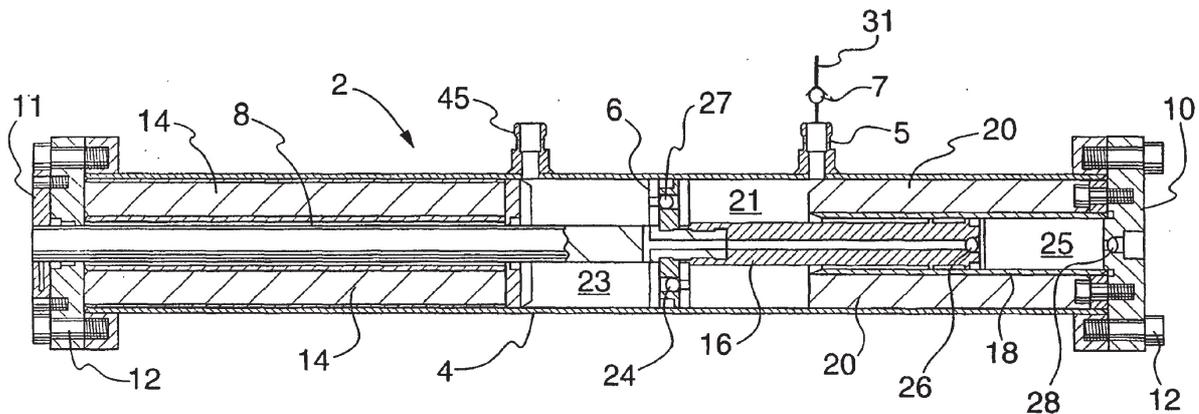


Abbildung 2.7: Pumpe mit drei Kammern zum Fluidtransport [13]

Die Einbringung der Pumpe erfolgt in den Zwischenraum zwischen Innen- und Außentank, wodurch sie unterhalb des Flüssigkeitsspiegels liegt (**Abbildung 2.8**).

Das Patent *EP 1 313 948 B1* [14] schützt die Verwendung eines doppelwirkenden Kolbenmotors mit Durchströmventil im Kolben (**Abbildung 2.9**).

Von großem Interesse für diese Arbeit sind insbesondere die Patente *EP 1 461 524 B1* [15], *EP 2 541 061 B1* [16] und *EP 2 541 062 A1* [17]. Diese Patente zeigen eine interne Pumpe, die über einen integrierten hydraulischen Kolbenantrieb und einen Verdampfer verfügt (**Abbildung 2.10, 2.11 und 2.12**). Diese Pumpe liefert überkritisches Fluid mit ca. 300 bar, wobei das zweite Patent eine verbesserte Version zeigt. Diese Pumpe erzielt einen Flüssigkeitsdruck von 320 bar bei $-162 \text{ }^\circ\text{C}$. Die verwendeten Ventile werden ebenfalls genauer spezifiziert. Sie sind eine Kombination aus PTFE und rostfreiem Stahl. Die Verwendung von nichtmetallischen Kolbenstangen und Verbindungselementen wird ebenfalls geschützt.

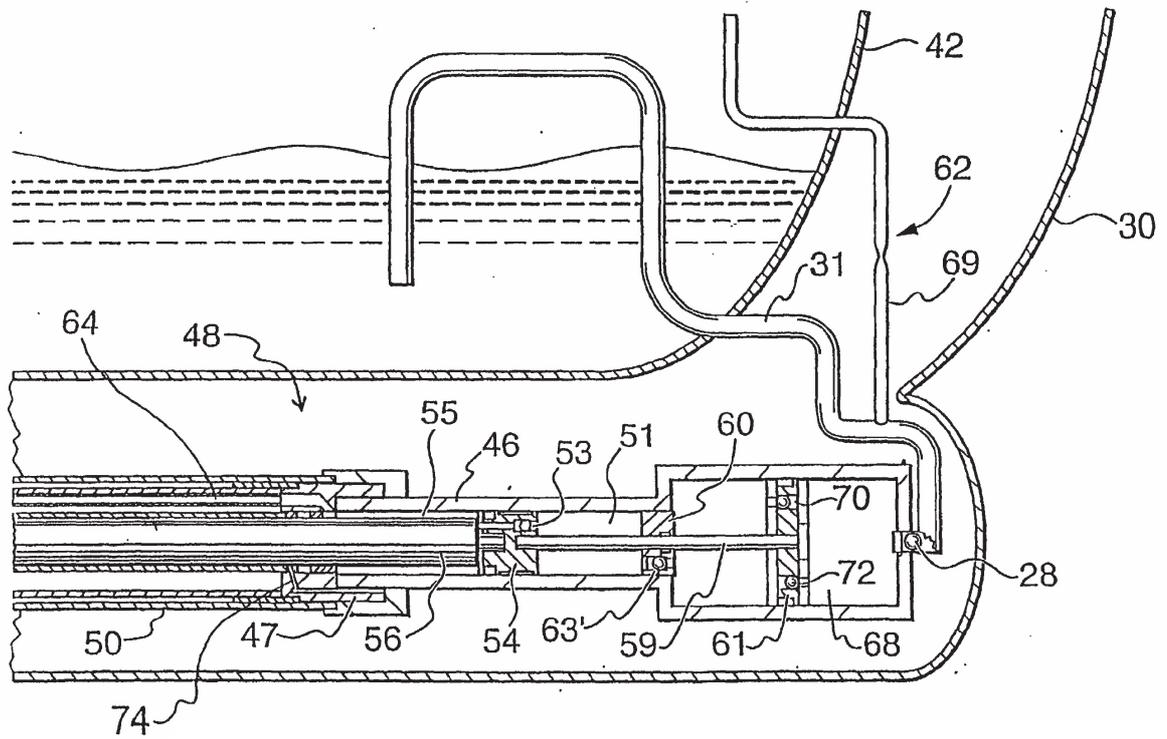


Abbildung 2.8: Verbau der Pumpe aus Abb. 2.7 unterhalb des Flüssigkeitsspiegels [13]

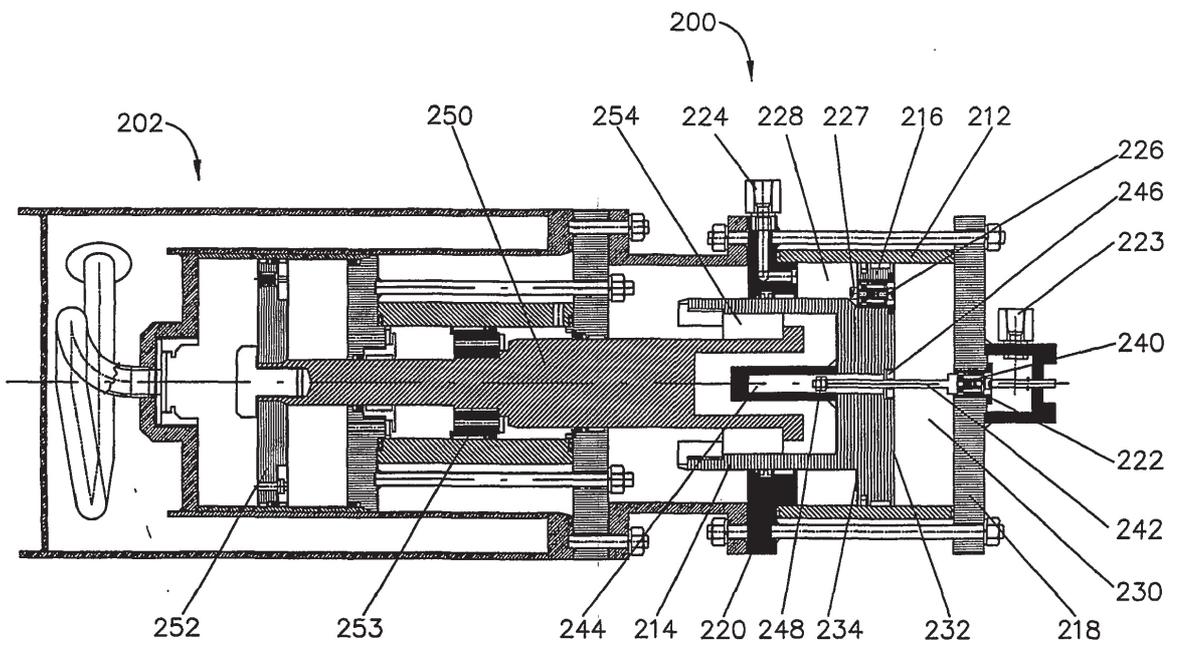


Abbildung 2.9: Pumpe mit Durchströmventil im Kolben und Antrieb über doppelwirkenden Kolbenmotor [14]

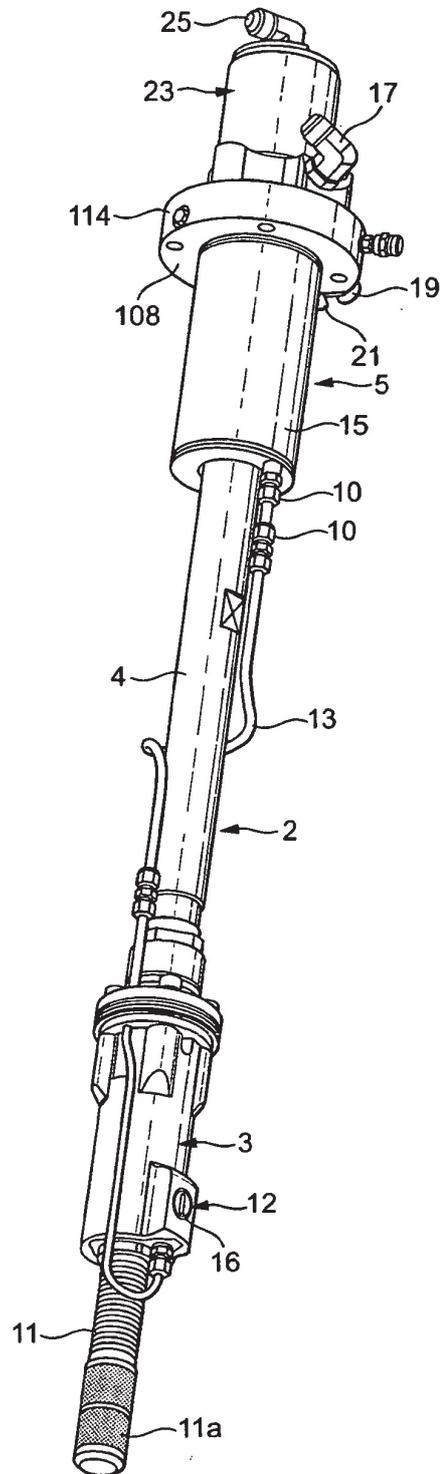


Abbildung 2.10: Zusammenstellung von Pumpe mit Wärmetauscher und Antrieb [16]

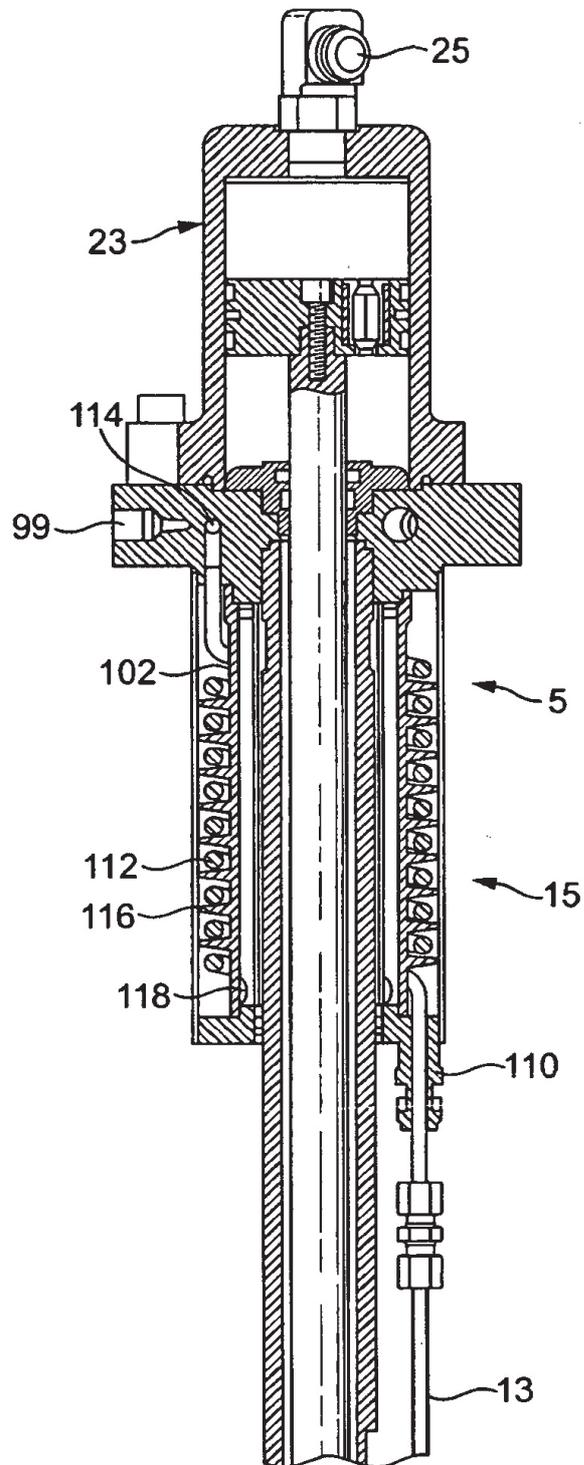


Abbildung 2.11: Schnittdarstellung von Wärmetauscher und hydraulischem Antrieb [16]

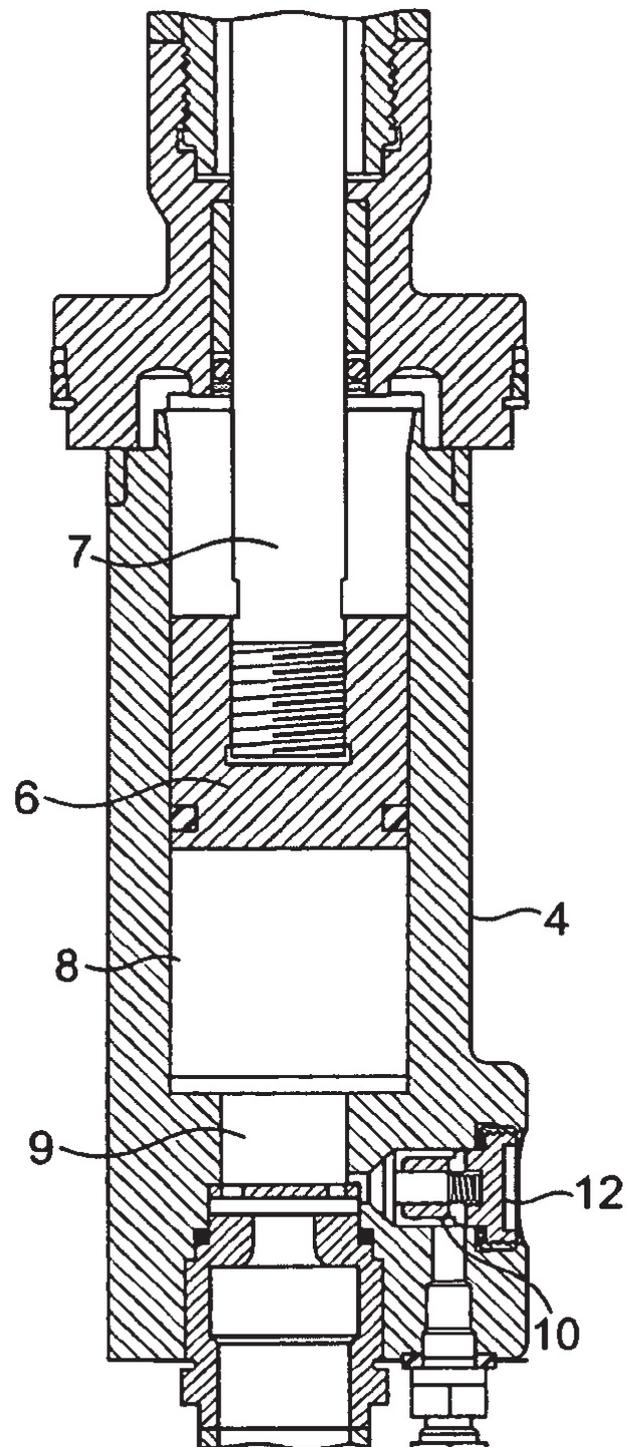


Abbildung 2.12: Schnittdarstellung Pumpenbereich [16]

In weiteren Patenten von *Westport, Inc.* wird noch die platzsparende Verbauung der Pumpe im Tank inklusive Wärmetauscher erläutert. Letzterer sollte nicht unterhalb des Flüssigkeitsspiegels platziert werden, um den Wärmeeintrag in den Tank gering zu halten. Darüber hinaus sind Varianten mit einfacher Druckerzeugung beschrieben, hierbei kann das Fluid über ein Ventil im Kolben abströmen.

Eine Pumpe zur kombinierten Förderung von Gas und Flüssigkeit wird durch Patent *WO 03/025 396 A1* [18] geschützt. Diese Pumpe kann Gas und Flüssigkeit gleichermaßen ansaugen. Die Fördermenge kann dabei über die Menge des angesaugten Gases eingestellt werden. Ähnliche Beispiele zur Regulierung der Fördermenge sind auch in der Literatur zu finden [10]. Durch die Verdichtung kommt es zur Kondensation des Gases. Während des Saughubes werden Gas und Flüssigkeit nicht zeitgleich angesaugt, sondern zu Beginn stets Flüssigkeit. Dieses System wird vor allem zur Minderung des Gasdrucks im Tank angewendet (**Abbildung 2.13**).

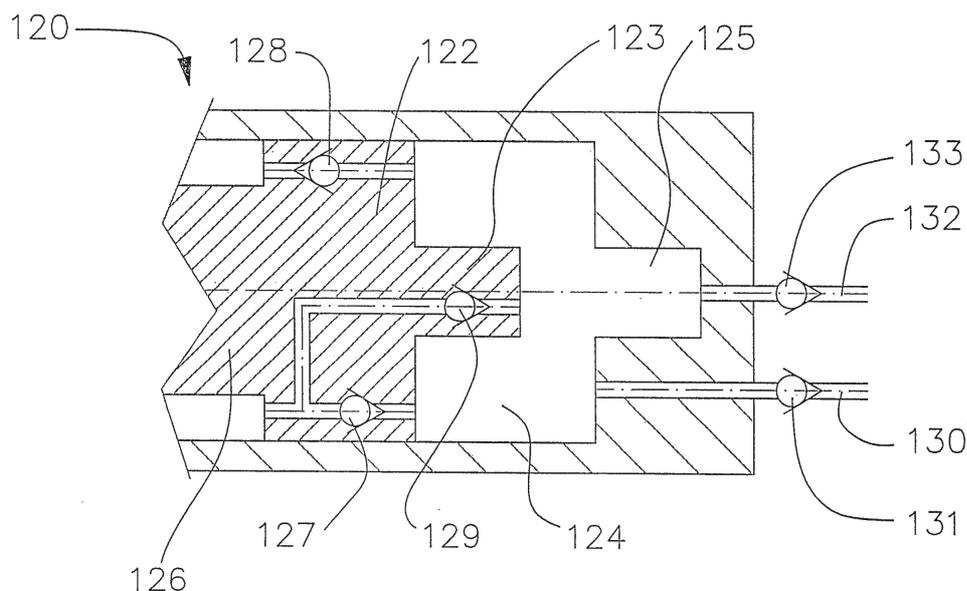


Abbildung 2.13: Pumpe mit je einer Ansaugleitung für Gas und Flüssigkeit [18]

Der hydraulische Antrieb wird außerhalb des Tanks positioniert, um den Wärmeeintrag zu reduzieren. Probleme hinsichtlich Füllstandsmessung werden ebenso behandelt. Als Abhilfemaßnahme soll der Hydraulikdruck im Antrieb gemessen werden. Wird ein gewisser Schwellwert bei der Komprimierung nicht erreicht, zählt ein Zähler plus eins. Erreicht der Zähler einen definierten Wert, ist davon auszugehen, dass der Tank nahezu leer ist.

Die amerikanische Firma *Chart Industries* ließ sich ebenfalls einige Pumpenkonzepte schützen. Das Patent *EP 1 314 886 A2* [19] beschreibt eine Kolbenpumpe mit eigener Dampferntfernung und Sumpfansaugung.

Magna Steyr ist ebenfalls in der Forschung zu kryogenen Pumpen tätig. Diese Pumpen werden dezidiert für Fahrzeuge entwickelt (Patent *DE 10 2011 104 546 B4*) [20]. Diese Kolbenpumpe verfügt über einen Hochtemperaturbereich und einen Niedertemperaturbereich. Um den Wartungsaufwand durch verschlissene Dichtungen, etc. möglichst gering zu halten, werden Kolbendurchmesser > 20 mm empfohlen. Darüber hinaus weist die Pumpe ein Ventil auf, welches beim Ansaugtakt Dampf durchströmen lässt. Angelehnt an das Patent *DE 10 2006 014 333 A1* [21] wird eine Kolbenpumpe mit magnetischem Kolben geschützt, wobei an der Außenseite des Zylinders mindestens ein Magnet angebracht ist. Mit diesem Magnet erfolgt die Positionierung des Kolbens, sprich der Druckaufbau. Bei der ersten Hubbewegung wird Fluid über einen Verbindungskanal und einen Wärmetauscher in den Hochtemperaturbereich gepumpt. Durch die Temperaturerhöhung steigt der Druck. Das verbliebene Fluid wird beim zweiten Hub über den Kanal zurückgeschoben und dabei gekühlt. Dadurch wird ein Ansaugen aus dem Ansaugtank ermöglicht (**Abbildung 2.14**). Als Wärmetauscher kann beispielsweise ein Regenerator eingesetzt werden. Der Ein- und Auslass wird durch Einwegventile gesteuert. Mit einer derartigen Pumpe sind Drücke zwischen 10 und 20 bar erzielbar.

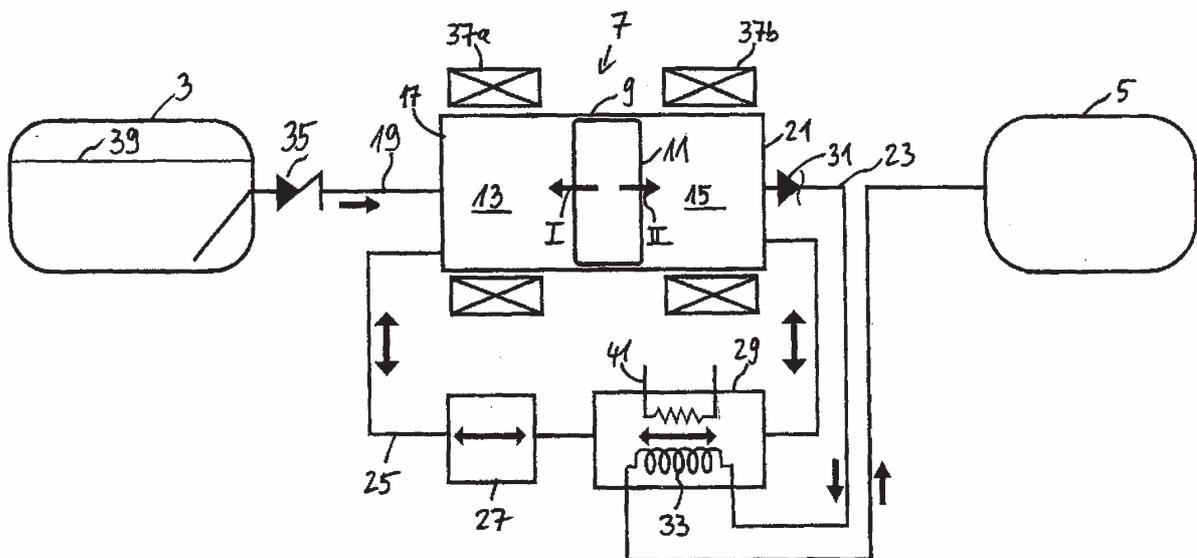


Abbildung 2.14: Pumpe mit elektrodynamisch, linear angetriebenem Kolben [20]

Die Firma *Cryostar SAS* schützt ihre Pumpenentwicklung durch Patent *EP 2 600 001 A1* [22]. Hierbei werden die Probleme bezüglich Kavitation und Verdampfung erläutert. Das Patent beschreibt lediglich die Kryo-Pumpeinheit, der Antrieb kann laut Beschreibung elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch erfolgen. Der Ansaugbereich ist bei dieser externen Pumpe doppelt eingehaust, wobei der Zwischenraum zur Isolation evakuiert ist. Bevor die Pumpe verwendet werden kann ist eine langwierige Anfangskühlung mittels Fördermedium oder zusätzlichem flüssigen Stickstoff notwendig. Verdampfendes Medium kann über Auslässe im Saugwindkessel entweichen. Diese Pumpe erreicht Drücke bis 700 bar.

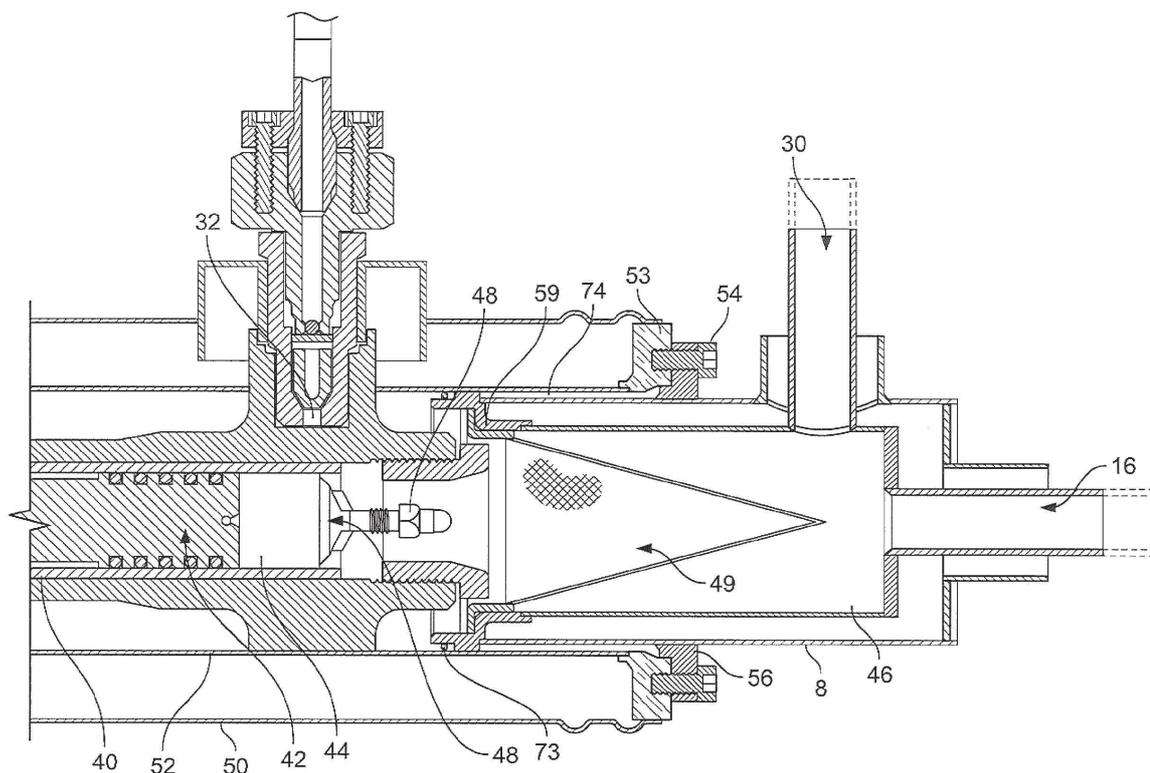


Abbildung 2.15: Externe Pumpe mit Saugwindkessel [22]

Das *Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH* zeigt mit dem Patent *DE 10 2008 011 456 B4* [23] einen anderen Lösungsansatz. Die beschriebene Pumpe arbeitet mit einem elektrodynamischen Linearmotor als Antrieb (**Abbildung 2.16**). Dieser Antrieb ist mit jenem von *Magna Steyr* vergleichbar, es wird jedoch detailliert auf die zu verwendenden Materialien eingegangen. Alle Bauteile im Einflussbereich der Spulen sind eisenlos auszuführen, um Wirbelstromverluste zu minimieren. Empfohlen werden Kunststoffe und Keramiken. PC² eignet sich für jene Bauteile, welche beim Abkühlen eine hohe Formstabilität aufweisen sollen. Insbesondere der Pumpflansch und die Kolbenstange sind davon betroffen. Um bei Temperaturdifferenzen konstante Spaltmaße zu gewährleisten, wird für die Laufbuchse und den Kolbenträger Invar (FeNi36; 1.3912) empfohlen. Gute Verschleißigenschaften und eine gewisse Selbstschmierung auch bei tiefen Temperaturen sollen durch eine zusätzliche Beschichtung der Kolbenträger mit Vespel SP-22 (PI³) erzielt werden. Materialverbunde für Beschichtungen des Kolbens und der Laufbuchse des Zylinders, welche einerseits verschleißfest und andererseits tieftemperaturgeeignet sind, sind beispielsweise Bornitrid in Aluminiumoxid sowie Grafit-gefülltes Teflon in Aluminiumoxid.

Ferner wird auf die elektrischen Vorteile bei tiefen Temperaturen hingewiesen. Aufgrund der vorherrschenden Temperaturen sinkt der elektrische Widerstand im Antrieb auf ein

²Polycarbonat

³Polyimid

Minimum, wodurch der Wirkungsgrad von 70 % auf 99 % steigt. Ausschlaggebend hierfür ist die sogenannte Supraleitung. Ein Supraleiter ist ein Material, welches dem elektrischen Strom ab einer materialabhängigen Temperatur (Sprungtemperatur) keinen Widerstand mehr entgegensetzt [24]. Die mechanische Pumpenleistung wird mit 300 W angegeben. Die Firma *Linde AG* forscht ebenfalls auf diesem Gebiet.

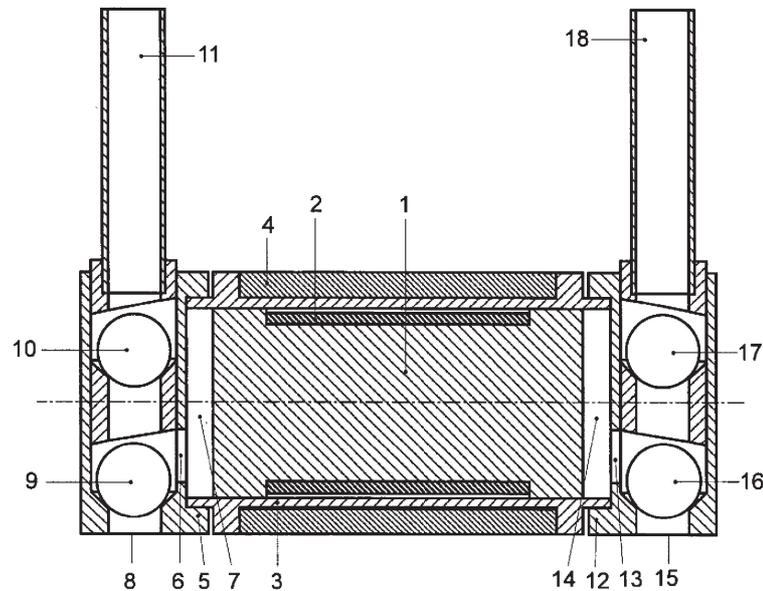


Abbildung 2.16: Prinzip einer elektrodynamisch, linear angetriebenen Pumpe [23]

Das Patent *DE 43 00 512 B4* [25] der Firma *Bayerische Motoren Werke AG* zeigt eine Kraftstoffpumpe, welche über einen Schraubspindel-Antrieb verfügt. Der Antrieb der Spindel erfolgt über einen drehrichtungsumkehrbaren Elektromotor (**Abbildung 2.17**).

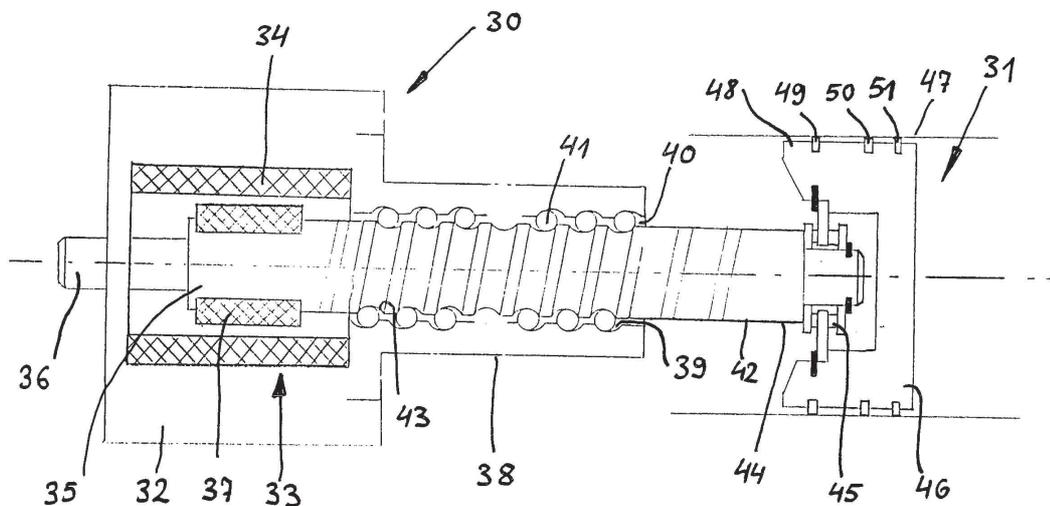


Abbildung 2.17: Prinzip einer Pumpe mit Schraubspindeltrieb [25]

Die *Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt* beschreibt in mehreren Patenten (*DE 36 21 727 C2* [26], *DE 39 07 728 A1* [27]) die Dichtungsproblematik. Man toleriert hierbei Gasanteile von 15 bis 20 % Volumsanteil. Verbesserungsvorschläge bei der Verwendung von PTFE-Kolbenringen sind:

- Verringerung der Kolbenringdicke, um die absolute Schrumpfung zu minimieren.
- Aufschrumpfen des Kolbenrings auf einen Invar-Kolben (FeNi36, 1.3912), wobei der Innendurchmesser des Kolbenrings bei Abkühlung konstant bleibt und nur die Querkontraktion maßgebend ist.
- Verwendung eines kaltzähen Stahls (austenitisch) für den Zylinder, wodurch der entstehende Spalt nur mehr die Differenz aus PTFE-Querkontraktion und Schrumpfung des Zylinders ist.

Bei höheren Drücken werden dennoch weitere Verbesserungen empfohlen. Beispielsweise können Übermaßpassungen vorgesehen werden, wodurch der Kolben im warmen Zustand jedoch festgepresst ist.

Das zweite genannte Patent schützt eine Kolbenpumpe mit einer zweiten Stufe, welche einen Gasschmierfilm erzeugt (**Abbildung 2.18**). Diese zweite Stufe transportiert somit lediglich Gas. Eine zusätzliche Temperaturerhöhung des Gases erfolgt, um warme und kalte Bereiche besser abzutrennen. Ein zusätzliches Zwischenringvolumen, welches die Zylinderlaufbahn umschließt, fungiert als Gasspeicher. Der Gasspalt beträgt ca. $5\ \mu\text{m}$. Eine Fortentwicklung sieht einen dritten Hubraum vor, welcher der Verbesserung der Gasfilmschmierung dient.

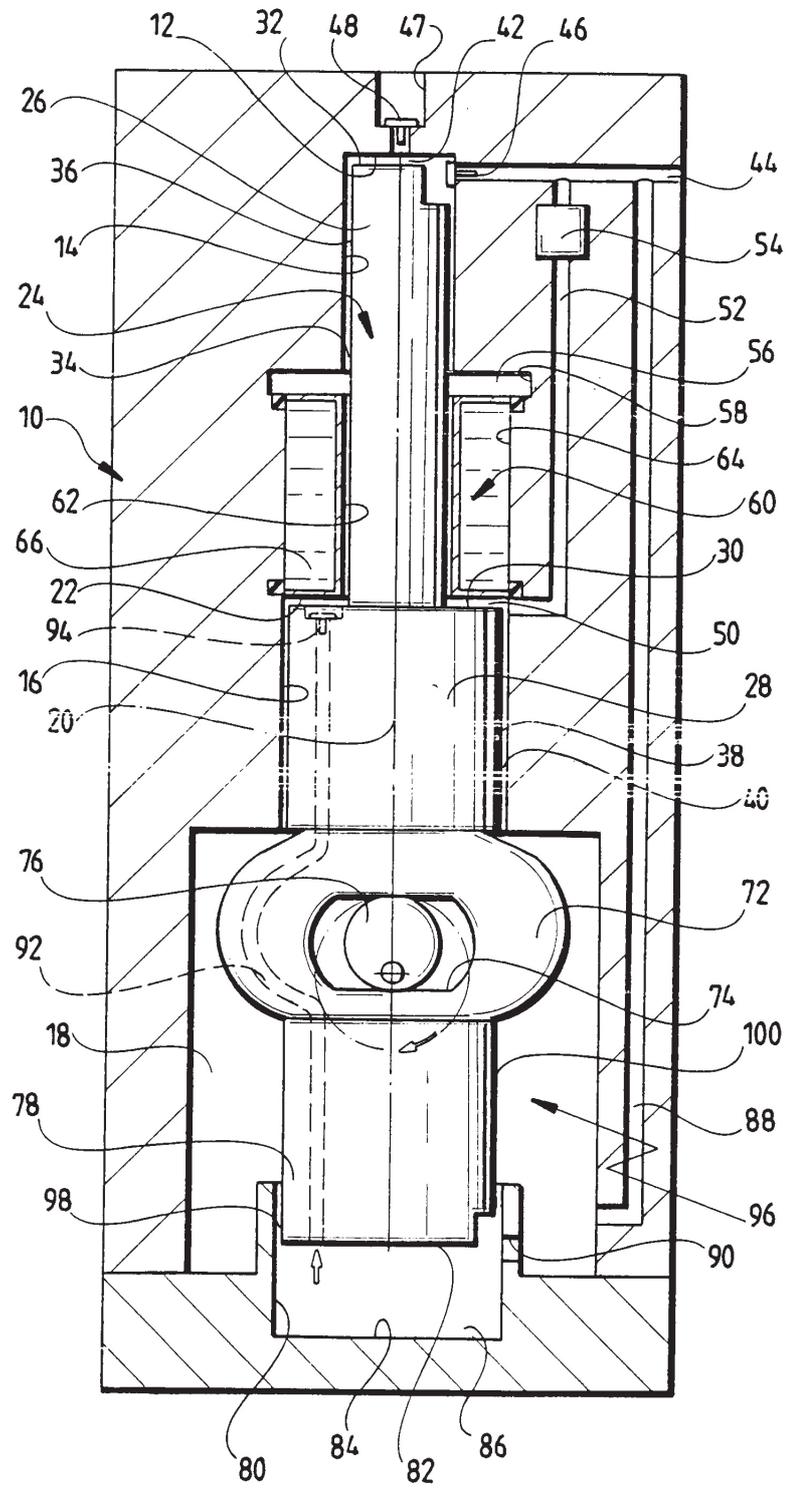


Abbildung 2.18: Prinzip einer Pumpe mit Gasfilmschmierung [27]

Das Patent *DE 199 15 847 A1* [28] der Firma *Linde AG* beschreibt eine Pumpe mit zwei Räumen innerhalb eines Zylinders. Der Verdichtungshub erfolgt mittels Zugstange, die Kolbenrückstellung mittels Druckfeder (**Abbildung 2.19**).

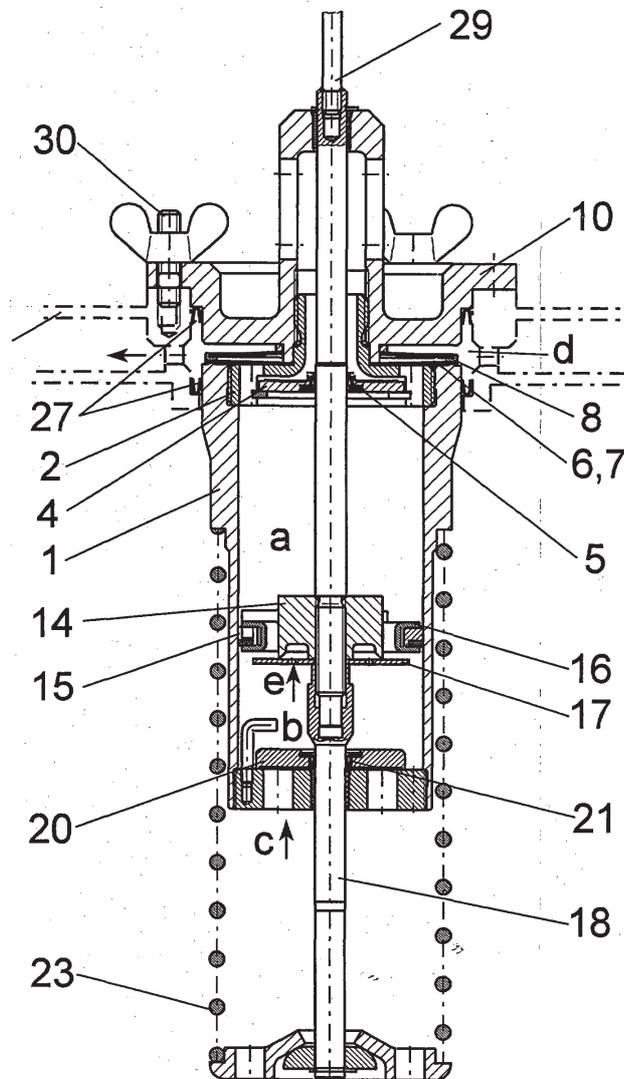


Abbildung 2.19: Schnittdarstellung einer Pumpe mit federrückgestelltem Kolben [28]

Carpenter Technology Corporation schützt eine Pumpe durch Patent *US 4 156 584 A* [29]. Diese Pumpe verfügt über einen Schlitz am Beginn der Zylinderlaufbahn, um Gas, welches angesaugt oder entstanden ist, aus den Hubraum entweichen zu lassen.

Abschließend sollen noch die Mitbewerber *Hitachi* mit Patent *US 4 593 835 A* [30], *Union Carbide Corporation* mit Patent *US 4 396 362 A* [31] und *Zwick Energy* mit Patent *US 4 860 545 A* [32] erwähnt werden. Da die Patente dieser Firmen für diese Arbeit jedoch nicht wesentlich sind, werden sie hier nicht näher behandelt.

2.4 Tribologie

Die Ursachen für Reibung und Verschleiß sind vielzählig. Auf die grundlegenden Vorgänge und deren Ursachen wird hier nicht näher eingegangen. Dennoch werden einige Grundlagen, welche für diese Arbeit von Bedeutung sind, behandelt.

2.4.1 Reibarbeit und Leistung

Die Reibarbeit im Gleitfall ist allgemein definiert [33]:

$$A_{RG} = \int_{s_R} F_R \cdot ds_R \quad (2.1)$$

Die notwendige Arbeit für eine Gleitbewegung lässt sich mit $F_R = F_N \cdot f$ somit berechnen aus:

$$A_{RG} = \int_{s_R} F_R \cdot ds_R = F_R \cdot s_R = F_N \cdot f \cdot s_R \quad (2.2)$$

Die Leistung ergibt sich somit mit dem Zusammenhang $v_G = s_R/t$:

$$P_R = \frac{A_{RG}}{t} = F_R \cdot v = F_N \cdot f \cdot v_G \quad (2.3)$$

Die Formel zeigt somit, dass die Reibleistung lediglich von der Normalkraft, der Reibungszahl und der Gleitgeschwindigkeit abhängt.

2.4.2 Verschleiß

Verschleiß hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass:

- Verschleißvolumen $W_V \sim$ Normalkraft F_N

- Verschleißvolumen $W_V \sim \text{Weg } s_R$

2.4.3 Verschleißminderung

Die Maßnahmen der Verschleißminderung müssen stets an die spezielle Anwendung und deren Verschleißart und -mechanismus angepasst sein. Die entsprechenden Einflussgrößen und Parameter müssen ebenso beachtet werden. Zur Beeinflussung der vorherrschenden Verschleißmechanismen können beispielsweise folgende Maßnahmen dienen [33]:

- Beeinflussung der Abrasion
 - Der Widerstand gegen Abrasion richtet sich nach der sogenannten Verschleiß-Tieflage-Hochlage-Charakteristik. Demnach ist der Verschleiß dann minimal, wenn der Härteunterschied der Reibpartner möglichst groß ist. Für die Werkstoffwahl gilt somit:
 - Härte des beanspruchten Körpers mindestens um den Faktor 1,3 größer als jene des Gegenkörpers
 - Harte Phasen vorsehen (z.B. Karbide in zäher Matrix)
 - Bei härterem Angriffsmaterial zähen Gegenkörper vorsehen
- Beeinflussung der Oberflächenzerrüttung
 - Kompromiss aus Werkstoff mit hoher Härte und hoher Zähigkeit
 - Verwendung homogener Werkstoffe
 - Einbringen von Druckeigenstress in die Oberflächenzone (z.B. Rollieren, Aufkohlen, Nitrieren, etc.)
- Beeinflussung der Adhäsion
 - Schmierung
 - Überbeanspruchungen vermeiden, wodurch der Schmierfilm und die Adsorptions- und Reaktionsschichten von Werkstoffen durchbrochen werden
 - Schmierstoffe additivieren (EP-Additive⁴)
 - Metall/Metall Paarungen vermeiden; Besser: Kunststoff/Metall, Keramik/Metall, Kunststoff/Kunststoff, Keramik/Keramik, Kunststoff/Keramik
 - Wenn metallische Paarungen nicht vermeidbar sind: Keine kubisch-flächenzentrierte Metalle, sondern kubisch-raumzentrierte und hexagonale Metalle verwenden; Werkstoffe mit heterogenem Gefüge vorteilhaft

⁴Hochdruck-Additive, engl.: **E**xtr^em^e **P**ressure-Additive

- Beeinflussung tribochemischer Reaktionen
 - Keine Metalle, höchstens Edelmetalle, besser Kunststoffe und keramische Werkstoffe
 - Formschluss- anstatt Kraftschlussverbindungen
 - Keine oxidierenden Umgebungsmedien und Zwischenstoffe
 - Schmierung nach dem hydrodynamischen Prinzip

Weitere Maßnahmen zur Minimierung des Verschleißes, zusätzlich zur Beeinflussung der Verschleißmechanismen, sind:

- Eliminierung des Tribokontaktes
 - Äußere Reibung gegen innere Reibung ersetzen:
 - * Fluide
 - * Elastische Festkörper
 - Tribokontakte durch tragende elektromagnetische Felder ersetzen (mechatronische Aktoren)
- Beeinflussung des Beanspruchungskollektives
Tribologische Beanspruchung vermindern, durch Änderung von:
 - Kinematik
 - Belastung und Flächenpressung
 - Thermischem Verhalten und Temperatur
 - Dauer der Beanspruchung
- Beeinflussung der Struktur des tribologischen Systems
Maßnahmen hinsichtlich:
 - Konstruktion
 - Werkstoff:
 - * Werkstoffsysteme
 - * Werkstoffeigenschaften
 - * Oberflächentechnologien
 - Schmierung

2.4.4 Tieftemperaturtribologie

Die Tieftemperaturtribologie befasst sich mit Reibungsproblemen im kryogenen Bereich. Im Speziellen befasst sich die Tieftemperaturtribologie mit Temperaturen unterhalb von 120 K (-153 °C). In diesem Bereich liegen die tiefkalten Gase wie Stickstoff, Wasserstoff und Helium, welche bei 77, 20 und 4,2 K sieden, flüssig vor. Auch das hier behandelte Flüssigerdgas, welches bei 112 K siedet, fällt in diesen Bereich. Einsatzgebiete sind beispielsweise:

- **Medizintechnik**
In der medizinischen Diagnostik ist für den Betrieb bzw. die Kühlung eines Kernspintomografen flüssiges Helium notwendig.
- **Automobiltechnik**
Für neue Antriebssysteme (Wasserstoff) ist die Kryotribologie ebenfalls von großer Bedeutung.

Die speziellen Probleme, die hier auftreten können, werden in der Literatur [33] behandelt. Die Kryotechnik arbeitet bei Temperaturen weit unterhalb des Anwendungsbereiches von flüssigen Schmierstoffen. Deshalb müssen zum Beispiel berührungslose oder Festkörperreibungssysteme eingesetzt werden. Im Folgenden soll über mögliche Dichtsysteme und Werkstoffe diskutiert werden.

2.4.4.1 Tribosysteme in der Kryotechnik

Es existiert eine Vielzahl von Anwendungen, in welchen Linear- oder Rotationsbewegungen im Kaltteil durchgeführt werden müssen. Beispiele hierfür sind die Raumfahrttechnik, die Supraleitung, die industrielle Flüssiggasversorgung und viele andere. Extremste Bedingungen herrschen beispielsweise auch bei Ventilen und Kraftstoff-Turbopumpen für flüssigen Wasserstoff und Sauerstoff in kryogenen Raketentriebwerken [33]. Die Pumpen für Wasserstoff arbeiten mit Drehzahlen bis 60000 min^{-1} und sind hierbei Temperaturen zwischen 20 K (Stillstand) und 900 K (Betrieb) ausgesetzt. Die Belastung der Lager und Dichtungen beträgt einige hundert Newton. Weniger hoch belastet sind die Expansionsmaschinen in Gasverflüssigern. Diese sind meist als Turboexpander ausgeführt, können jedoch für geringe Verflüssigungsleistungen auch als Kolbenmaschine ausgelegt werden. Für die Turboexpander werden Gas- oder Folienlager eingesetzt. Ein weiteres Beispiel für extreme Anforderungen an kryogene Tribosysteme ist die mechanische Struktur von

großen supraleitenden Magneten, wie sie beispielsweise im LHC⁵ in CERN⁶ oder auch beim Fusionsreaktor WENDELSTEIN 7-X in Greifswald/Deutschland eingesetzt werden. Bei letzteren werden Stützelemente zwischen den supraleitenden Magnetspulen verwendet, welche bei einem Durchmesser von lediglich ca. 60 mm Lasten von 1500 kN tragen müssen. Dies führt zu plastischer Verformung, wobei dennoch eine Gleitbewegung zwischen den Elementen von einigen Millimetern bei minimaler Reibung ermöglicht und Stick-Slip vermieden werden muss. Diese Elemente werden unter Hochvakuum und bei Temperaturen von 4,2 K verwendet und können nach dem Einbau nicht mehr getauscht werden. Demnach muss die Funktion über die gesamte Lebensdauer der Anlage (hier 20 Jahre) gesichert sein. Hierfür eignen sich Festschmierstoffe wie MoS₂⁷ [33].

Wie bereits erwähnt, sind Schmieröle und -fette für den kalten Teil kryotechnischer Anwendungen ungeeignet. Aus diesem Grund versucht man häufig, Tribosysteme in den Warmteil zu verlagern. Dafür sind aber Durchführungen, Wellen und Gestänge zwischen Warm- und Kaltteil notwendig, was die mechanische Stabilität verschlechtert und den Wärmeeintrag in den Kaltteil erhöht [33].

Berührungslose Lager und Dichtungen sind für kryogene Tribosysteme vorteilhaft, da sie keine Reibungswärme erzeugen, dabei praktisch wartungsfrei arbeiten und somit eine fast unbegrenzte Lebensdauer haben. Zur Lagerung können beispielsweise Magnetlager verwendet werden. Sie können hohe Lagerkräfte aufnehmen und können aktiv gesteuert werden. Als Schmiersystem kann Gasschmierung dienen, sie weist ähnliche Vorteile wie Magnetlager auf. Nachteilig sind die notwendigen extrem hohen Oberflächengüten (je nach Anwendungsfall), die Druckgaszuführung oder sehr hohe Drehzahlen. Dies sind Gründe, warum meist auf berührende Systeme zurückgegriffen werden muss. Es sei noch erwähnt, dass Reibungsuntersuchungen im Kryobereich auch für die Grundlagenforschung von Interesse sind. Es gibt Hinweise darauf, dass der Übergang zur Supraleitung auch die Reibung beeinflusst oder die Haftreibung zwischen atomar glatten, inkommensurablen Kristallflächen verschwindet. Handelt es sich beim Werkstoff um ein Dielektrikum, so kann der Energieübertrag bei Gleitreibung nur durch Phononenanregung erfolgen. Nahe dem absoluten Nullpunkt verschwindet der Beitrag der Phononen zur Reibungskraft jedoch, sodass hier praktisch reibungsfreies Gleiten möglich wäre [33].

⁵Teilchenbeschleuniger - Großer Hadronen Speicherring, engl.: **L**arge **H**adron **C**ollider

⁶Europäische Organisation für Kernforschung in Genf/Schweiz, franz.: **C**onseil **E**uropéen pour la **R**echerche **N**ucléaire

⁷Molybdändisulfid

2.4.4.2 Werkstoffe für kryogene Tribosysteme

Wie bereits festgestellt, liegen die Erstarrungspunkte flüssiger Schmierstoffe weit über den Anwendungstemperaturen der Kryotechnik. Ferner dienen die kryogenen Flüssigkeiten selbst nicht als Schmierstoff und können auch keinen hydrodynamischen Schmierfilm aufbauen. Deshalb sind die meisten Anwendungen trocken reibende Systeme, lediglich wenige Ausnahmen verwenden Festschmierstoffe oder Materialpaarungen, die auch ohne Schmierung günstige Reibeigenschaften aufweisen [33].

2.4.4.2.1 Metallische Werkstoffe

Die Festigkeitsparameter wie Dehngrenze, Scher- und Zugfestigkeit stellen für Metalle bei tiefen Temperaturen kein Problem dar, da sie mit abnehmender Temperatur zunehmen. Als nachteilig erweist sich jedoch, dass Metallen mit krz- oder hex-Gitter zu massiver Kaltversprödung neigen. Dies führt zu einer schlagartigen Abnahme der Kerbschlagzähigkeit, was teilweise mehr als eine Größenordnung ausmacht. Diese Eigenschaft, welche auch härtbare martensitische Stähle betrifft, begründet den fehlenden Einsatz solcher Metalle in kryogenen Anwendungen. In **Abbildung 2.20**, **2.21**, **2.22** und **2.23** ist das Tieftemperaturverhalten des Stahls 1.4301 (austenitisch) beziehungsweise 1.4510 (ferritisch) zu sehen. Dieser Vergleich ist lediglich ein Ausschnitt, dennoch stellen diese Stähle häufig eingesetzte Werkstoffe dar.

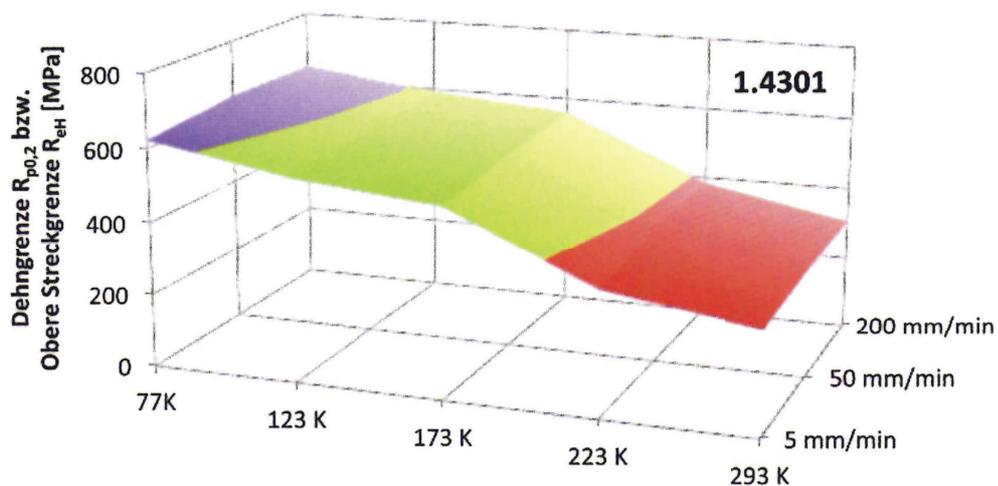


Abbildung 2.20: Temperaturabhängigkeit der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ beziehungsweise der oberen Streckgrenze R_{eH} des Stahls 1.4301 [34]

Die Diagramme verdeutlichen, dass die Streckgrenzen beider Stähle zu tiefen Temperaturen hin steigen, die Bruchdehnung sinkt beim Stahl 1.4510 jedoch bei 77 K auf lediglich 5 %.

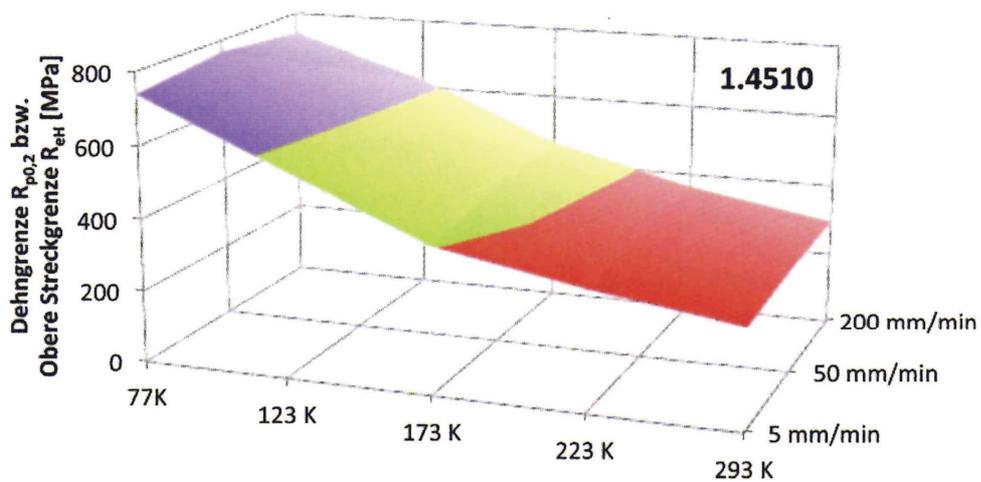


Abbildung 2.21: Temperaturabhängigkeit der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ beziehungsweise der oberen Streckgrenze R_{eH} des Stahls 1.4510 [34]

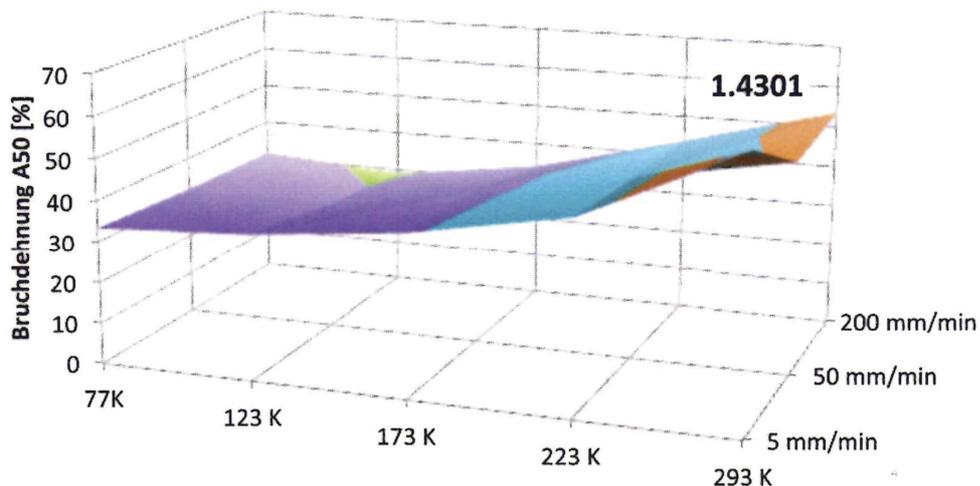


Abbildung 2.22: Temperaturabhängigkeit der Bruchdehnung A_{50} des Stahls 1.4301 [34]

Aus diesem Grund wird für Anwendungen unter 123 K der Stahl 1.4301 empfohlen, obwohl dieser teurer ist.

Für tiefkalte Systeme kommen somit nur die kaltzähen, austenitischen Werkstoffe in Frage. Darüber hinaus ist bei der Handhabung von LH_2 die zusätzliche Wasserstoffversprödung zu beachten. Besonders hochfeste Stähle, Nickel, Ni-Basislegierungen, Titan und Ti-Legierungen sind davon betroffen. Bei austenitischen Stählen, Al-Legierungen, Kupfer, Cu-Legierungen ist dieses Problem hingegen gering bis vernachlässigbar. Hohe mechanische Verformung durch tribologische Beanspruchungen kann jedoch auch bei austenitischen Stählen zu Problemen führen. Die Belastung führt zu Martensitbildung und H_2 -spezifischer Rissbildung. Ein Beispiel für eine solche Rissbildung zeigt **Abbildung 2.24** [33].

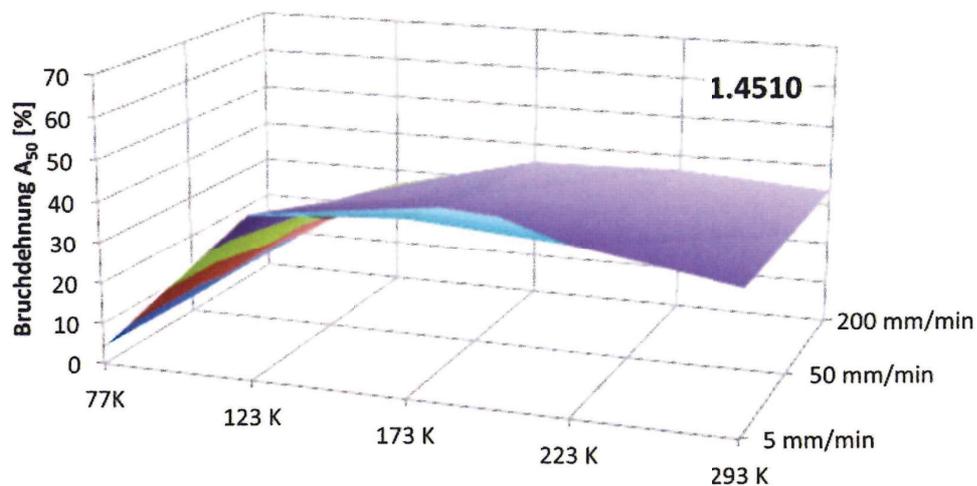


Abbildung 2.23: Temperaturabhängigkeit der Bruchdehnung A_{50} des Stahls 1.4510 [34]

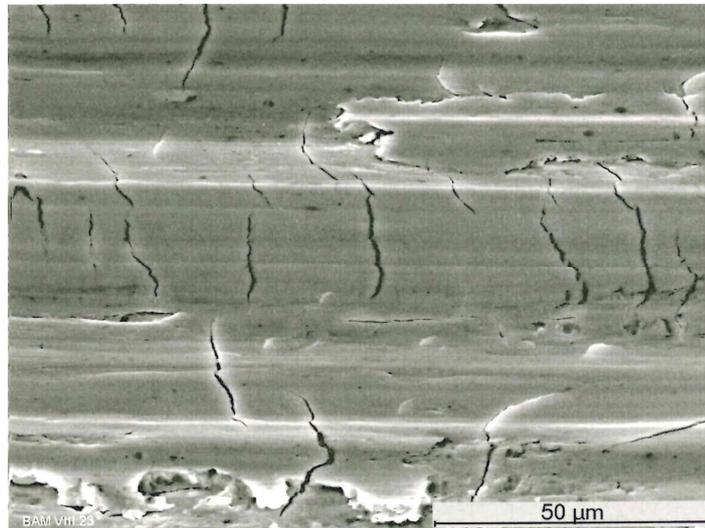


Abbildung 2.24: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahme einer Stahloberfläche (1.4301) nach Reibbeanspruchung in LH_2 [33]

Es gibt Anwendungsgebiete, in denen auf martensitische Stähle nicht verzichtet werden kann (zum Beispiel Kugellager). Diese können auch bedenkenlos eingesetzt werden, solange es zu keiner plastischen Verformung kommt. Probleme treten hier eher aufgrund der fehlenden Fettschmierung und eventueller Fremdpartikel, beispielsweise Eiskristalle, auf. Am Beispiel eines Kugellagertests in LN_2 beziehungsweise LHe sind die Auswirkungen solcher Fremdpartikel in **Abbildung 2.26** und **Abbildung 2.27** bzw. **Abbildung 2.25** zu sehen. In **Abbildung 2.25** ist der zeitliche Verlauf des Reibmomentes bei einem LN_2 -Test zu sehen. Zu Beginn läuft das Lager sehr ruhig, in der zweiten Hälfte der Laufzeit kommt es jedoch zu Schwankungen und einem Anstieg der Reibung. Der Spitzenwert des Reibmomentes von ca. 0,13 Nm (entspricht $f = 0,007$) ist jedoch sicher noch kein Indiz für ein vollständiges Lagerversagen [33].

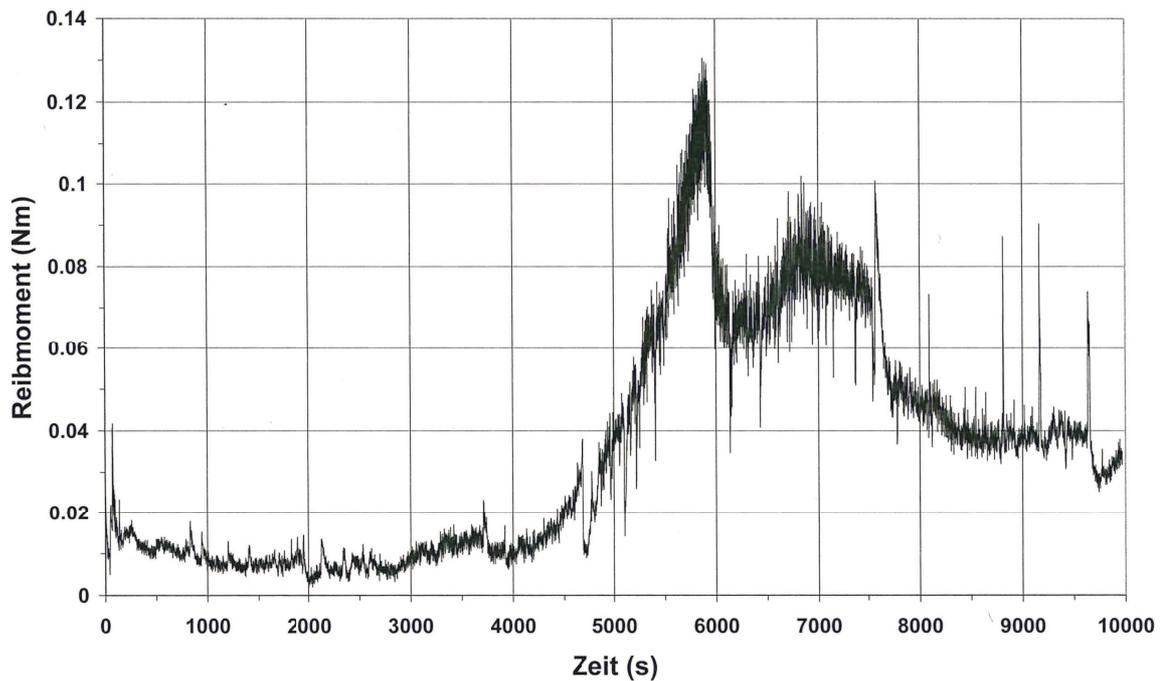


Abbildung 2.25: Reibmomentverlauf bei Kugellagertest in LN_2 ; $F_N = 400 \text{ N}$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ [33]

Abbildung 2.26 und **Abbildung 2.27** zeigen REM⁸-Aufnahmen der Oberflächen von Kugellagerbauteilen nach einem Versuch bei 4,2 K in flüssigem Helium. Die Laufflächen zeigen Riefen, welche vermutlich auf Eiskristalle, die zwischen Kugel und Käfig gelangt sind, zurückzuführen sind. Ein dauerhaftes Blockieren eines Wälzkörpers konnte hier nicht nachgewiesen werden. **Abbildung 2.27** zeigt weitere erkennbare Schädigungen der Kugeloberfläche. Die hier sichtbaren kleinen Ausbrüche sind offenbar durch die Kaltversprödung des martensitischen Stahls (100Cr6) begründet [33].



Abbildung 2.26: Riefenbildung (Kugeloberfläche) bei einem Kugellagertest in LHe; $F_N = 400 \text{ N}$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ [33]

⁸Rasterelektronenmikroskop



Abbildung 2.27: Ausbrüche (Kugeloberfläche) bei einem Kugellagertest in LHe; $F_N = 400\text{ N}$; $n = 3000\text{ min}^{-1}$ [33]

Weiche Metalle lassen sich in bestimmten Fällen als Schmierstoff einsetzen. Beispiele hierfür sind Gold, Silber, Blei und Indium. Ihre tribologischen Eigenschaften erweisen sich sowohl in Vakuumanwendungen als auch im Kryobereich als unproblematisch, die erzielbaren minimalen Reibungszahlen liegen bei ca. $f = 0,1$. Besonders in der Raumfahrttechnik werden diese Metalle deshalb verwendet. Beispiel hierfür ist die Beschichtung von Laufflächen von Wälzlagern, wobei sehr lange Lebensdauern unter Wälzbeanspruchung erreicht werden. Bei Gleitbeanspruchung werden jedoch deutlich geringere Lebensdauern als bei laminaren Festschmierstoffen erreicht [33].

2.4.4.2.2 Polymere und Polymerverbunde

Für Vakuumanwendungen werden meist PTFE, PI, PA⁹, POM¹⁰, PET¹¹ und PEEK¹² verwendet. Diese Kunststoffe genügen auch den Anforderungen der meisten Kryoanwendungen. Die Eigenschaften der genannten Kunststoffe hängen jedoch stark von der Einsatztemperatur ab. Verantwortlich hierfür ist das Einfrieren der Polymerketten unterhalb der Glastemperatur, wodurch Härte und Elastizitätsmodul bei tiefen Temperaturen gegenüber Raumtemperatur deutlich erhöht sind. Daraus ergibt sich eine Verringerung der Reibung und des Verschleißes zu tiefen Temperaturen hin. Nachteilig wirkt sich jedoch die Minderung der ohnehin niedrigen Wärmeleitfähigkeit aus. Dies beeinflusst das tribologische Verhalten, insbesondere wenn die Reibungswärme nicht schnell genug weitergeleitet werden kann. Problematisch kann dies werden, wenn zum Beispiel der Betrieb in einer schlecht wärmeleitenden, gasförmigen Umgebung erfolgt oder wenn im Reibkontakt das

⁹Polyamid

¹⁰Polyoxymethylen

¹¹Polyethylenterephthalat

¹²Polyetheretherketon

Fluid verdampft. Es kann zu einem Temperaturanstieg bis auf Raumtemperatur und den dementsprechenden Folgen für Reibung, Verschleiß und Fluidverdampfung kommen. Häufig werden Kompositwerkstoffe mit PTFE-Matrix verwendet. Die zuvor beschriebenen Eigenschaften sind in **Abbildung 2.28** ersichtlich. Je kälter das Medium, desto geringer der Verschleiß. In flüssigem Helium nimmt der Verschleiß jedoch wieder zu, dies ist vermutlich auf die erwähnte, reibungsbedingte Gasblase zurückzuführen [33].

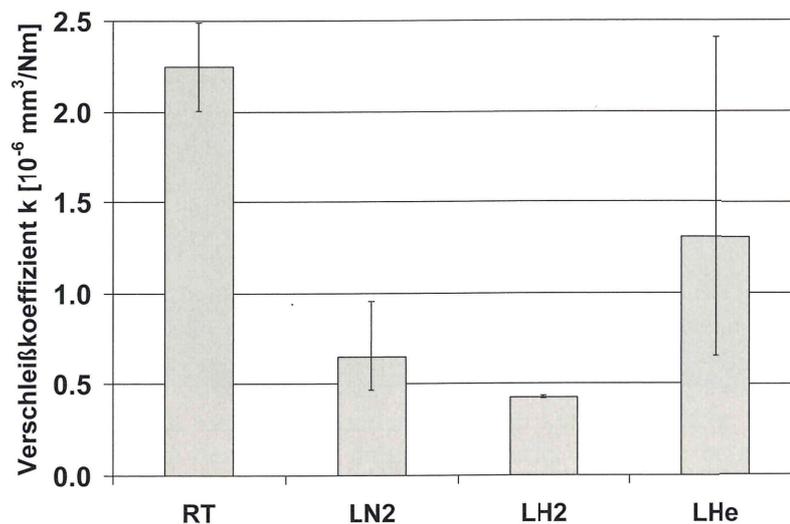


Abbildung 2.28: Verschleißkoeffizient für PTFE-Komposite in unterschiedlichen Umgebungen [33]

Häufig wird PTFE in der Kryotechnik verwendet. Es ist ein hochkristalliner Hochleistungskunststoff (Kristallinitätsgrad $> 90\%$) und weist einen Temperaturstabilitätsbereich von -269°C bis $+260^\circ\text{C}$ auf. PTFE ist außerdem sehr gut gegen Chemikalien beständig und verfügt über ein geringes Adhäsionsvermögen. Aufgrund der niedrigen Reibungszahl gegen Metall wird PTFE häufig als Festschmierstoff eingesetzt. Zu beachten ist allerdings, dass die Warmformbeständigkeit nach *ISO 75 HDT/A*¹³ von PTFE bei nur $+50^\circ\text{C}$ liegt und es dadurch bei Belastung zu Kaltfließen kommt. Aus diesem Grund wird meist verstärktes PTFE verwendet. Als Verstärkung dienen meist Glas- oder Kohlefasern. Alternativ können auch Verbundwerkstoffe mit festeren Polymeren realisiert werden. In **Abbildung 2.29** ist die Reibungszahl von PTFE/PEEK-Verbundwerkstoffen für Raumtemperatur und flüssigen Stickstoff in Abhängigkeit von der Zusammensetzung zu sehen. Es zeigt sich, dass reines PEEK bei Raumtemperatur eine Reibungszahl von 0,6 hat, wodurch es als Lagerwerkstoff ungeeignet wäre. Bereits mit geringen Mengen von zugefügtem PTFE kommt es zur Senkung der Reibzahl. Ähnliches Verhalten zeigt sich bei LN_2 [33].

Das Verschleißverhalten von zwei ausgewählten Zusammensetzungen von PTFE und PEEK bei Raumtemperatur und in LN_2 ist in **Abbildung 2.30** zu sehen. Es zeigt sich die gleiche

¹³Norm zur Bestimmung der Wärmeformbeständigkeitstemperatur

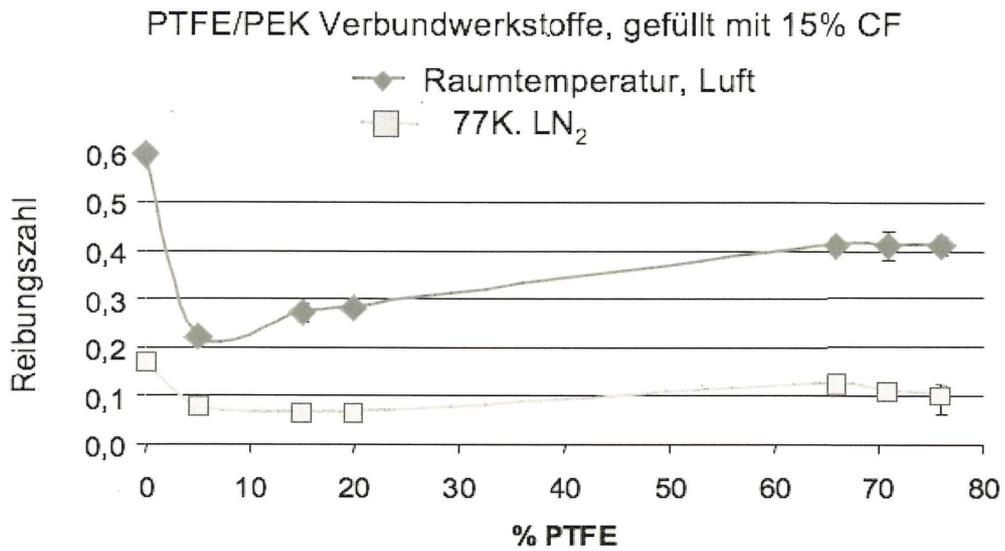


Abbildung 2.29: Reibungszahl unterschiedlicher PTFE/PEEK-Kompositen gegen Stahl (100Cr6) bei Raumtemperatur und in LN₂; $F_N = 50\text{ N}$; $v = 0,2\text{ m/s}$ [33]

Tendenz wie bei der Reibung: hoher PEEK-Anteil, niedrigerer Verschleiß. Dieser Effekt ist bei tiefen Temperaturen noch ausgeprägter [33].

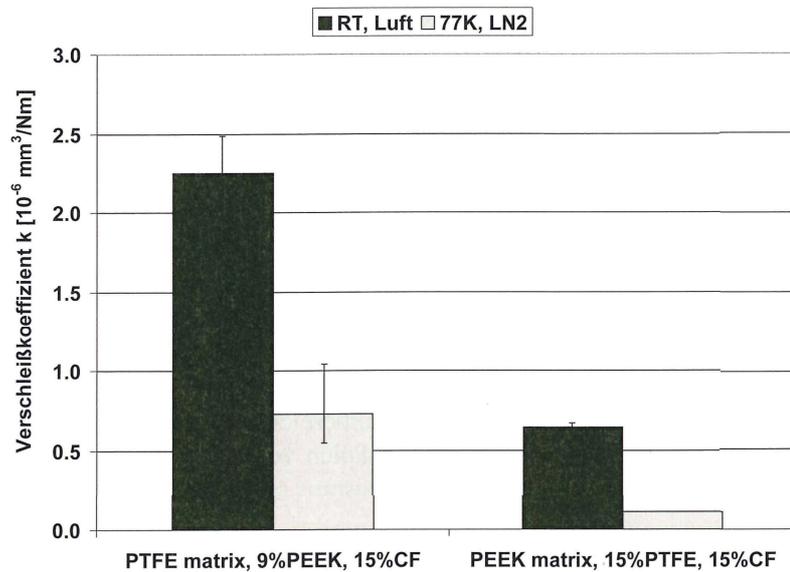


Abbildung 2.30: Verschleißkoeffizient für PTFE-Komposite in unterschiedlichen Umgebungen gegen Stahl (100Cr6); $F_N = 16\text{ N}$; $v = 0,2\text{ m/s}$; $s_R = 2000\text{ m}$ [33]

2.4.4.2.3 Festschmierstoffe

Lamellare Festschmierstoffe, wie MoS₂, können auch bei tiefen Temperaturen eingesetzt werden. Der Schmierstoff kann entweder in Reinform oder in Verbindung mit Bindemitteln als AF-Coating¹⁴ aufgetragen werden. Es sind Reibungszahlen unter 0,03 realisierbar. Für LN₂ können Ti-haltige PVD¹⁵-MoS₂-Schichten verwendet werden. Hier sind Reibungszahlen zwischen 0,015 und 0,06 bei minimalem Verschleiß an den Reibpartnern realistisch. In **Abbildung 2.31** ist der Reibkraftverlauf einer MoS₂-PVD-Beschichtung bei reversierender Bewegung in flüssigem Helium ersichtlich. Es zeigt sich eine sehr kurze Einlaufphase, da nur der erste Reibzyklus erheblich von den folgenden abweicht. In den ersten 5 Zyklen stellt sich ein Reibverhalten ein, welches sich im weiteren Verlauf kaum mehr ändert. Die Reibungszahlen zwischen 0,03 und 0,06 liegen im typischen Bereich von MoS₂-Schmierstoffen. Die Rechteckform des Reibungsverlaufes weist auf eine Unabhängigkeit von der Geschwindigkeit hin, da durch die sinusförmiger Bewegung bei diesem Versuch die Geschwindigkeit nicht konstant war. Die Versuche zeigten kein Schichtversagen, diese Beschichtungen eignen sich somit gut für diesen Anwendungsbereich [33].

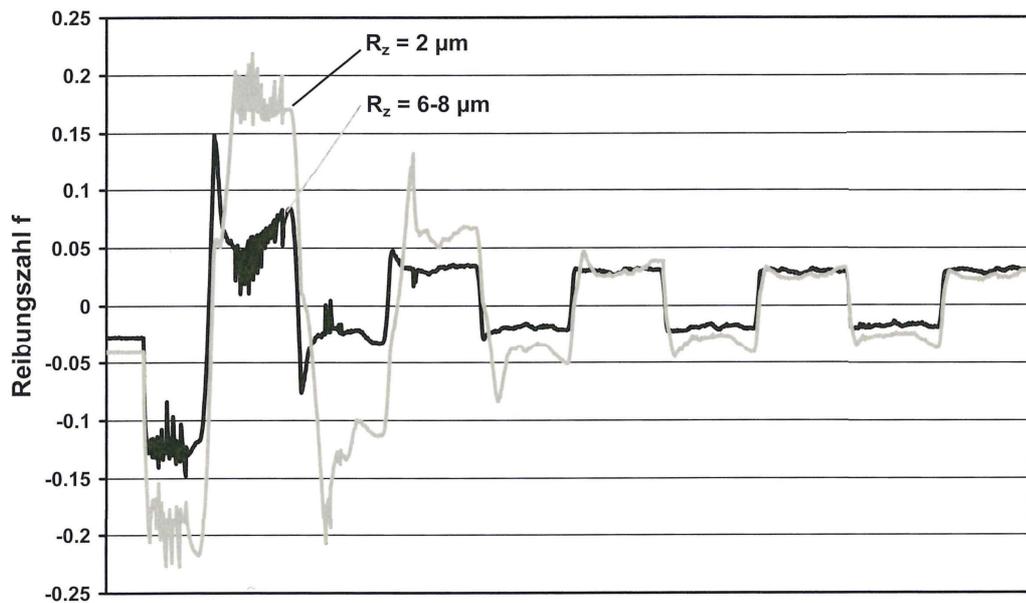


Abbildung 2.31: Verlauf der Reibungszahl bei reversierender Gleitbewegung bei MoS₂-Beschichtungen auf Stahl (1.4429) gegen Al-Bronze während der ersten Reibungszyklen in LHe; $F_N = 250\text{ N}$; $v = 0,2\text{ mm/s}$; $\Delta x = 5\text{ mm}$ [33]

Im Gegensatz dazu benötigt Graphit, welches auch eine Schichtgitterstruktur aufweist, eine Mindestfeuchte um als Festschmierstoff zu fungieren. Deshalb ist Graphit für kryogene Anwendungen nicht geeignet. Eine Ausnahme davon stellt LH₂ dar, denn Graphit kann hier als Komponente von Polymerkompositen Reibung und Verschleiß mindern. Eine weitere

¹⁴ Anti-Reibung-Beschichtung - alt: Gleitlacke, engl.: **Anti-Friction-Coating**

¹⁵ Dünnschichttechnologie, engl.: **Physical Vapour Deposition**

mögliche Beschichtung stellen diamantartige Kohlenstoffschichten (DLC¹⁶) dar. Diese sind auch im Kryobereich einsetzbar. Reibungszahlen zwischen 0,05 und 0,1 sind mit den amorphen, wasserstoffhaltigen Varianten dieser Beschichtung (a-C:H, ADLC) zu erreichen. Sehr geringen Verschleiß bei höherer Reibung weisen wasserstofffreie polykristalline oder tetragonal amorphe Strukturen auf [33].

Sogenannte Anti-Friction-Coatings bestehen aus Festschmierstoffen und meist organischen Bindemitteln. Abhängig vom Schmierstoff eignen sie sich auch für tiefe Temperaturen (beispielsweise MoS₂ oder PTFE). Die tribologischen Eigenschaften werden jedoch auch maßgebend von den Eigenschaften des Bindemittels bei tiefen Temperaturen beeinflusst. Bei ungünstiger Wahl kann es zu abrasivem Verschleiß am Gegenkörper (Stahl) kommen, wobei die Schicht selbst nur geringen Verschleiß aufweist. Als Beispiel für eine geeignete Kombination ist ein MoS₂-AF-Coating mit Polyharnstoff als Bindemittel zu nennen. Aufgrund seiner sehr guten Reibeigenschaften unter Extrembedingungen, ist es besonders für Kryo- und Vakuumanwendungen geeignet. In **Abbildung 2.32** sind die Reibungszahlen für ein MoS₂-AF-Coating mit Polyharnstoff auf Grundkörpern aus Aluminium gegen 100Cr6-Kugeln dargestellt. Unabhängig vom Umgebungsmedium zeigt sich eine ausgezeichnete Schmierwirkung. Durch Senkung der Arbeitstemperatur vermindert sich auch die Reibungszahl. Meist sinkt die Reibungszahl auch mit steigender Belastung und Geschwindigkeit [33].

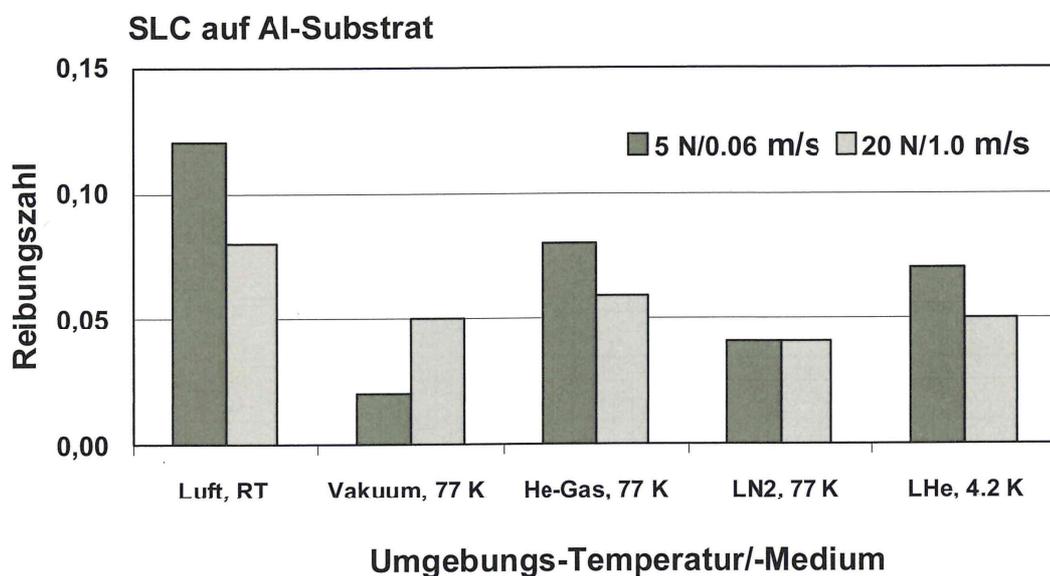


Abbildung 2.32: Reibungszahlen von MoS₂-Beschichtungen Polyharnstoff-Binder in unterschiedlichen Umgebungen [33]

¹⁶engl.: Diamond-Like Carbon

3 Anforderungsprofil und Designprinzipien

Die Anforderungen an die Funktion und das Design werden nun behandelt. Ein detailliertes Lastenheft ist im **Anhang C** zu finden. Aus den definierten Anforderungen ergeben sich einige Designprinzipien, die ebenfalls ausgeführt werden.

3.1 Funktionale Anforderungen

Die Pumpe muss einen Druck von mindestens 500 bar liefern, wobei der Eingangsdruck in die Pumpe zwischen 3 bis 16 bar und die Temperatur im Tank zwischen ca. -110°C bis -170°C liegt. Der maximal bzw. minimal geforderte Massenstrom beträgt 90 kg/h bzw. 1 kg/h. Die Variation des Förderstroms soll stufenlos erfolgen. Die Dichte des LNG hängt vom Tankinnendruck ab, dies ist bei der Pumpenauslegung zu beachten. Der Antrieb soll elektrisch, hydraulisch oder mechanisch erfolgen. Als maximale Abmessung wird $\varnothing 115\text{ mm} \times 1200\text{ mm}$ definiert. Details sind im **Anhang C** in **Tabelle C.1** zu finden. Die Bewertungskriterien sind in **Tabelle C.2** aufgelistet.

3.2 Nichtfunktionale Anforderungen

Da die Pumpe auf einem Nutzfahrzeug eingesetzt wird, muss die Pumpe robust ausgeführt und stets sofort einsatzbereit sein. Dementsprechend sind keine Abkühlzeiten vorzusehen. Eine Lebensdauer von 10 Jahren beziehungsweise $1,2 \cdot 10^6$ km wird erwartet. Der Wärmeeintrag in den Tank durch Reibung, etc. der Pumpe ist möglichst gering zu halten. Der Wirkungsgrad der Pumpe sollte somit möglichst hoch sein. Näheres ist ebenso in **Anhang C** in der **Tabelle C.1** zu finden.

3.3 Designprinzipien

Aus den Erkenntnissen der Patent-, Markt-, und Literaturrecherche sowie den gegebenen Anforderungen lassen sich nun einige Schlussfolgerungen hinsichtlich Pumpengestaltung ziehen. Im Folgenden werden diese Designprinzipien festgehalten.

3.3.1 Pumpenart

Für den Hochdruckbereich empfiehlt die Literatur vorwiegend Hubkolbenpumpen. Darüber wurde bereits im **Kapitel 2.1.1 (Abbildung 2.1)** diskutiert. Desweiteren verwenden bisherige Hochdrucksysteme stets Hubkolbenpumpen. Wie vorangegangene Arbeiten gezeigt haben, wird eine Pumpe mit Druckstange und Saugventil empfohlen (**Abbildung 3.1**) [9].

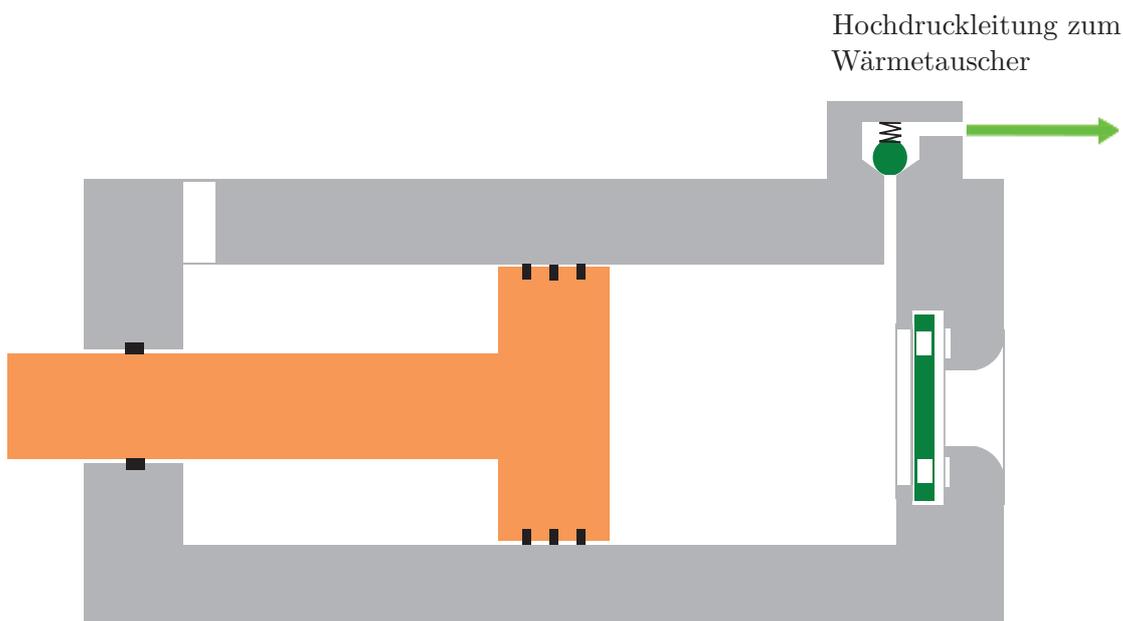


Abbildung 3.1: Grobkonzept Kryo-Pumpenkopf [9]

3.3.2 Abmaße

Die Varianten und deren Abmaße werden durch die gegebenen Anforderungen bereits sehr stark eingeschränkt. Um diesen nachzukommen, werden zu Beginn einige Kenngrößen grob definiert.

3.3.2.1 Kolben

Im **Kapitel 2.3** wurden Kolbendurchmesser > 20 mm empfohlen. Durch langsamere Kolbengeschwindigkeiten bei gleicher Förderleistung soll somit der Verschleiß minimiert und die Lebensdauer verlängert werden. Um die Kavitationsgefahr zu verringern sollte die Fluidgeschwindigkeit möglichst niedrig sein. Als maximaler Durchmesser sollte 50 mm nicht überschritten werden, um die Gesamtabmessungen und die Antriebsleistung in Grenzen zu halten. Das Hubverhältnis sollte > 1 sein, um eine schmale Bauform und eine gering belastete Kolbenfläche zu erreichen [10].

3.3.2.2 Drehzahl

Die gewählte Pumpfrequenz beeinflusst einerseits die Reibungsverluste in den Dichtungen, etc. und andererseits die Kavitationsneigung. Um kritische Fluidgeschwindigkeiten beim Saughub zu vermeiden, kann es notwendig sein, Druck- und Saughub mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auszuführen. Grundsätzlich sollte die Fluidgeschwindigkeit 0,8 bis 1,0 m/s nicht überschreiten. Durch die Pumpfrequenz wird außerdem das Verhalten der Ventile bestimmt. Die Pumpfrequenz sollte für gewichtsbelastete Hubventile 1 Hz nicht überschreiten [10].

3.3.2.3 Ansaugventil

Um im Bereich des Ansaugventils Geschwindigkeitsspitzen und damit Kavitation zu vermeiden, sollte der Durchmesser möglichst groß gewählt werden. Andererseits ist die Druckbelastung des Ventils dadurch auch größer und der notwendige Bauraum steigt. Durch große Ansaugventile steigt auch deren Masse. Dies führt zu einem höheren notwendigen Differenzdruck zum Öffnen und damit zu erhöhter Kavitationsgefahr. Damit die notwendige Öffnungskraft klein bleibt, sind gewichtsbelastete Hubventile vorzuziehen.

3.3.2.4 Ansaugbereich

Im Ansaugbereich der Pumpe sind hohe Widerstandszahlen ζ_V zu vermeiden. Durch sanfte Übergänge und Querschnittkonstanz ist dies realisierbar. Darüber hinaus sind auch die Oberflächenrauheiten von Bedeutung. Niedrige Rauheitswerte verursachen weniger Verluste und dadurch sinkt die Kavitationsgefahr.

3.3.2.5 Zulaufhöhe

Durch eine größere geodätische Höhe am Zulauf der Pumpe ist Kavitation zu minimieren und der Liefergrad der Pumpe zu erhöhen. Begründet wird dies dadurch, dass die Differenz zwischen Ansaugdruck und Dampfdruck steigt. Nach Möglichkeit sind Maßnahmen zu definieren, die die Zulaufhöhe maximieren beziehungsweise konstant halten. Denkbar sind unter anderem Vorfördersysteme.

3.3.2.6 Dichtungen

Zur Abdichtung werden Kolbendichtringe empfohlen. In den meisten Anwendungsfällen sind diese geschlitzt und mit Federvorspannung ausgeführt. Die Anzahl der Dichtungen variiert je nach Anbieter, liegt jedoch laut Literatur und durchgeführtem Benchmark im Bereich zwischen drei und zehn. Es werden die unterschiedlichsten Materialien empfohlen. Grundsätzlich erweisen sich jedoch verstärkte PTFE-Dichtringe, PTFE-PEEK-CF-Komposite, metallgetränkte Kunstkohle und Sintermaterialien als geeignet. Einige Hersteller wie *Trelleborg* empfehlen hingegen nur eine ungeteilte Dichtung und eine getrennte Kolbenführung. Für eine endgültige Auswahl kann eine Versuchsreihe hinsichtlich Lebensdauer notwendig sein.

4 Berechnungen und Auslegung Kryo-Pumpenkopf

In diesem Kapitel werden thermodynamische Berechnungen durchgeführt. Es werden einige Grundlagen vermittelt und der notwendige Wärmeeintrag für Druckkonstanz berechnet. Darüber hinaus werden grundlegende hydraulische Berechnungen und die Auslegung des Kryo-Pumpenkopfes getätigt.

4.1 Thermodynamische Grundlagen

Im **Kapitel 1.3** wurde bereits festgestellt, dass durch Wärmeleitung, Wärmestrahlung und Konvektion Wärme in das System eingebracht wird. Dieser Wärmeeintrag kann berechnet oder experimentell bestimmt werden, darauf wird jedoch nicht näher eingegangen.

Für einen beispielhaften LNG-Tank kann ein Wärmeeintrag von ca. $\dot{Q}_{LKS} = 16 \text{ W}$ angenommen werden. Der Index LKS steht hier für Leitung, Konvektion und Strahlung.

Laut erstem Hauptsatz der Thermodynamik gilt [35]:

$$dQ + dA + \sum_{i=1}^n dm_i \cdot (h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \quad (4.1)$$

4.1.1 Maximaler Wärmeeintrag

Es wurde bereits festgestellt, dass ein annähernd konstanter Wärmeeintrag \dot{Q}_{LKS} in den Tank stattfindet. Durch den wird zusätzlich die Wärme von \dot{Q}_{zus} eingebracht. **Abbildung 4.1** zeigt das vereinfachte thermodynamische System im isobaren Fall, bei welchem über die Systemgrenzen der Flüssigkeits-Massenstrom \dot{m} mit der Enthalpie h' abgeführt wird.

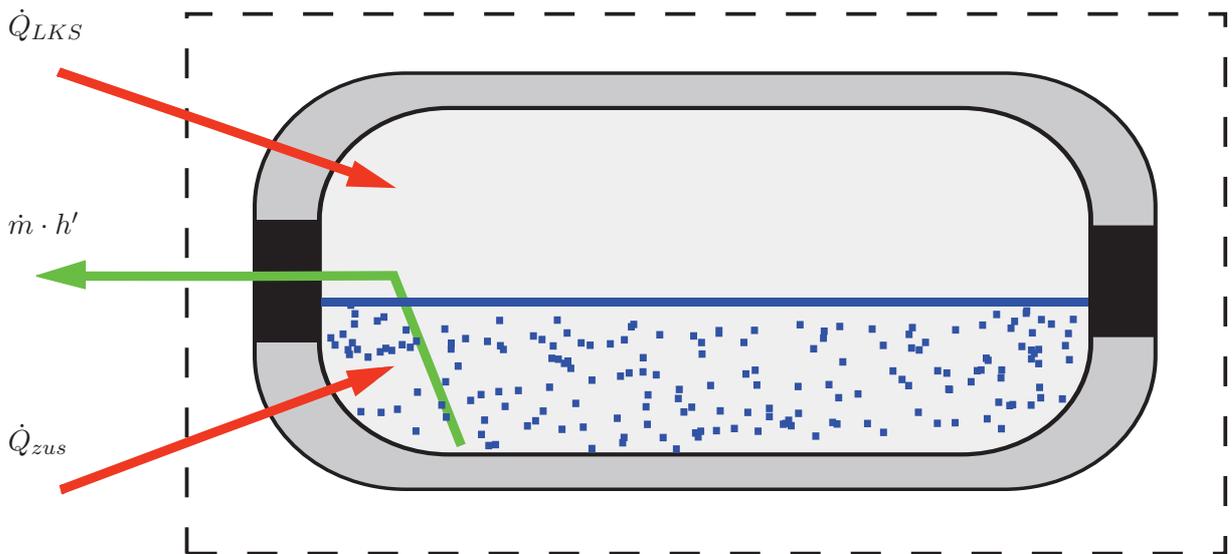


Abbildung 4.1: Thermodynamisches System

Für den vorliegenden Fall gilt, dass weder Arbeit verrichtet wird, noch eine Änderung der äußeren Energie stattfindet:

$$dQ + dA + \sum_{i=1}^n dm_i \cdot (h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \quad (4.2)$$

Für diese Anwendung gilt somit:

$$\dot{Q} - \dot{m} \cdot h = \dot{U} \quad (4.3)$$

Bei einer Massenentnahme über ein Zeitintervall Δt gilt ferner:

$$Q_{ges} = (\dot{Q}_{LKS} + \dot{Q}_{zus}) \cdot \Delta t \quad (4.4)$$

Hier bezeichnet \dot{Q}_{zus} den zusätzlich eingebrachten Wärmestrom (Pumpe, etc.) und Q_{ges} die gesamte ins System eingebrachte Wärme. Da dem Tank Flüssigkeit entnommen wird, entspricht $h = h'$.

Also sei:

$$Q_{ges} - \dot{m} \cdot \Delta t \cdot h' = U_2 - U_1 \quad (4.5)$$

Somit gilt mit Gleichung 4.4, $\dot{m} \cdot \Delta t = \Delta m$ und $U_i = m_i \cdot u_i$:

$$\dot{Q}_{zus} = \frac{m_2 \cdot u_2 - m_1 \cdot u_1 + \Delta m \cdot h'}{\Delta t} - \dot{Q}_{LKS} \quad (4.6)$$

Mit Gleichung 4.6 lässt sich nun der maximale Wärmeeintrag berechnen. Er entspricht im isobaren Fall jenem Wärmeeintrag, der notwendig ist, um den Druck zu halten.

Darüber hinaus wird benötigt [35]:

$$x = \frac{m''}{m'' + m'} \quad (4.7)$$

und

$$u = u' + x \cdot (u'' - u') \quad (4.8)$$

Analoges gilt für die spezifische Enthalpie und Entropie.

Eine beispielhafte Berechnung ist in **Tabelle 4.1** angeführt. Die Berechnung erfolgt isobar, somit können die Eigenschaften (innere Energie, Enthalpie, Dichte, usw.) des Fluides als konstant angenommen werden. Bei einer Entnahme von 90 kg/h und einem Tankinnendruck von 16 bar ergibt sich für Druckkonstanz eine Wärmeeinbringung von rund 748 W. Dieser Wert sinkt jedoch mit sinkendem Tankinnendruck und sinkender Entnahme.

Die zu entwickelnde Pumpe darf dementsprechend maximal diese Wärme einbringen, damit der Druck im Tank nicht steigt. Für die Berechnung der Druckabsenkung bei gegebenem Wärmeeintrag und definierter Entnahme wäre eine Berechnung nach Zeitinkrementen

notwendig. Eine derartige Untersuchung würde den Rahmen dieser Arbeit jedoch sprengen, da beispielsweise die Werte der Entropie und inneren Energie vom Druck abhängen. Es soll daher an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen werden.

Parameter			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Tankvolumen	V_{Tank}	0,55	m^3
flüssige Füllung	$Fl\%$	90	%
Entnahmezeit	Δt	3600	s
Massenstrom	\dot{m}	90	kg/h
Absolutdruck im Tank	p_{abs}	16	bar
Wärmeeintrag	\dot{Q}_{LKS}	16	W
Zustand 1			
Gesamtmasse	m_1	167,74	kg
Volumen Flüssigphase	V_1'	0,5	m^3
Dichte Flüssigphase	ρ_1'	336,03	kg/m^3
Masse Flüssigphase	m_1'	166,33	kg
Volumen Gasphase	V_1''	0,06	m^3
Dichte Gasphase	ρ_1''	25,519	kg/m^3
Masse Gasphase	m_1''	1,404	kg
spezifisches Volumen Flüssigphase	v_1'	0,003	m^3/kg
spezifisches Volumen Gasphase	v_1''	0,039	m^3/kg
Dampfziffer	x_1	0,0084	-
spezifisches Volumen	v_1	0,0033	m^3/kg
innere Energie Flüssigphase	u_1'	-730368,27	J/kg
innere Energie Gasphase	u_1''	-416593,14	J/kg
innere Energie	u_1	-727742,73	J/kg
Zustand 2			
Gesamtmasse	m_2	77,74	kg
Volumen Flüssigphase	V_2'	0,2052	m^3
Dichte Flüssigphase	ρ_2'	336,03	kg/m^3
Masse Flüssigphase	m_2'	68,94	kg
Volumen Gasphase	V_2''	0,3448	m^3
Dichte Gasphase	ρ_2''	25,52	kg/m^3
Masse Gasphase	m_2''	8,80	kg
spezifisches Volumen Flüssigphase	v_2'	0,003	m^3/kg
spezifisches Volumen Gasphase	v_2''	0,039	m^3/kg
Dampfziffer	x_2	0,1132	-
spezifisches Volumen	v_2	0,0071	m^3/kg
spez. innere Energie Flüssigphase	u_2'	-730368,27	J/kg
spez. innere Energie Gasphase	u_2''	-416593,14	J/kg
spez. innere Energie	u_2	-694846,95	J/kg
spez. Enthalpie Flüssigphase	h'	-7225606,72	J/kg
notwendiger Wärmeeintrag	\dot{Q}_{zus}	748	W

Tabelle 4.1: Berechnung des notwendigen Wärmeeintrages für Druckkonstanz

4.2 Hydraulische Grundlagen

Es folgen Grundlagen zur Kavitationsvermeidung.

Laut [36] gilt zur Kavitationsvermeidung:

$$p_t < p_{abs} + \rho \cdot g \cdot z - \rho \cdot h_{v,s} \quad (4.9)$$

Wobei ferner gilt:

$$h_{v,s} = \frac{c_{Fmax}^2}{2} \cdot \sum \zeta_v \quad (4.10)$$

4.2.1 Gesättigtes Fluid und Kavitation

Wird nun das Fluid im gesättigten Zustand gespeichert, so ist der Absolutdruck im Tank gleich dem Sättigungsdruck ($p_t = p_{abs}$). Durch Umformen und Einsetzen ergibt sich:

$$h_{v,s} < g \cdot z \quad (4.11)$$

Es zeigt sich somit, dass die zulässige spezifische Verlustenergie lediglich von der geodätischen Zulaufhöhe abhängt. Die vorherrschende Verlustenergie lässt sich durch Senkung von Widerstandszahl oder Fluidgeschwindigkeit senken, wobei letztere quadratisch eingeht.

Mit Gleichung 4.10 lässt sich die maximal zulässige Fluidgeschwindigkeit berechnen:

$$c_{Fmax} = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{v,s}}{\zeta_{ges}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot z}{\zeta_{ges}}} \quad (4.12)$$

Der geforderte LNG-Massenstrom von $\dot{m} = 90 \text{ kg/h}$ ergibt einen maximalen Volumenstrom von $\dot{V}_{max} \approx 0,268 \text{ m}^3/\text{h} \approx 7,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. Dieser Maximalwert tritt bei 16 bar auf, da bei diesem Tank-Maximaldruck die Dichte minimal ist.

Laut Kontinuitätsgleichung ist [10]:

$$A_{min} = \frac{\dot{V}_{max}}{c_{Fmax}} \quad (4.13)$$

Sind Widerstandszahl und Zulaufhöhe bekannt, kann damit der minimale Kreisquerschnitt für den Ansaugbereich berechnet werden.

Ist der Kolbendurchmesser ebenfalls gegeben, so lässt sich die maximal zulässige Kolbengeschwindigkeit c_{Kmax} berechnen:

$$c_{Kmax} = \frac{A_{min}}{A_K} \cdot c_{Fmax} = \frac{d_{min}^2}{d_K^2} \cdot c_{Fmax} \quad (4.14)$$

4.3 Pumpenauslegung

Wie bereits mehrfach festgehalten, soll die Pumpe mittels Hubkolben verdichten. Die Abmaße dieser Pumpe sind nun zu berechnen. Aufgrund der notwendigen Kolbenstangenabdichtung wird von einer doppelwirkenden Pumpe abgesehen. Die Verdichtung soll mittels Druckstange erfolgen und die Pumpe verfügt über einen Kolben ($j = 1$). Für eine einfache Wartbarkeit und schlanke Bauform wird eine Zugankerbauform empfohlen.

Der Durchmesser des Kolbens lässt sich laut [10] berechnen:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot \dot{V}_{max}}{\eta_v \cdot \pi \cdot n_P \cdot x_H \cdot j}} \quad (4.15)$$

Typische Werte für den Wirkungsgrad von Hubkolbenpumpen sind $\eta_v = 0,85$ bis $0,99$ [10]. Aufgrund des schlechten Füllgrads einer Pumpe für tiefkalte Medien kann hier jedoch von lediglich $\eta_v = 0,75$ bis $0,80$ ausgegangen werden [11]. Die Drehzahl n_P sollte 60 min^{-1} nicht überschreiten [10].

Wobei das Hubverhältnis

$$x_H = \frac{s}{d_K} \quad (4.16)$$

ist und zwischen 0,6 und 1,2 liegen sollte. Bei Presspumpen kann dieser Wert bis 6 erhöht werden, um die druckbeaufschlagte Kolbenfläche zu minimieren [10]. Bei Kryopumpen wird x_H mindestens 1 gewählt.

Die notwendige durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit c_{Ksoll} lässt sich berechnen aus:

$$c_{Ksoll} = 2 \cdot s \cdot n_P \quad (4.17)$$

4.3.1 Zulaufquerschnitt

Mit den bereits definierten Formeln lässt sich nun der minimale Zulaufquerschnitt berechnen. Laut **Gleichung 4.11** und **4.12** kann durch Variation von Zulaufhöhe z und Widerstandszahl ζ_v die maximale Fluidgeschwindigkeit c_{Fmax} beeinflusst werden.

Ziel ist nun:

$$c_{Kmax} \geq c_{Ksoll} \quad (4.18)$$

Durch Einsetzen von obigen Gleichungen und **Gleichung 4.14** sowie **4.17** und Umformen erhält man:

$$d_{min,zul} = \sqrt{\frac{8 \cdot \dot{V}_{max}}{\eta_v \cdot \pi}} \cdot \sqrt{\frac{\zeta_v}{2 \cdot g \cdot z}} \quad (4.19)$$

Es zeigt sich also, dass der minimal zulässige Zulaufdurchmesser durch Volumenstrom, Wirkungsgrad, Zulaufhöhe und Widerstandswert beeinflusst wird. Insbesondere die beiden letzteren sind für die Auslegung der Pumpe interessant. Legen wir nun den Volumenstrom fest, so verbleibt eine zweiparametrische Formel, welche dreidimensional dargestellt werden kann (**Abbildung 4.2**). Für kleine Widerstandszahlen und große Zulaufhöhen erreicht die Funktion somit ein Minimum.

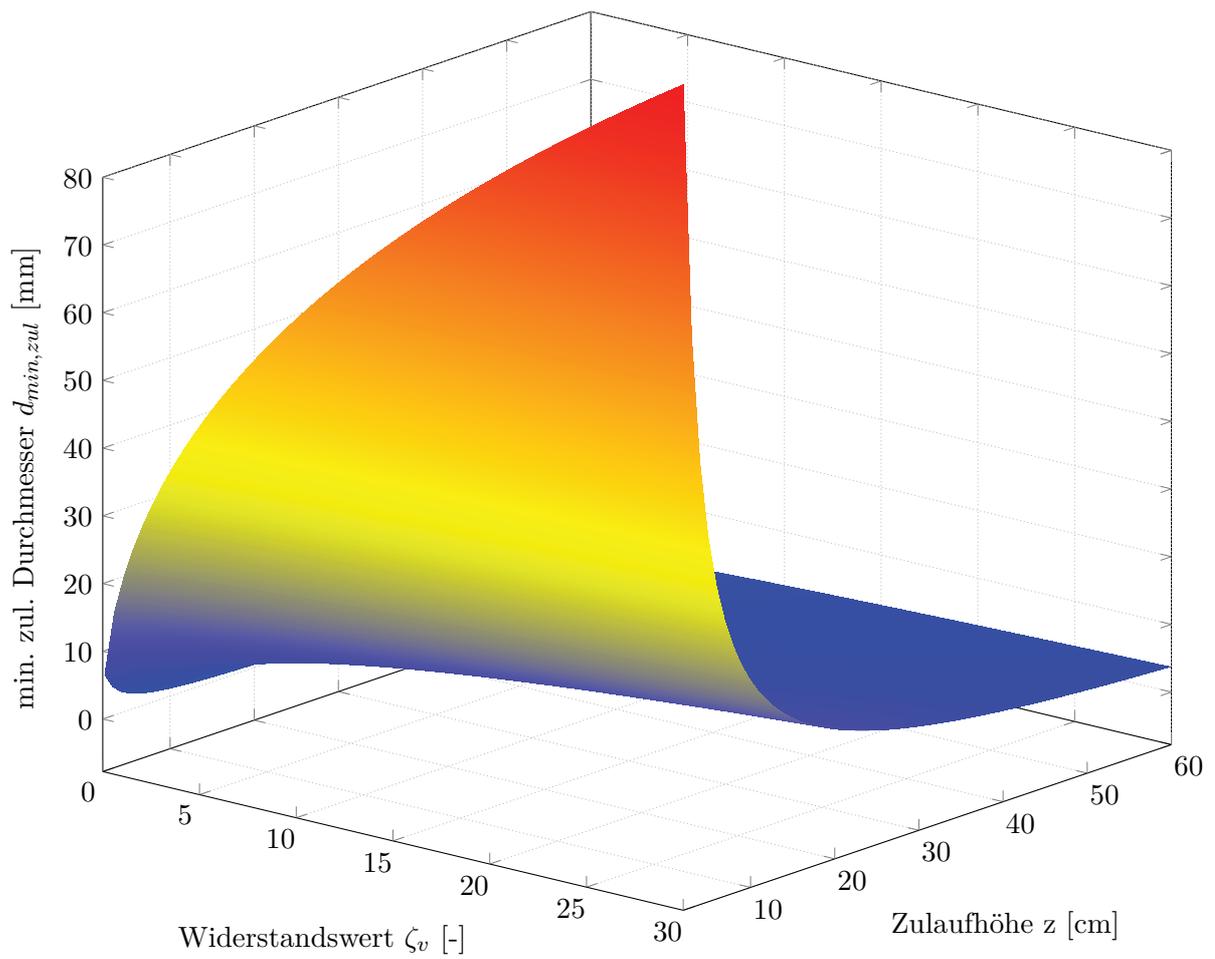


Abbildung 4.2: 3D-Darstellung von $d_{min,zul} = f(\zeta_v, z)$ bei \dot{V}_{max}

4.3.2 Hydraulische Auslegung

Wir berechnen nun mit **Gleichung 4.15** und **4.16** die Parameter (**Tabelle 4.2**). Hierfür wurden für Hubverhältnis und Drehzahl übliche Werte gewählt. Ferner gilt allgemein, dass $p = F/A$.

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Massenstrom max.	\dot{m}_{max}	90	kg/h
Dichte Flüssigkeit min. (16 bar) [5]	ρ_{min}	336,03	kg/m ³
Erdbeschleunigung	g	9,81	m/s ²
Absolutdruck im Tank	p_{abs}	16	bar
Wirkungsgrad	η_V	0,75	-
Drehzahl	n_P	50	min ⁻¹
Hubverhältnis	s	2,1	-
Druck max.	p_{max}	550	bar
Ergebnisse			
Volumenstrom max.	\dot{V}_{max}	0,327	m ³ /h
		$9,1 \cdot 10^{-5}$	m ³ /s
Kolbendurchmesser	d_K	41,63	mm
gewählt		42,00	mm
Hub	s	87,43	mm
gewählt		88,00	mm
Kolbengeschwindigkeit	c_{Ksoll}	0,146	m/s
Notwendige Kolbenstangenkraft	F_S	76,2	kN

Tabelle 4.2: Berechnung der Pumpenparameter

4.3.3 Festigkeitsberechnung Kryopumpe

In diesem Kapitel erfolgt die Berechnung der Kryopumpe hinsichtlich Festigkeit.

4.3.3.1 Kryogehäuse

Für den Pumpenkopf im Kryobereich wird der Stahl 1.4301 verwendet. Die Werkstoffwahl fiel aufgrund der ausgezeichneten Tieftemperatureigenschaften (siehe **Kapitel 2.4.4.2**) und der häufigen Verbreitung im Kryobereich auf diesen Stahl. Bekannte Werkstoffdaten sind in **Tabelle 4.3** angeführt [37, 38].

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Elastizitätsmodul	E	200	GPa
Streckgrenze	$R_{e,N}$	210 - 220	MPa
Zugfestigkeit	$R_{m,N}$	520	MPa
Schwellfestigkeit Zug/Druck	$\sigma_{zd,Sch,N}$	190 - 210	MPa
Wechselfestigkeit Zug/Druck	$\sigma_{zd,W,N}$	210 - 230	MPa
Schwellfestigkeit Biegung	$\sigma_{b,Sch,N}$	250	MPa
Wechselfestigkeit Biegung	$\sigma_{b,W,N}$	235 - 250	MPa
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C	λ_{20}	15	W/m·K
Mittlerer Ausdehnungsbeiwert unter 100 °C	α	$16 \cdot 10^{-6}$	K ⁻¹

Tabelle 4.3: Materialkennwerte Stahl 1.4301 [37, 38]

Mit den Werkstoffkennwerten und der Kesselgleichung [39]

$$\sigma_t = \frac{p \cdot d_i}{2 \cdot t_W} \quad (4.20)$$

lassen sich die Spannungen im Druckbehälter berechnen (**Tabelle 4.4**).

Zur Berechnung der Wandstärke dient [39]:

$$t_W = \frac{d_i \cdot p}{2 \cdot \frac{K}{S} \cdot v_S - p} + c_1 + c_2 \quad (4.21)$$

Die Stärke des Zylinderbodens erfolgt mithilfe von [39]:

$$t_B = C \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p \cdot S}{K}} + c_1 + c_2 \quad (4.22)$$

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Innendurchmesser	d_i	42	mm
Druck (inkl. Sicherheit)	p	550	bar
Festigkeitskennwert [37]	K	190	MPa
Sicherheitsbeiwert	S	2	-
Berechnungsbeiwert [37]	C	0,35	-
Berechnungsdurchmesser (geschätzt)	D	80	mm
Beiwert für Schweiß- (Löt-) Nähten [37]	v	1	-
Toleranzzuschlag [37]	c_1	0	mm
Korrosionszuschlag [37]	c_2	0	mm
Ergebnisse			
Wandstärke Zylinder	t_W	12,5	mm
Stärke Zylinderboden	t_B	21,3	mm

Tabelle 4.4: Festigkeitsberechnung der Kryopumpe

4.3.3.2 Kryoverschraubung

Der Pumpenkopf soll in Zugankerbauart ausgeführt werden. Um den notwendigen Zugankerquerschnitt und damit die Pumpengröße möglichst klein zu halten, wird eine Zugankeranzahl von > 4 empfohlen. Andererseits soll für ausreichend Platz für ein Rückschlagventil die Anzahl < 8 sein. Eine Vorauslegung kann nach Kübler [39] oder Ähnlichem erfolgen, dennoch ist die genaue Bestimmung des Schraubenquerschnitts nicht trivial. Begründet ist dies beispielsweise durch die unbekannte Klemmlänge. Stattdessen wird anhand bekannter Spannungsquerschnitte von Verschraubungen und der gegebenen Schwellfestigkeit für Zug/Druck des Stahls 1.4301 eine Verschraubung gewählt. Die Annahmen, Größen und Ergebnisse der Zugankerberechnung sind in **Tabelle 4.5** ersichtlich.

Bekannte Größen & Festlegungen

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Dichtungssitzdurchmesser (ca.)	d_{Di}	43	mm
geforderte Klemmkraft (ca.)	F_{Kl}	5	kN
Druck	p	550	bar
Sicherheitsbeiwert	S	1,1	-
Schwellfestigkeit Zug/Druck	$\sigma_{zd, Sch, N}$	190	MPa
Anzahl Zuganker (gew.)	n_{Za}	6	-

Ergebnisse

Zugkraft pro Anker	F_{Za}	14,15	kN
benötigter Zugankerquerschnitt	A_{Za}	81,89	mm ²
gewählte Verschraubung [37]		M12	-

Tabelle 4.5: Auslegung Zuganker

5 Varianten Antrieb

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Varianten des Antriebes beschrieben. Darüber hinaus erfolgt die Bewertung und Auswahl eines geeigneten Konzeptes.

5.1 Festlegungen

Wie bereits in **Kapitel 3.3** erläutert, ist auf bestimmte Punkte zu achten. Es wird nochmals festgehalten, dass die geforderten Kennwerte nur mit einer Pumpe mit den folgenden Eigenschaften erfüllt werden können:

Art:	Hubkolbenpumpe (mit Saugventil und Druckstange, siehe [9])
Position:	Unterhalb des Flüssigkeitsspiegels, im Medium
Antrieb:	Stoßarm (kein Kurbeltrieb), evtl. unterschiedliche Saug- und Druckgeschwindigkeiten, elektrisch, hydraulisch, mechanisch
Kolbendurchmesser:	42 mm
Kolbendichtung:	Kolbendichtringe (keine Spaltdichtung)

5.2 Unterscheidungen

Nun wird näher auf die möglichen Varianten eingegangen. Sie unterscheiden sich grundsätzlich anhand der Bewegungsrichtung und in der Art des Energieträgers.

5.2.1 Bewegungsrichtung

Die Bewegung und somit die Kraftübertragung kann linear oder rotatorisch erfolgen. Bei einem rotatorischen Antrieb ist eine Bewegungsumwandlung in eine Linearbewegung vor dem Pumpelement (Hubkolbenpumpe) notwendig.

5.2.1.1 Linearbewegung

Vollführt der Antrieb eine Linearbewegung, ergeben sich folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Direktantrieb möglich (Hubkolbenpumpe)
- Geringer Platzbedarf (je nach Variante)
- Keine Bewegungsänderung notwendig
- Weniger bewegte Teile/Reibpartner

Nachteile:

- Hohe axiale Kräfte
- Übersetzungen schwierig umsetzbar
- Kostenfrage (je nach Variante aufwendige Realisierung)

5.2.1.2 Rotationsbewegung

Erfolgt der Antrieb rotatorisch, ergeben sich folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Elektrischer Antrieb einfacher umsetzbar
- Kosten der Infrastruktur geringer
- Übersetzungen einfacher realisierbar

Nachteile:

- Drehrichtungswechsel eventuell erforderlich
- Platzbedarf
- Mehr bewegte Teile/Reibpartner
- Direktantrieb nicht möglich bei Hubkolbenpumpen

5.2.2 Art des Energieträgers

Bei der Art des Energieträgers wird in dieser Arbeit zwischen hydraulischem, elektrischem und mechanischem Antrieb unterschieden.

5.2.2.1 Hydraulischer Antrieb

Aufgrund dieser Art des Antriebes ergeben sich folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Hohe Leistungsdichte
- Einfache Regelung
- Sehr hohe Kräfte erzielbar
- Gleichförmige Bewegung
- Linearbewegung einfach umsetzbar
- Kraft auch bei Vollast im Stillstand verfügbar

Nachteile:

- Hydraulikkreislauf notwendig
- Erwärmung des Hydrauliköls
- Gefahr von Leckölverlusten
- Hohe Anforderungen an die Hydraulikflüssigkeit (tiefe Temperaturen, etc.)

5.2.2.2 Elektrischer Antrieb

Bei dieser Variante ergeben sich folgende spezifische Eigenschaften:

Vorteile:

- Hoher Wirkungsgrad
- Energieträger/Infrastruktur am LKW meist vorhanden
- Antrieb selbst kostengünstig
- Hohe Lebensdauer

Nachteile:

- Linearantrieb schwierig umsetzbar
- Eventuell Drehrichtungsumkehr notwendig
- Platzbedarf
- Kosten für Peripherie

5.2.2.3 Mechanischer Antrieb

Diese Variante weist folgende Eigenschaften auf:

Vorteile:

- Direktantrieb vom Motor denkbar
- Energieträger am LKW vorhanden

Nachteile:

- Platzbedarf
- Sehr aufwändig
- Viele bewegte Teile
- Schlechter Wirkungsgrad
- Hohe Kosten

5.3 Konzepte

Im Folgenden werden unterschiedliche Herangehensweisen dargestellt. Auf die Ausarbeitung von Varianten mit mechanischem Antrieb wurde gänzlich verzichtet. Der Aufwand und Platzbedarf, welcher mit dieser Antriebsvariante verbunden ist, sprechen generell gegen dieses Antriebskonzept.

5.3.1 Variante mit elektrischem Parallelantrieb (rotatorisch) und Gewindespindel

Bei dieser Variante wird ein rotatorischer Antrieb eingesetzt. Um die Größe des Pumpenstutzens zu minimieren, erfolgt der Antrieb parallel (**Abbildung 5.1**). Das Konzept besteht aus einem Elektromotor ①, welcher über einen Kettentrieb ② (oder Riementrieb, etc.) ein Drehmoment auf eine Gewindespindel ③ überträgt. Die Drehbewegung führt zu einer linearen Bewegung der Gewindemutter ④. Diese überträgt die Kraft über die Kolbenstange ⑤ auf den Kryo-Pumpenkopf ⑥. Um die Hubrichtung umzukehren, ist eine Drehrichtungsumkehr des Elektromotors notwendig. Vergleichbar ist dieses System mit dem Patent *DE 43 00 512 B4* von *BMW* [25].

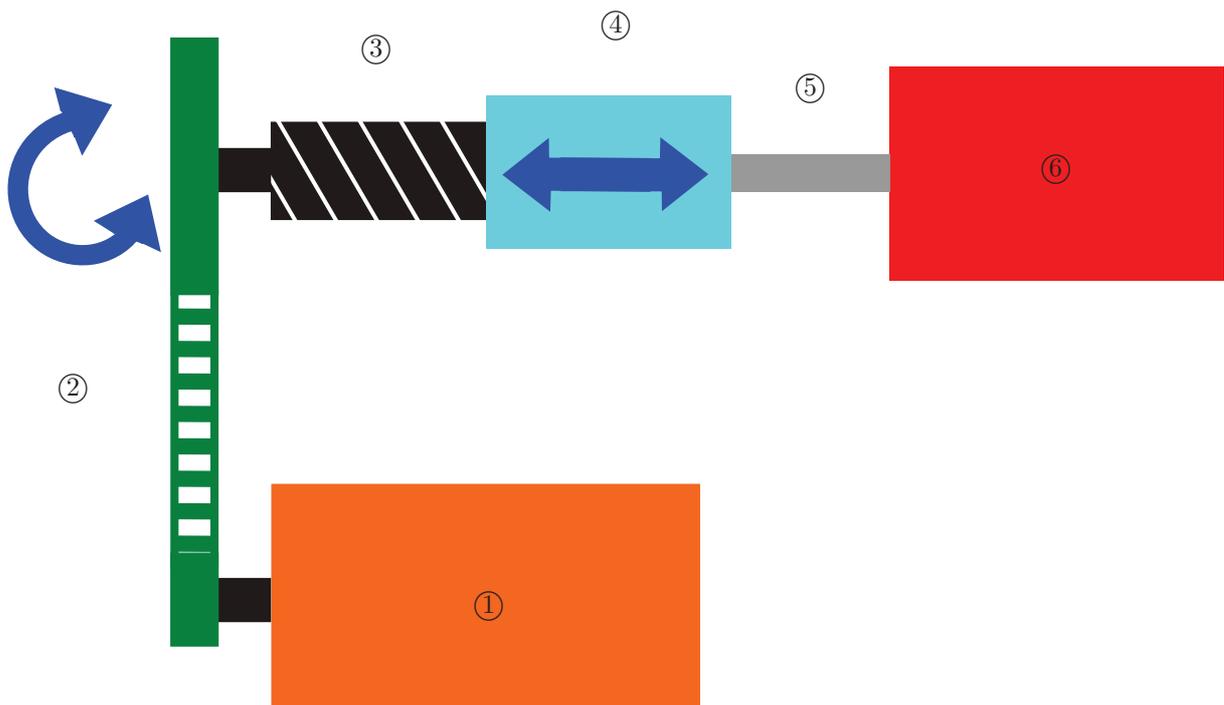


Abbildung 5.1: Antriebsvariante 1 - Gewindespindel, Antrieb parallel

Vorteile ergeben sich hierbei Anhand des Wärmeeintrages und der Regelbarkeit des Antriebes. Ferner ist der Wärmeeintrag mäßig. Nachteilig sind hingegen die Komplexität und der Platzbedarf, sowie die Kosten der Herstellung und Wartung. Desweiteren sehen Hersteller wie *Bosch Rexroth* die Verwendung einer Gewindespindel in einem kleinen Hubbereich bei hohen Belastungen als sehr kritisch an.

5.3.2 Variante mit hydraulischem Koaxialantrieb (rotatorisch) und Kurvenscheibe

Diese Variante verfügt über einen rotatorischen Antrieb, welcher hydraulisch betrieben wird. Der Antrieb erfolgt koaxial (**Abbildung 5.2**). Das Konzept besteht aus einem Hydraulikmotor ①, welcher die Rotationsbewegung über eine Kurvenscheibe ② (oder Schrägscheibe, etc.) in eine Linearbewegung umwandelt. Die Kraft wird über die Kolbenstange ③ auf den Kryo-Pumpenkopf ④ übertragen. Für eine Hubumkehr ist keine Drehrichtungsumkehr des Motors notwendig, eine entsprechende Rückstellung des Kolbens (Feder, etc.) ist ausreichend.

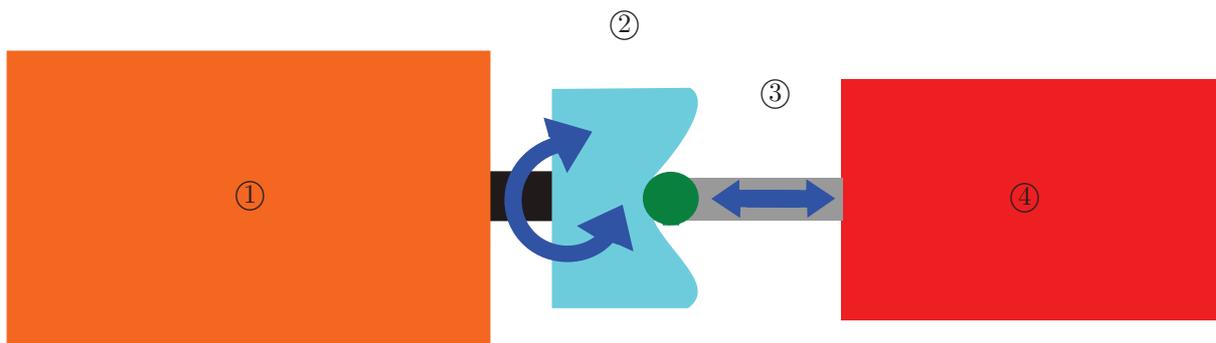


Abbildung 5.2: Antriebsvariante 2 - Kurvenscheibe, Antrieb koaxial

Vorteilhaft sind die gute Regelbarkeit und der geringe Platzbedarf. Nachteilig ist hingegen, dass ein Hydraulikkreislauf notwendig ist und der Wärmeeintrag durch die reibungsbehaftete Bewegungsänderung erhöht ist.

5.3.3 Variante mit koaxialem Elektrozyylinder

Der Antrieb erfolgt hier koaxial mit einem Elektrozyylinder (**Abbildung 5.3**). Dies ist eine komplette Einheit, bestehend aus einem Elektromotor und einer Gewindespindel. Anbieter hierfür sind unter anderem *Parker* und *Bosch Rexroth*.

Der Antrieb erfolgt direkt linear durch einen Elektrozyylinder ①, welcher die Kraft über die Kolbenstange ② auf den Kryo-Pumpenkopf ③ überträgt.

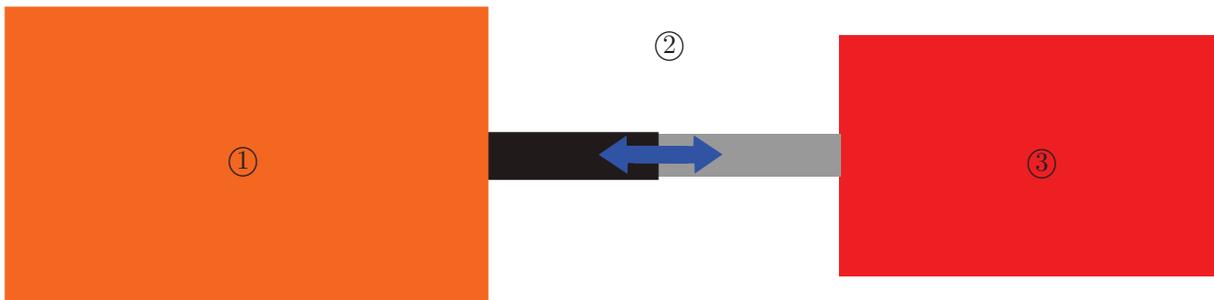


Abbildung 5.3: Antriebsvariante 3, 4, 5 - Linearantrieb

Positiv an diesem Konzept sind die gute Regelbarkeit des Antriebes und das Vorhandensein des Energieträgers. Nachteilig sind hierbei jedoch der Platzbedarf und die Kosten.

5.3.4 Variante mit elektrischem Koaxialantrieb (linear)

Bei diesem Konzept erfolgt der Antrieb direkt linear. Als Antrieb fungiert ein elektrodynamischer Linearmotor (**Abbildung 5.3**). Vergleichbar ist dieses System mit dem Patent *DE 10 2008 011 456 B4* [23] vom *Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH*.

Der Antrieb erfolgt direkt durch einen elektrodynamischen Linearmotor ①, welcher die Kraft über die Kolbenstange ② auf den Kryo-Pumpenkopf ③ überträgt.

Vorteile ergeben sich bei diesem System durch die lange Standzeit und den geringen Wartungsaufwand. Außerdem ist der Energieträger meist am LKW vorhanden. Nachteilig ist jedoch der immense Platzbedarf für hohe Kräfte. In Zusammenarbeit mit unserem Forschungspartner (*Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH*) konnten unterschiedliche Konzepte erarbeitet werden. Es zeigte sich, dass mit Einheiten von $\varnothing 120 \text{ mm} \times 720 \text{ mm}$ Kräfte von ca. 4,6 kN bei einem Strom von 10 A und einer Pumpfrequenz von 5 Hz erzeugt werden können. Dies liegt jedoch weit außerhalb der angestrebten Größen für den gewählten

Kolbendurchmesser, den Hub und die Frequenz. Desweiteren sind die Kosten und das Gewicht hoch.

5.3.5 Variante mit hydraulischem Koaxialantrieb (linear)

Bei diesem Konzept erfolgt der Antrieb direkt linear, wobei ein Hydraulikkolben als Antrieb verwendet wird (**Abbildung 5.3**). Vergleichbar ist dieses System mit der Benchmarkpumpe von *Westport, Inc.*, welche unter anderem in den Patenten *EP 1 461 524 B1* [15], *EP 2 541 061 B1* [16] und *EP 2 541 062 A1* [17] geschützt wird.

Der Antrieb erfolgt direkt durch einen Hydraulikkolben ①, welcher die Kraft über die Kolbenstange ② auf den Kryo-Pumpenkopf ③ überträgt.

Vorteile ergeben sich aufgrund der langen Standzeit und den geringen Platzbedarf. Desweiteren ist der Antrieb simpel aufgebaut und einfach zu regeln. Der hydraulische Antrieb ist vor allem auch dadurch begründet, dass eventuell notwendige unterschiedliche Saug- und Druckgeschwindigkeiten damit einfach realisierbar sind. Nachteilig ist jedoch der notwendige Hydraulikkreislauf.

5.4 Konzeptbewertung

In diesem Kapitel wird auf die Bewertung der Varianten eingegangen.

5.4.1 Bewertungskriterien und Gewichtung

Es werden die technischen und wirtschaftlichen Kriterien festgelegt und deren Gewichtung jeweils separat vorgenommen.

5.4.1.1 Technische Kriterien

Zur technischen Bewertung dienen folgende Kriterien:

- Standzeit
- Potential zur Drucksteigerung
- Länge
- Durchmesser
- Wärmeeintrag
- Geringe Komplexität
- Wartbarkeit
- Kavitationsvermeidung

Diese Kriterien werden nun anhand eines paarweisen Vergleichs nach *VDI-2225*¹ gewichtet (**Tabelle 5.1**) [40].

¹VDI-2225: Richtlinie des Vereines Deutscher Ingenieure für technisch-wirtschaftliches Konstruieren

Im Vergleich zu	Standzeit	Platzbedarf	Wartbarkeit und Aufwand	Energieträger vorhanden?	Wärmeeintrag (Wirkungsgrad)	geringe Komplexität	Regelbarkeit	Anpassbarkeit
Standzeit	1	1	1	0	2	0	2	1
Platzbedarf	1	1	1	0	1	1	1	1
Wartbarkeit und Aufwand	1	1	1	1	2	2	2	1
Energieträger vorhanden?	2	2	1	1	2	2	2	1
Wärmeeintrag (Wirkungsgrad)	0	1	0	0	1	0	1	0
geringe Komplexität	2	1	0	0	2	1	2	0
Regelbarkeit	0	1	0	0	1	0	1	1
Anpassbarkeit an Anforderungsänd.	1	1	1	1	2	2	1	1
Summe absolut	8	9	5	3	13	8	12	6
Summe normiert	0,62	0,69	0,38	0,23	1,00	0,62	0,92	0,46

Legende:

0 ... weniger wichtig

1 ... gleich wichtig

2 ... wichtiger

Tabelle 5.1: Paarweiser Vergleich der technischen Bewertungskriterien Antrieb

5.4.1.2 Wirtschaftliche Kriterien

Zur wirtschaftlichen Bewertung sollen folgende Kriterien dienen:

- Herstellungskosten
- Wartungskosten

Diese Kriterien werden nun ebenfalls anhand eines paarweisen Vergleichs nach *VDI-2225* [40] gewichtet (**Tabelle 5.2**).

Im Vergleich zu	Herstellungskosten	Wartungskosten
Herstellungskosten	1	0
Wartungskosten	2	1
Summe absolut	3	1
Summe normiert	1,00	0,33

Legende:

0 ... weniger wichtig

1 ... gleich wichtig

2 ... wichtiger

Tabelle 5.2: Paarweiser Vergleich der wirtschaftlichen Bewertungskriterien Antrieb

5.4.2 Technische Variantenbewertung

Für die Varianten gelten im Folgenden die Abkürzungen:

Variante 1: Konzept mit elektrischem Parallelantrieb (rotatorisch) und Gewindespindel
(Kapitel 5.3.1)

Variante 2: Konzept mit hydraulischem Koaxialantrieb (rotatorisch) und Kurvenscheibe
(Kapitel 5.3.2)

Variante 3: Konzept mit koaxialem Elektrozyylinder
(Kapitel 5.3.3)

Variante 4: Konzept mit elektrischem Koaxialantrieb (linear)
(Kapitel 5.3.4)

Variante 5: Konzept mit hydraulischem Koaxialantrieb (linear)
(Kapitel 5.3.5)

Nun erfolgt die konkrete Bewertung anhand der beschriebenen Vor- und Nachteile der einzelnen Varianten.

Die Berechnung der Wertigkeit einer Variante kann ungewichtet

$$W_j = \frac{\sum_i P_{ij}}{n_K \cdot P_{max}} \quad (5.1)$$

oder gewichtet

$$gW_j = \frac{\sum_i g_i \cdot P_{ij}}{P_{max} \cdot \sum_i g_i} \quad (5.2)$$

durchgeführt werden [40].

Die Berechnung erfolgt in **Tabelle 5.3**.

5.4.3 Wirtschaftliche Variantenbewertung

Analog zu den technischen Wertigkeiten werden nun die ungewichteten und gewichteten wirtschaftlichen Wertigkeiten nach **Gleichung 5.1** und **5.2** ermittelt (**Tabelle 5.4**).

g_i	Kriterium	Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4		Variante 5	
		P_{i1}	$g_i \cdot P_{i1}$	P_{i2}	$g_i \cdot P_{i2}$	P_{i3}	$g_i \cdot P_{i3}$	P_{i4}	$g_i \cdot P_{i4}$	P_{i5}	$g_i \cdot P_{i5}$
0,62	Standzeit	2	1,23	2	1,23	2	1,23	3	1,85	3	1,85
0,69	Platzbedarf	1	0,69	3	2,08	1	0,69	0	0,00	3	2,08
0,38	Wartbarkeit und Aufwand	2	0,77	2	0,77	2	0,77	3	1,15	3	1,15
0,23	Energieträger vorhanden	3	0,69	1	0,23	3	0,69	3	0,69	1	0,23
1,00	Wärmeeintrag (Wirkungsgrad)	3	3,00	1	1,00	2	2,00	2	2,00	2	2,00
0,62	geringe Komplexität	1	0,62	2	1,23	2	1,23	2	1,23	3	2,77
0,92	Regelbarkeit	3	2,77	3	2,77	3	2,77	2	1,85	3	2,77
0,46	Anpassbarkeit an Anforderungsänderungen	2	0,92	2	0,92	2	0,92	1	0,46	2	0,92
Summe		17	10,69	16	10,23	17	10,31	16	9,23	20	12,85
Wertigkeit		0,71	0,72	0,67	0,69	0,71	0,70	0,67	0,63	0,83	0,87
Rangfolge		2	2	4	4	2	3	4	5	1	1

Legende:

g_i ... Gewichtungsfaktor, laut Kriteriengewichtung (0...1)

P_{ij} ... Bewertungsfaktor (0...4), wobei:

0 ... unbefriedigend

1 ... gerade noch tragbar

2 ... ausreichend

3 ... gut

4 ... sehr gut (ideal)

Tabelle 5.3: Technische Bewertung der Antriebsvarianten

g_i	Kriterium	Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4		Variante 5	
		P_{i1}	$g_i \cdot P_{i1}$	P_{i2}	$g_i \cdot P_{i2}$	P_{i3}	$g_i \cdot P_{i3}$	P_{i4}	$g_i \cdot P_{i4}$	P_{i5}	$g_i \cdot P_{i5}$
1,00	Herstellungskosten	1	1,00	1	1,00	2	2,00	1	1,00	2	2,00
0,33	Wartungskosten	2	0,67	2	0,67	2	0,67	3	1,00	3	1,00
	Summe	3	1,67	3	1,67	4	2,67	4	2,00	5	3,00
	Wertigkeit	0,50	0,42	0,50	0,42	0,67	0,67	0,67	0,50	0,83	0,75
	Rangfolge	4	4	4	4	2	2	2	3	1	1

Legende:

g_i ... Gewichtungsfaktor, laut Kriteriengewichtung (0...1)

P_{ij} ... Bewertungsfaktor (0...4), wobei:

0 ... unbefriedigend

1 ... gerade noch tragbar

2 ... ausreichend

3 ... gut

4 ... sehr gut (ideal)

Tabelle 5.4: Wirtschaftliche Bewertung der Antriebsvarianten

5.4.4 Stärkediagramm

Mithilfe der ermittelten gewichteten technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten lässt sich nun das Stärkediagramm darstellen (**Abbildung 5.4**).

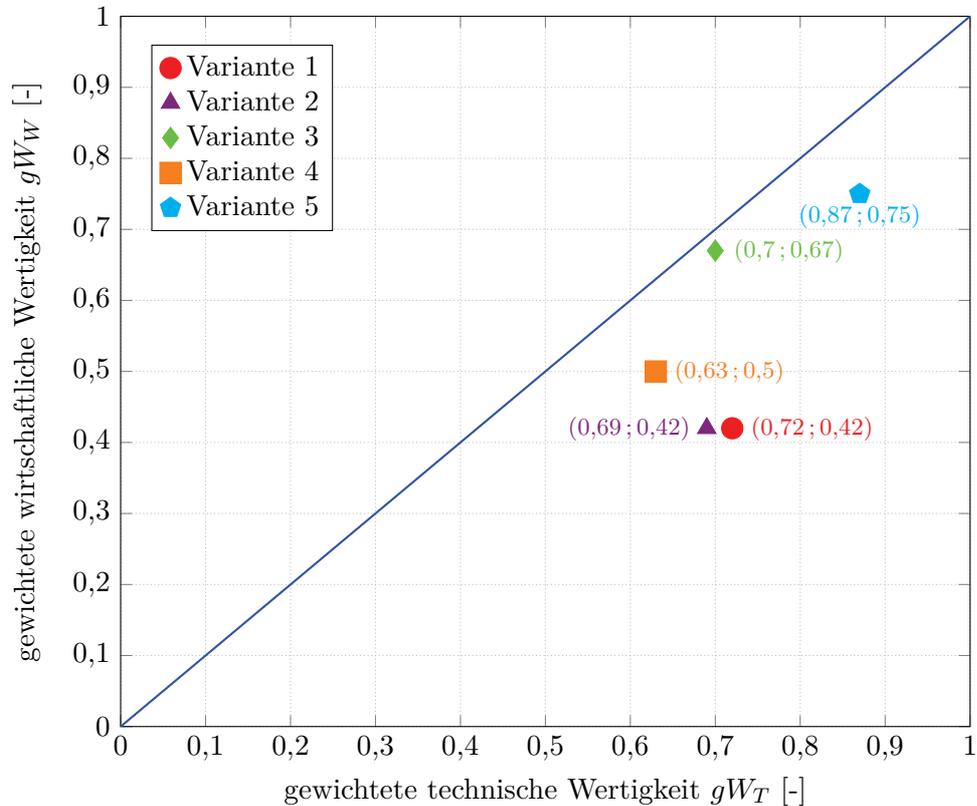


Abbildung 5.4: Stärkediagramm der unterschiedlichen Antriebsvarianten

5.5 Konzeptauswahl

Aufgrund der in **Kapitel 5.4** vorgenommenen Konzeptbewertung lässt sich nun die optimale Lösung in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht auswählen.

Wie das Stärkediagramm zeigt, entspricht die **Variante 5** am ehesten der Ideallösung. Die Variante mit Antrieb mittels hydraulischem Koaxialantrieb (linear) (**Kapitel 5.3.5**) überzeugt durch ihre technischen Vorteile wie geringen Verschleiß und dementsprechender Standzeit sowie durch akzeptablen Platzbedarf. In wirtschaftlicher Hinsicht ist aufgrund der vertretbaren Komplexität mit mäßigen Herstellungs- und Wartungskosten zu rechnen.

6 Varianten Einbringung

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Varianten der Einbringung der Pumpe in den Tank beschrieben. Darüber hinaus erfolgt die Bewertung und Auswahl eines geeigneten Konzeptes.

6.1 Festlegungen und Grundlagen Lager

Wie bereits mehrfach festgehalten, ist eine Unterbringung der Pumpe unterhalb des Flüssigkeitsspiegels notwendig. Dies dient der Kavitationsvermeidung. Alternativ ist ein Vorfördersystem notwendig. Laut Anforderungen ist eine Einbringung über das zentrale Festlager gefordert. Dieses besteht aus einem äußeren und inneren Anschlussflansch (grün), welche miteinander über einen Glasfaserring (orange) und Keile (blau) verklemmt sind (**Abbildung 6.1**). Darüber hinaus verfügt der Pumpenstutzen über ein inneres und ein äußeres Hüllrohr sowie einen Anschlussflansch am Ende. Der Zwischenraum zwischen den Rohren ist evakuiert und mit dem Zwischenraum von Innen- und Außentank verbunden.

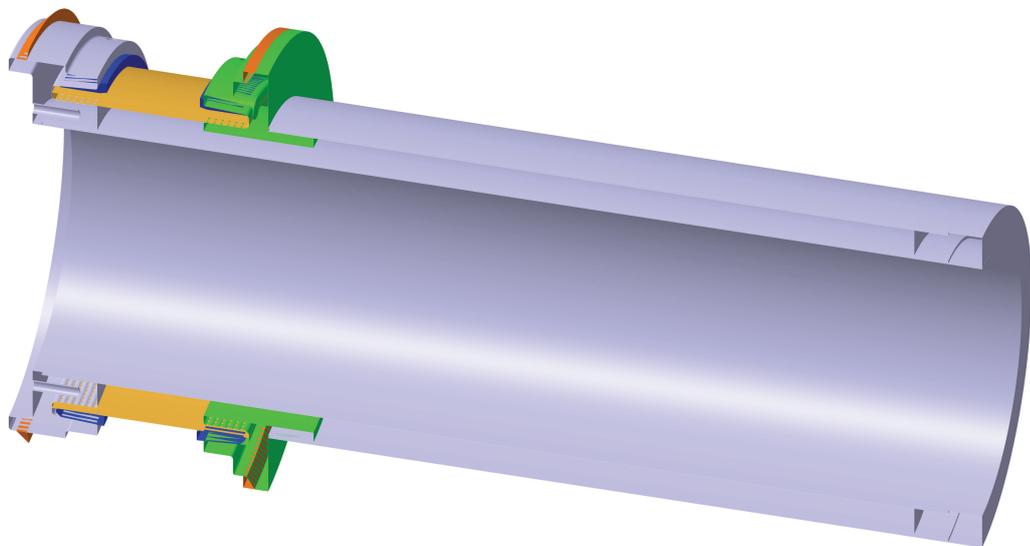


Abbildung 6.1: Aufbau des Tanklagers (Festlager) mit waagrechtm Pumpenstutzen

6.2 Lage des Pumpenstutzens

Nun wird näher auf die möglichen Varianten eingegangen. Sie unterscheiden sich grundsätzlich anhand der Lage des Pumpenstutzens.

6.2.1 Waagrechter Pumpenstutzen

Wird der Pumpenstutzen waagrecht in den Tank eingebracht, ergeben sich folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Einfacher Aufbau
- Geringer Volumenverlust
- Keine Anpassung bei unterschiedlichen Tankdurchmessern notwendig
- Belastung auf das Lager definiert

Nachteile:

- Vorfördersystem notwendig (keine/negative Zulaufhöhe)
- Erhöhter Wärmeeintrag (kürzere Wärmeleitungslänge)
- Eventuell hohe Kosten aufgrund Peripherie

6.2.2 Schräger Pumpenstutzen

Bei einem schrägen Pumpenstutzen ergeben sich folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Kein Vorfördersystem notwendig (stets positive Zulaufhöhe)
- Geringer Wärmeeintrag
- Geringere Kosten durch fehlende Peripherie

Nachteile:

- Aufbau komplex
- Lagerbelastung komplexer
- Erhöhter Verlust von Tankvolumen

6.3 Konzepte

Im Folgenden werden unterschiedliche Herangehensweisen dargestellt. Vorab sei erwähnt, dass weitere mögliche Varianten nicht berücksichtigt wurden, da sie bereits im Zuge der Entwicklungsarbeit der Firma *SAG Motion GmbH* verworfen wurden. Weitere mögliche Varianten wären beispielsweise Pumpenstutzen unterhalb des Innentanks, vertikal in den Tank und viele weitere. Es wurde jedoch definiert, dass der Pumpenstutzen durch das Festlager geführt werden soll.

6.3.1 Variante mit waagrechtem Pumpenstutzen und Vorfördersystem

Bei dieser Variante wird die Pumpe über einen waagrechten Stutzen durch das Festlager in den Tank eingebracht (**Abbildung 6.2**).

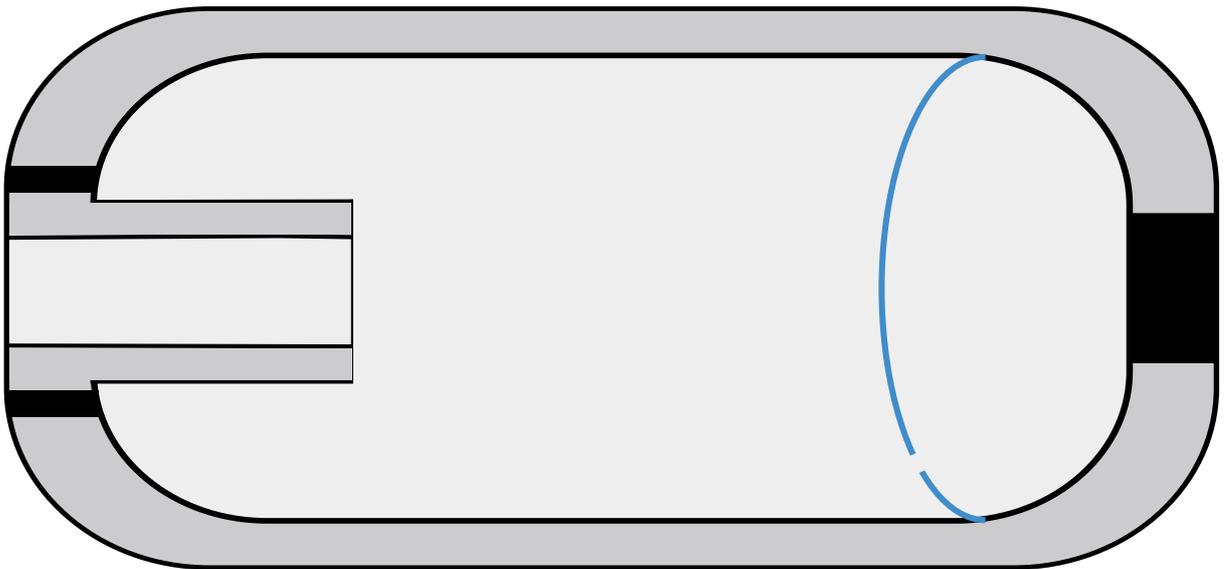


Abbildung 6.2: Tankaufbau mit waagrechtem Pumpenstutzen

Ein möglicher Verbau von Pumpe und Leitungssystem ist in **Abbildung 6.3** zu sehen. Wie bereits im **Kapitel 1.4** beschrieben, erfolgt die Betankung über die Füllleitung ① und das Vapour Collapse System. Eine Entnahme von Gas beziehungsweise LNG kann über die Gasentnahmeleitung ② beziehungsweise die LNG-Entnahmeleitung ④ erfolgen. Ausgenommen von der Hochdruckleitung ③, werden alle Leitungen durch den evakuierten Zwischenraum des Pumpenstutzens nach außen geführt. Der Antrieb der Kryo-Hochdruckpumpe ⑥ erfolgt über die Antriebseinheit ⑤ (Hydraulikkolben, siehe **Kapitel 5.5**). Um Das Fluid fördern zu können, ist ein Vorfördersystem ⑦ notwendig.

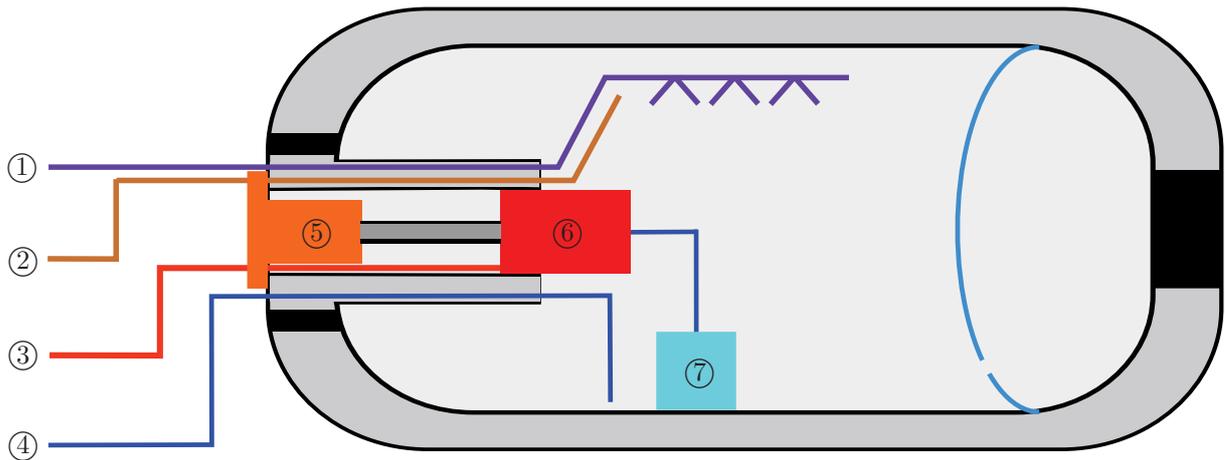


Abbildung 6.3: Aufbau eines Komplettsystems mit waagrecht Stutzen

Zur Vorförderung können unterschiedliche Systeme eingesetzt werden. Denkbar wäre eine zusätzliche Pumpe (z.B.: Zahnradpumpe), welche am Boden des Tanks verbaut ist. Dies würde Vorteile bezüglich Kavitation und Füllgrad der Hochdruckpumpe bringen, da die Befüllung unter Druck beziehungsweise mit erhöhter Zulaufhöhe erfolgt. Nachteilig ist jedoch die Komplexität des Systems, die zusätzlichen Kosten und der erhöhte Wärmeeintrag.

Eine weitere Möglichkeit der Vorförderung ist in **Abbildung 6.4** zu sehen. Bei diesem eigenständig entwickelten pneumatischen Vorfördersystem verfügt die Hochdruckpumpe ① über einen Hochdruckraum ② und einen Gasraum ⑧. Bei einem Hub zum vorderen Totpunkt wird Fluid unter Hochdruck über ein Rückschlagventil und die Hochdruckleitung ③ nach außen befördert. Beim anschließenden Hub zum hinteren Totpunkt wird Gas aus dem Tank im Gasraum verdichtet. Dieser Gasdruck führt über eine Gasleitung ⑦ zu einer Druckerhöhung in einer Vorförderglocke ⑥, welche am Tankboden ⑤ befestigt ist. Dadurch wird Fluid durch Rückschlagventile und die Vorförderleitung ④ in den Hochdruckraum der Pumpe gefördert. Beim Vorwärtshub sinkt der Druck in der Glocke beziehungsweise im Gasraum wieder und Fluid kann über ein Rückschlagventil aus dem Tank in die Vorförderglocke fließen.

Dieses System kommt ohne zusätzliche Pumpe aus, was vorteilhaft bezüglich Wärmeeintrag ist. Die betriebssichere Funktion ist jedoch noch zu klären. Das Fluid wird bei Siedetemperatur gespeichert. Deshalb ist bei Druckerhöhung grundsätzlich mit Kondensation von Gas und damit mit Druckausgleich zu rechnen. Somit wäre dieses System für diese Anwendung nicht geeignet. Es ist jedoch ebenso davon auszugehen, dass Dissipation (Dichtungsreibung, Verdichtung, etc.) zu einer geringen Temperaturerhöhung des Gases und somit zu keiner Kondensation bei Komprimierung führt. Gespräche mit unterschiedlichen Experten (*Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH, Montanuniversität Leoben*) brachten diesbezüglich ebenso keine exakte Klärung. Um die Funktion zu klären, wurde ein Versuch

6.3.2 Variante mit schrägem Pumpenstutzen

Diese Variante verfügt über einen schrägen Pumpenstutzen, über welchen die Pumpe in den Tank eingebracht wird (**Abbildung 6.5**). Durch diesen Aufbau kann der Pumpenkopf am Tankboden positioniert werden.

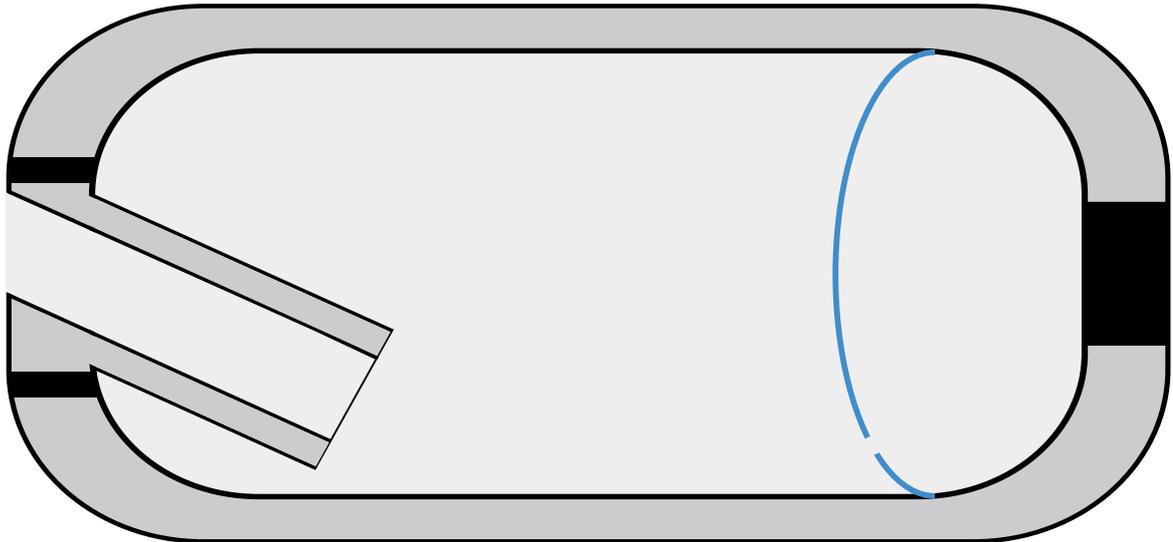


Abbildung 6.5: Tankaufbau mit schrägem Pumpenstutzen

Ein beispielhafter Verbau der Pumpe mit Antriebseinheit und des Leitungssystems ist in **Abbildung 6.6** zu sehen. Die Betankung erfolgt über die Füllleitung ① und das Vapour Collapse System (siehe dazu **Kapitel 1.4**). Gas kann über die Gasentnahmeleitung ② und LNG über die LNG-Entnahmeleitung ④ entnommen werden. Alle Leitungen werden durch den evakuierten Zwischenraum des Pumpenstutzens nach außen geführt, lediglich die Hochdruckleitung ③ verläuft innerhalb des Innenrohrs des Pumpenstutzens. Die Kryo-Hochdruckpumpe ⑥ wird von der Antriebseinheit ⑤ (Hydraulikkolben, siehe **Kapitel 5.5**) angetrieben.

In **Abbildung 6.7** ist eine Grobkonstruktion des Tanklagers mit schrägem Pumpenstutzen und verbauter Füllleitung zu sehen.

Die Vorteile dieser Variante sind der geringe Wärmeeintrag (lange Wärmeleitungslänge, keine Vorförderverluste), die fehlende Notwendigkeit eines Vorfördersystems und die tiefe Einbaulage der Pumpe (hohe Zulaufhöhe). Desweiteren ist mit geringeren Folgekosten (Wartung, etc.) zu rechnen, da kein Vorfördersystem vorhanden ist. Als nachteilig erweist sich jedoch der komplexe Aufbau der Anschlussflansche und der kleinere mögliche Innendurchmesser des Stutzens.

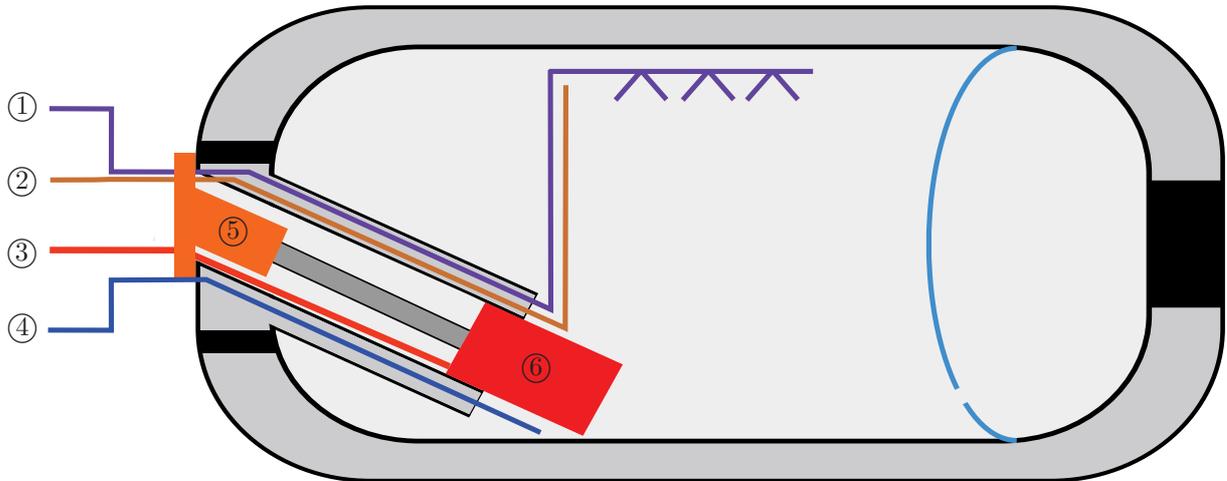


Abbildung 6.6: Aufbau eines Komplettsystems mit schrägem Stutzen

Abbildung 6.7: Aufbau des Tanklagers (Festlager) mit schrägem Pumpenstutzen

6.4 Konzeptbewertung

In diesem Kapitel wird auf die Bewertung der Varianten eingegangen.

6.4.1 Bewertungskriterien und Gewichtung

Es werden die technischen und wirtschaftlichen Kriterien festgelegt und deren Gewichtung jeweils separat vorgenommen.

6.4.1.1 Technische Kriterien

Zur technischen Bewertung dienen folgende Kriterien:

- Einbauhöhe Pumpe (Kavitationsvermeidung)
- Möglicher Durchmesser
- Festigkeit und Stabilität
- Geringe Komplexität
- Notwendige Peripherie
- Wärmeeintrag
- Universalität Tankdurchmesser
- Verlust Tankvolumen

Diese Kriterien werden nun anhand eines paarweisen Vergleichs nach *VDI-2225* gewichtet (**Tabelle 5.1**) [40].

Im Vergleich zu	Einbauhöhe Pumpe	möglicher Durchmesser	Festigkeit und Stabilität	geringe Komplexität	notwendige Peripherie	Wärmeeintrag	Universalität Tankdurchm.	Verlust Tankvolumen
Einbauhöhe Pumpe (Kavitationsverm.)	1	1	1	0	1	1	0	0
möglicher Durchmesser	1	1	1	2	2	2	0	1
Festigkeit und Stabilität	1	1	1	1	1	2	0	0
geringe Komplexität	2	0	1	1	1	1	0	0
notwendige Peripherie	1	0	1	1	1	1	1	0
Wärmeeintrag	1	0	0	1	1	1	0	0
Universalität Tankdurchmesser	2	2	2	2	1	2	1	0
Verlust Tankvolumen	2	1	2	2	2	2	2	1
Summe absolut	11	6	9	10	10	12	4	2
Summe normiert	0,92	0,50	0,75	0,83	0,83	1,00	0,33	0,17

Legende:

0 ... weniger wichtig

1 ... gleich wichtig

2 ... wichtiger

Tabelle 6.1: Paarweiser Vergleich der technischen Bewertungskriterien Einbringung

6.4.1.2 Wirtschaftliche Kriterien

Zur wirtschaftlichen Bewertung sollen folgende Kriterien dienen:

- Herstellungskosten
- Wartungskosten

Diese Kriterien werden nun ebenfalls anhand eines paarweisen Vergleichs nach *VDI-2225* [40] gewichtet (**Tabelle 5.2**).

Im Vergleich zu	Herstellungskosten	Wartungskosten
Herstellungskosten	1	0
Wartungskosten	2	1
Summe absolut	3	1
Summe normiert	1,00	0,33

Legende:

0 ... weniger wichtig

1 ... gleich wichtig

2 ... wichtiger

Tabelle 6.2: Paarweiser Vergleich der wirtschaftlichen Bewertungskriterien Einbringung

6.4.2 Technische Variantenbewertung

Für die Varianten gelten im Folgenden die Abkürzungen:

Variante 1: Konzept mit waagrechtm Pumpenstutzen und Vorfördersystem (**Kapitel 6.3.1**)

Variante 2: Konzept mit schrägem Pumpenstutzen (**Kapitel 6.3.2**)

Nun erfolgt die konkrete Bewertung anhand der beschriebenen Vor- und Nachteile der einzelnen Varianten nach **Gleichung 5.1** und **5.2** [40] in **Tabelle 6.3**.

g_i	Kriterium	Variante 1		Variante 2	
		P_{i1}	$g_i \cdot P_{i1}$	P_{i2}	$g_i \cdot P_{i2}$
0,92	Einbauhöhe Pumpe (Kavitationsverm.)	2	1,83	3	2,75
0,50	möglicher Durchmesser	3	1,50	2	1,00
0,75	Festigkeit und Stabilität	3	2,25	2	1,50
0,83	geringe Komplexität	2	1,67	2	1,67
0,83	notwendige Peripherie	1	0,83	3	2,50
1,00	Wärmeeintrag	3	3,00	4	4,00
0,33	Universalität Tankdurchmesser	4	1,33	3	1,00
0,17	Verlust Tankvolumen	3	0,50	2	0,33
Summe		21	12,92	21	14,75
Wertigkeit		0,66	0,61	0,66	0,69
Rangfolge		1	2	1	1

Legende:

g_i ... Gewichtungsfaktor, laut Kriteriengewichtung (0...1)

P_{ij} ... Bewertungsfaktor (0...4), wobei:

0 ... unbefriedigend

1 ... gerade noch tragbar

2 ... ausreichend

3 ... gut

4 ... sehr gut (ideal)

Tabelle 6.3: Technische Bewertung der Einbringungsvarianten

6.4.3 Wirtschaftliche Variantenbewertung

Analog zu den technischen Wertigkeiten werden nun die ungewichteten und gewichteten wirtschaftlichen Wertigkeiten nach **Gleichung 5.1** und **5.2** ermittelt (**Tabelle 5.4**).

g_i	Kriterium	Variante 1		Variante 2	
		P_{i1}	$g_i \cdot P_{i1}$	P_{i2}	$g_i \cdot P_{i2}$
1,00	Herstellungskosten	2	2,00	2	2,00
0,33	Wartungskosten	2	0,67	3	1,00
Summe		4	2,67	5	3,00
Wertigkeit		0,67	0,67	0,83	0,75
Rangfolge		2	2	1	1

Legende:

g_i ... Gewichtungsfaktor, laut Kriteriengewichtung (0...1)

P_{ij} ... Bewertungsfaktor (0...4), wobei:

- 0 ... unbefriedigend
- 1 ... gerade noch tragbar
- 2 ... ausreichend
- 3 ... gut
- 4 ... sehr gut (ideal)

Tabelle 6.4: Wirtschaftliche Bewertung der Einbringungsvarianten

6.4.4 Stärkediagramm

Mithilfe der ermittelten gewichteten technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten lässt sich nun das Stärkediagramm darstellen (**Abbildung 6.8**).

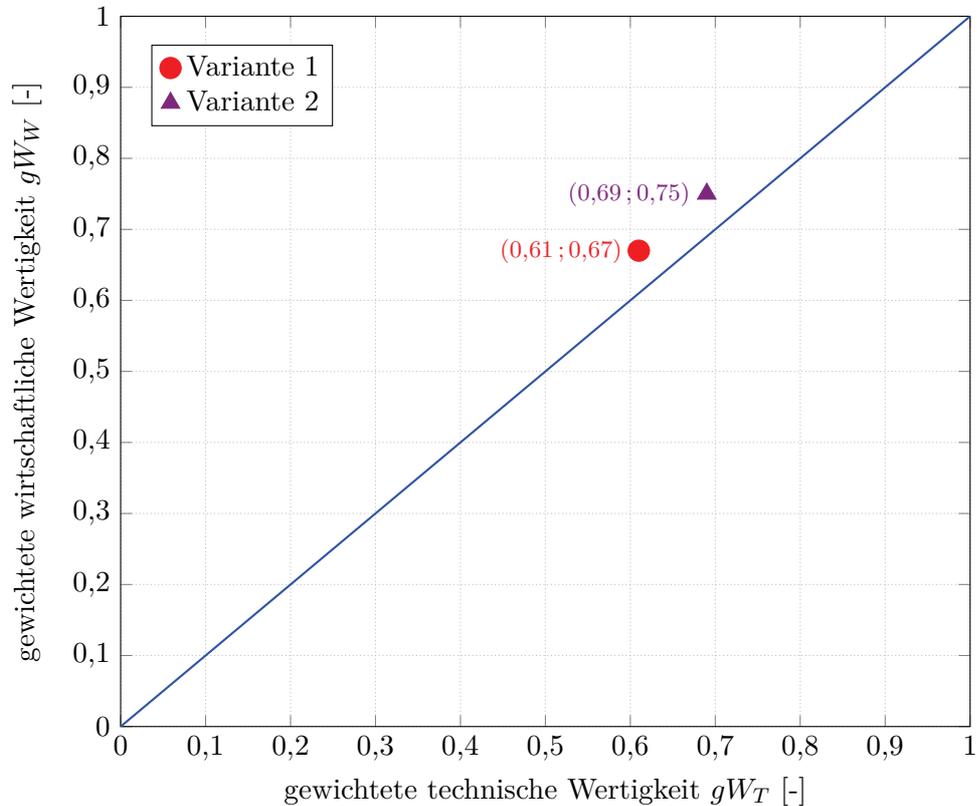


Abbildung 6.8: Stärkediagramm der unterschiedlichen Varianten Einbringung

6.5 Konzeptauswahl

Mit Hilfe der in **Kapitel 6.4** vorgenommenen Konzeptbewertung kann nun eine ideale Lösung in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht ausgewählt werden.

Wie im Stärkediagramm zu sehen ist, entspricht die **Variante 2** am ehesten der Ideallösung. Das Konzept mit schrägem Pumpenstutzen (**Kapitel 6.3.2**) weist ausgezeichnete Eigenschaften bezüglich Wärmeeintrag und Pumpeneinbauhöhe auf. Darüber hinaus ist vorteilhaft, dass keine zusätzliche Peripherie (Vorfördersystem, etc.) notwendig ist. In wirtschaftlicher Hinsicht ist mit geringen Folgekosten zu rechnen.

7 Auslegungen

In diesem Kapitel erfolgt die Auslegung des Antriebes und des Verbindungselementes Antrieb-Pumpe.

7.1 Auslegung Hydraulikantrieb

Hier erfolgt zuerst die Berechnung der notwendigen Abmessungen und anschließend die Auslegung des Antriebes.

7.1.1 Notwendige Abmessung Hydraulik

Mithilfe des Pascal'schen Gesetzes [41]

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 \quad (7.1)$$

lässt sich durch Umformung die notwendige Hydraulikkolbenfläche berechnen. Die Berechnung des Kolbendurchmessers ist in **Tabelle 7.1** zusehen.

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Kryokolbendurchmesser	d_1	42	mm
Kryodruck	p_1	550	bar
maximaler Hydraulikdruck	p_2	200	bar
Ergebnisse			
notwendiger Hydraulikkolbendurchmesser	d_2	69,6	mm
gewählt		70,0	mm

Tabelle 7.1: Berechnung Hydraulikkolbendurchmesser

7.1.2 Festigkeitsberechnung Hydraulikantrieb

In diesem Kapitel erfolgt die Berechnung des Hydraulikantriebes hinsichtlich Festigkeit.

7.1.2.1 Hydraulikgehäuse

Analog zu den in **Kapitel 4.3.3** durchgeführten Berechnungen bezüglich Zylinderwand- und Bodenstärke, lassen sich auch hier diese Kennwerte mit **Gleichung 4.20** und **Gleichung 4.22** ermitteln. Die Berechnung ist in **Tabelle 7.2** ersichtlich.

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Hydraulikkolbendurchmesser	d_2	70,0	mm
Druck (inkl. Sicherheit)	p_2	250	bar
Festigkeitskennwert [37]	K	190	MPa
Sicherheitsbeiwert	S	1,5	-
Berechnungsbeiwert [37]	C	0,35	-
Berechnungsdurchmesser (geschätzt)	D	80	mm
Beiwert für Schweiß- (Löt-) Nähten [37]	v	1	-
Toleranzzuschlag [37]	c_1	0	mm
Korrosionszuschlag [37]	c_2	0	mm
Ergebnisse			
Wandstärke Zylinder	t_W	6,9	mm
gewählt		7,0	mm
Stärke Zylinderboden	t_B	14,77	mm
gewählt		15,0	mm

Tabelle 7.2: Festigkeitsberechnung des Hydraulikantriebes

7.1.2.2 Hydraulikverschraubung

Ebenso wie die Kryopumpe wird auch der Hydraulikantrieb zur Bauraumminimierung in Zugankerbauform ausgeführt werden. Es gelten ähnliche Überlegungen wie bei der Verschraubung des Kryozylinders. Da der Bauraum sehr beschränkt ist, wird eine Zugankeranzahl von > 6 notwendig sein. Es wird anhand bekannter Spannungsquerschnitte von Verschraubungen und der gegebenen Schwellfestigkeit für Zug/Druck des Stahls 1.7218 eine Verschraubung gewählt. Dieser Stahl findet hier Verwendung, da er für tiefe Temperaturen (bis ca. -70 °C) geeignet ist und dabei höhere Festigkeiten als der Stahl 1.4301 aufweist [42]. Die Annahmen, Größen und Ergebnisse der Zugankerberechnung sind in **Tabelle 7.3** ersichtlich.

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Dichtungssitzdurchmesser (ca.)	d_{Di}	71	mm
geforderte Klemmkraft (ca.)	F_{Kl}	5	kN
Druck	p	250	bar
Sicherheitsbeiwert	S	1,1	-
Schwellfestigkeit Zug/Druck [42]	$\sigma_{zd, Sch, N}$	260	MPa
Anzahl Zuganker (gew.)	n_{Za}	8	-
Ergebnisse			
Zugkraft pro Anker	F_{Za}	13,00	kN
benötigter Zugankerquerschnitt	A_{Za}	54,99	mm ²
gewählter Verschraubung [37]		M10	-

Tabelle 7.3: Auslegung Zuganker

7.1.2.3 Hydraulikkolbenverschraubung

Mithilfe der in Literatur [37] angegebenen Grobauslegung lässt sich die Verschraubung für den Hydraulikkolben auswählen (**Tabelle 7.4**).

Damit die notwendige Hydraulikkolbenverschraubung in vertretbaren Grenzen bleibt, ist der Hydraulikdruck für den Rückhub auf 50 bar zu begrenzen.

Bekannte Größen & Festlegungen				
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit	
Hydraulikkolbendurchmesser	d_2	70	mm	
Kolbenstangendurchmesser (ca.)	d_{St}	25	mm	
geforderte Klemmkraft (ca.)	F_{Kl}	5	kN	
Druck	p	50	bar	
Festigkeitsklasse		12.9	-	

Ergebnisse				
Zugkraft	F_Z	16,79	kN	
gewählte Verschraubung [37]		M12	-	

Tabelle 7.4: Auslegung Hydraulikkolbenverschraubung

7.1.2.4 Notwendige Zuleitungsquerschnitte

Um zu hohe Verluste in den Hydraulikleitungen zu vermeiden, empfiehlt die Literatur folgende Grenzwerte für die Strömungsgeschwindigkeit der Hydraulikflüssigkeit [41]:

max. Strömungsgeschwindigkeit				
Druckleitungen	bis 100 bar	2,0 bis	4,0	m/s
	bis 200 bar	4,0 bis	5,5	m/s
	> 250 bar	6,0 bis	10,0	m/s

Tabelle 7.5: Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten Hydraulik

Mit dem bekannten Volumenstrom lässt sich somit der notwendige Leitungsquerschnitt bestimmen (**Tabelle 7.6**). Es gilt [41]:

$$A = \frac{Q}{v_{zul}} \quad (7.2)$$

Aufgrund Platzmangels zeigte sich, dass die Leitung für den Rückhub nicht in dieser Dimension ausgeführt werden kann. Dies gilt insbesondere für den Bereich der Verschraubung (Anschluss). Als Lösung für dieses Problem wird eine Aufweitung der Druckleitung nach der Verschraubung angeraten.

Bekannte Größen & Festlegungen				
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit	
Hydraulikkolbendurchmesser	d_2	70	mm	
Kolbenstangendurchmesser (ca.)	d_{St}	25	mm	
Druck Vorhub	p_V	200	bar	
Druck Rückhub	p_R	50	bar	
Füllzeit	t	0,6	s	
Ergebnisse				
Zulaufdurchmesser Vorhub ca.	d_V	12,00	mm	
Zulaufdurchmesser Rückhub ca.	d_R	12,00	mm	

Tabelle 7.6: Auslegung Hydraulikzuleitung

7.2 Auslegung Verbindungselement

In diesem Kapitel erfolgt die Auslegung der Kolbenstange und des notwendigen Distanzrohres zwischen Antrieb und Kryopumpe.

7.2.1 Kolbenstange

Um den Wärmeeintrag zu minimieren, können unterschiedliche Materialien verwendet werden. Die Belastung ist grundsätzlich auf Druck. Desweiteren besteht die Gefahr der Knickung. Als Materialien eignen sich Metalle mit hoher Festigkeit und Elastizitätsmodul, aber auch nichtmetallische Werkstoffe wie verstärkte Kunststoffe (GFK¹, CFK², etc.). Insbesondere letztere wären hinsichtlich Wärmeeintrag optimal, da sie nur einen Bruchteil der Wärmeleitfähigkeit von Metallen besitzen. Eine Verwendung von Nichtmetallen wird jedoch durch Mitbewerberpatente ausdrücklich geschützt. Aus diesem Grund wurde nach metallischen Alternativen zum Stahl 1.4301 gesucht. Ein möglicher tieftemperaturgeeigneter Werkstoff mit ausreichender Festigkeit ist die Titanlegierung TiAl6Zr5Mo0,5Si (Werkstoffnummer 3.7155). Diese Legierung weist zudem eine niedrige Wärmeleitfähigkeit von etwa 4 W/m·K auf [42].

Für Knickung gilt nach Euler [38]:

$$F_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{l_K^2} \quad (7.3)$$

¹Glasfaser verstärkter Kunststoff

²Carbonfaser verstärkter Kunststoff

Die Knicklänge l_K hängt vom Knickfall ab. Es gilt [38]:

$$l_K = L_{St} \cdot \beta \quad (7.4)$$

Es werden vier unterschiedliche Knickfälle unterschieden. Der Knicklängenbeiwert β beträgt hierbei 2; 1; 0,699 oder 0,5 [38]. Für die vorliegende Belastung der Kolbenstange kann von Lastfall 2 ($\beta = 1$) ausgegangen werden.

Desweiteren soll die Druckbelastung der Kolbenstange kontrolliert werden. Hierfür dient die Zug/Druck-Schwellfestigkeit. Die Zugbelastung beim Rückhub ist zu vernachlässigen, diese setzt sich lediglich aus Gewichtskraft und Reibungsverlusten zusammen. Es folgt ein Vergleich von Kolbenstangen aus Stahl 1.4301, Titan-Legierung 3.7155 und einem unidirektionalen GFK (**Tabelle 7.7**).

Bekannte Größen & Festlegungen					
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit		
Belastung	F_S	76,2	kN		
Sicherheitsbeiwert	S	1,2	-		
Stablänge	L_{St}	600	mm		
Knicklängenbeiwert	β	1	-		

Materialkennwerte [37, 38, 42]		1.4301	3.7155	GFK	
Elastizitätsmodul	E	200	125	35	GPa
Schwellfestigkeit Zug/Druck	$\sigma_{zd,Sch,N}$	190	560	120	MPa
Dichte	ρ	7,9	4,45	1,6	kg/dm ³
Wärmeleitfähigkeit	λ	15	3,8	1,2	W/m·K
Ausdehnungsbeiwert	α	16	10	8,5 - 25	10 ⁻⁶ ·K ⁻¹
Preis	P_M	4	55	20	\$/kg

Ergebnisse					
Durchmesser Zug/Druck	d_{ZD}	24,75	14,42	31,15	mm
Durchmesser Knickung	d_{Kn}	24,14	27,15	37,33	mm
Durchmesser gewählt	d_{gew}	25,00	27,5	37,5	mm
Masse	m	2,17	1,55	1,05	kg
Gewichtersparnis	e_m		-28,8	-51,6	%
Wärmestrom	\dot{Q}	1,95	0,62	0,37	W
Wärmestromersparnis	$e_{\dot{Q}}$		-68,0	-88,9	%
Materialkosten	K_M	8,7	85,0	21,0	\$
Kostenfaktor	f_K	1	9,8	2,4	-

Tabelle 7.7: Auslegung Kolbenstange - Vergleich unterschiedlicher Werkstoffe

Wie die Berechnung zeigt, sind das Gewicht und der Wärmeeintrag des Stahls 1.4301 höher als bei den Vergleichsmaterialien. Die Wahl fällt dennoch auf den Stahl, da der benötigte

Bauraum kleiner und der Preis um ein Vielfaches geringer ist. Darüber hinaus könnten sich bei Kombination unterschiedlicher Materialien Probleme hinsichtlich Wärmeausdehnung ergeben. Durch die durchgängige Verwendung des gleichen Materials minimiert man dieses Risiko. Um die Knickgefahr weiter zu minimieren, wird ein zusätzliches Gleitlager in der Mitte der Kolbenstange empfohlen. Werden die berechneten Abmessungen beibehalten, reduziert sich die Knicklänge auf $l_K = 300 \text{ mm}$ und die Sicherheit erhöht sich auf $S > 5$. Die Sicherheit liegt somit im üblichen Bereich des Maschinenbaues.

7.2.2 Distanzrohr

Die starre Verbindung zwischen Kryopumpe und Antrieb erfolgt mithilfe eines Distanzrohres. Selbstverständlich wäre auch eine getrennte Fixierung von Antrieb und Pumpe innerhalb des Pumpenstutzens denkbar, jedoch wäre der notwendige Bauraum zu groß.

Als Material wird auch hier der Stahl 1.4301 verwendet. Hinsichtlich alternativer Materialien gelten grundsätzlich ähnliche Überlegungen wie bei der Kolbenstange. Die Verwendung anderer Materialien ist jedoch aufgrund der Kosten und der Mitbewerberpatente keine Option. Die Belastung des Rohres erfolgt hauptsächlich auf Zug, die Berechnung erfolgt wieder mittels Verwendung der Schwellfestigkeit Zug/Druck des Stahls 1.4301 und der bekannten Belastung (Zugbelastung des Distanzrohres = Druckbelastung der Kolbenstange). Die Werte und Ergebnisse sind in **Tabelle 7.8** zu sehen. Der notwendige Innendurchmesser des Distanzrohres ergibt sich aus den Abmessungen des einzuführenden Gleitlagers für die Kolbenstange.

Bekannte Größen & Festlegungen			
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Belastung	F_S	76,2	kN
notwendiger Innendurchmesser	d_i	32	mm
Sicherheitsbeiwert	S	1,1	-
Schwellfestigkeit Zug/Druck	$\sigma_{zd, Sch, N}$	190	MPa
Ergebnisse			
notwendiger Außendurchmesser	d_{AR}	39,82	mm
gewählt		45,00	mm
geeignete Gewindeabmessung [37]		M45	

Tabelle 7.8: Auslegung Distanzrohr

Der gewählte Durchmesser wird durch den notwendigen Außendurchmesser und den Grunddurchmesser der nächstmöglichen Gewindegröße (M45) festgelegt.

8 Konstruktion

Im Folgenden erfolgt die Konstruktionsdokumentation. Ferner wird ebenso die Funktion beschrieben. Die einzelnen Baugruppen und Elemente werden dargestellt und erläutert. Anschließend sind Zusammenstellungszeichnungen und der Verbau der Pumpe mit Antriebseinheit im Tank zu sehen.

8.1 Kryopumpe

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Bauteile der Kryopumpe beschrieben. Außerdem ist eine Zusammenstellung zu sehen.

8.1.1 Kryokolben

Der Kryokolben wurde nach Empfehlung mit fünf Dichtungen und einem Führungsring ausgeführt (**Abbildung 8.1** und **8.2**). Der Kolben verfügt über ein Innengewinde und einen Absatz zur Zentrierung über die Kolbenstange. Um den Kolben auf der Kolbenstange verschrauben zu können, sind auf der Rückseite zwei Bohrungen vorgesehen. Die Dichtungselemente sowie die Führung sind geschlitzt ausgeführt und werden durch eine darunterliegende Feder gegen die Zylinderwand gedrückt.

In **Abbildung 8.3** ist eine Schnittdarstellung zu sehen.

8.1.2 Ansaugventil

Das Ansaugventil verfügt über eine Kegelfläche, welche der Dichtung dient. Die Form ist jener eines Ventils eines Verbrennungsmotors angelehnt. Am unteren Ende des Schaftes ist eine Nut für einen Sicherungsring vorgesehen (**Abbildung 8.4**).

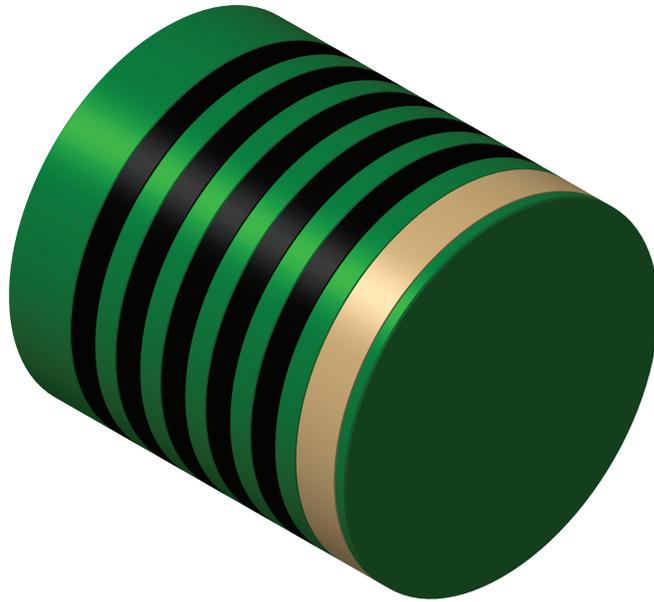


Abbildung 8.1: Aufbau des Kryokolbens

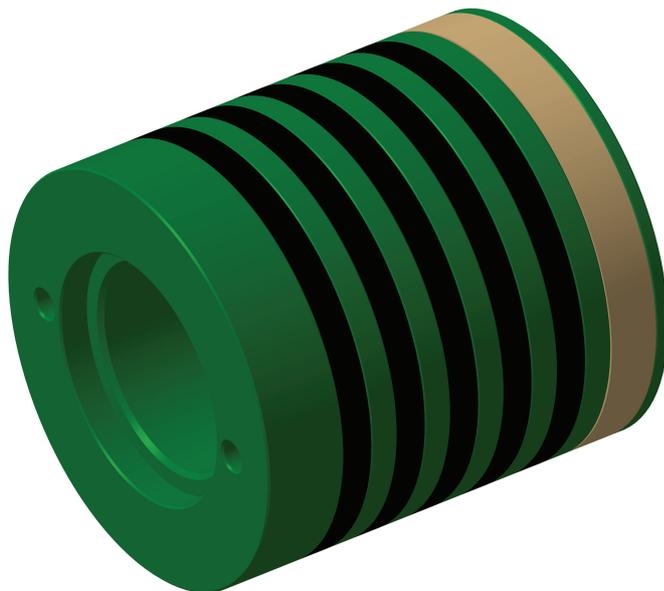


Abbildung 8.2: Aufbau des Kryokolbens - Verschraubung

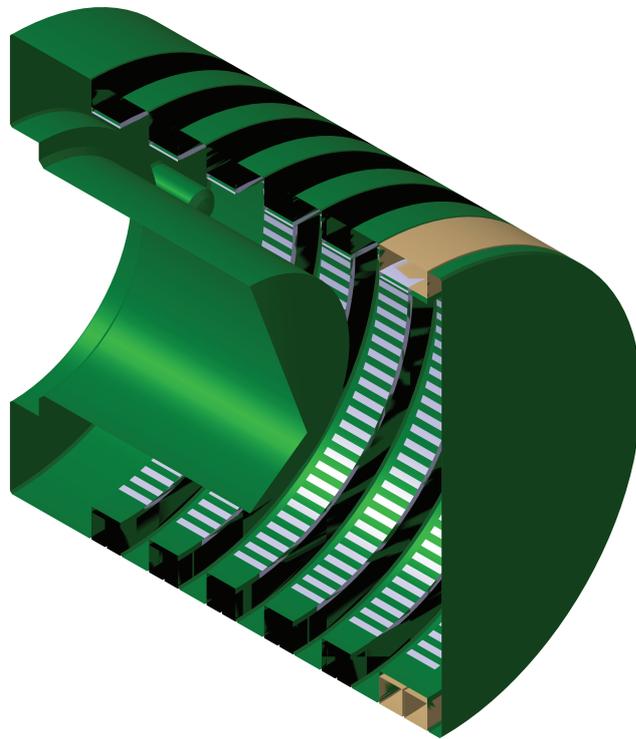


Abbildung 8.3: Schnittdarstellung des Kryokolbens

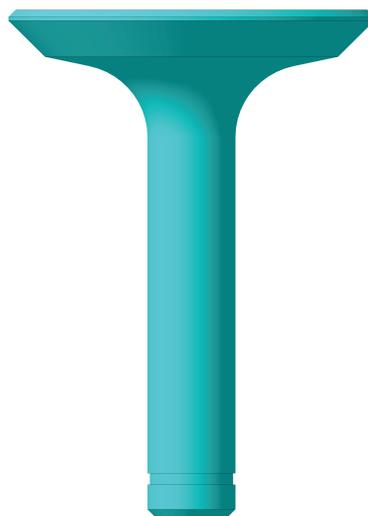


Abbildung 8.4: Ansaugventil

8.1.3 Hochdruckventil

Das Hochdruckventil verfügt über eine kegelige Dichtfläche und schräge Nuten am Umfang (**Abbildung 8.5**). Diese Nuten leiten das Fluid weiter und der zwischenliegende Steg führt das Ventil. Die Nuten sind schräg ausgeführt, damit es beim Durchströmen zu einer Drehbewegung des Ventils kommt. Damit wird eine ständige Änderung des Sitzkontaktes erreicht.



Abbildung 8.5: Hochdruckventil

8.1.4 Ansaugventildeckel

In **Abbildung 8.6** ist eine Zusammenstellung des Ansaugventildeckels, inklusive Ansaug- und Hochdruckventil, zu sehen. Die Rückstellung des Ansaugventils erfolgt durch eine Feder. Der Hub wird durch einen Sicherungsring begrenzt. Beachtenswert sind ferner der große Ansaugquerschnitt und die sanften Übergänge. Die Konstruktion ist so ausgeführt, dass der Totraum minimal ist.

8.1.5 Zusammenstellung

Die **Abbildung 8.7** zeigt die Zusammenstellung der Kryopumpe. Zu sehen ist hier auch die Kolbenstangenführung und -abdichtung. Die Führung und Abdichtung gegen den Pumpenstutzen ist am Umfang ebenfalls ersichtlich. Die Hochdruckleitung (inkl. Ausgleichsschlaufe) und die Zuganker sind ebenso dargestellt. Der Kryozylinder ist am

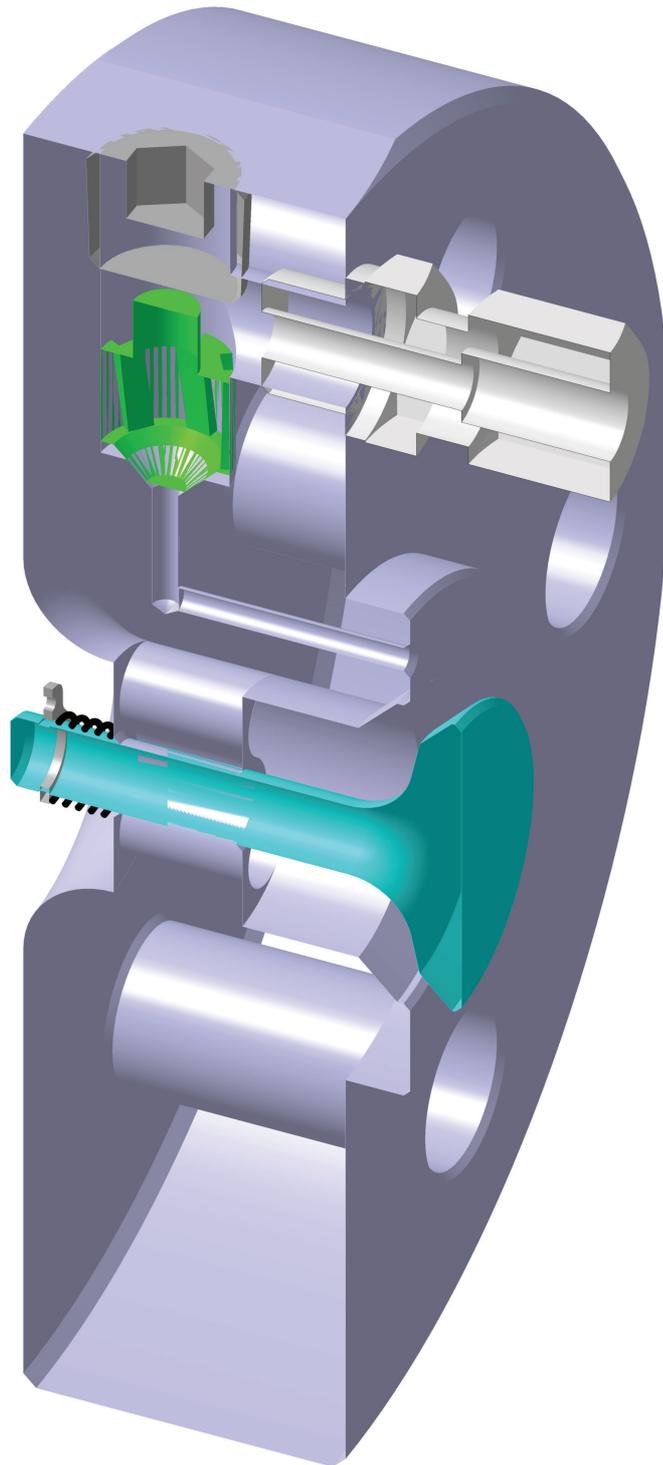


Abbildung 8.6: Schnittdarstellung des Ansaugventildeckels

hinteren Ende mit Bohrungen versehen, damit Fluid einströmen kann. Die Verbindung zum Antrieb ist ebenfalls dargestellt, diese wird im nächsten Kapitel erläutert. Um den Kryokolben und die Kolbenstange verschrauben zu können, verfügt letztere über zwei Einfräsungen. Ähnliches gilt für den Anbindungsflansch zum Verbindungselement hin.

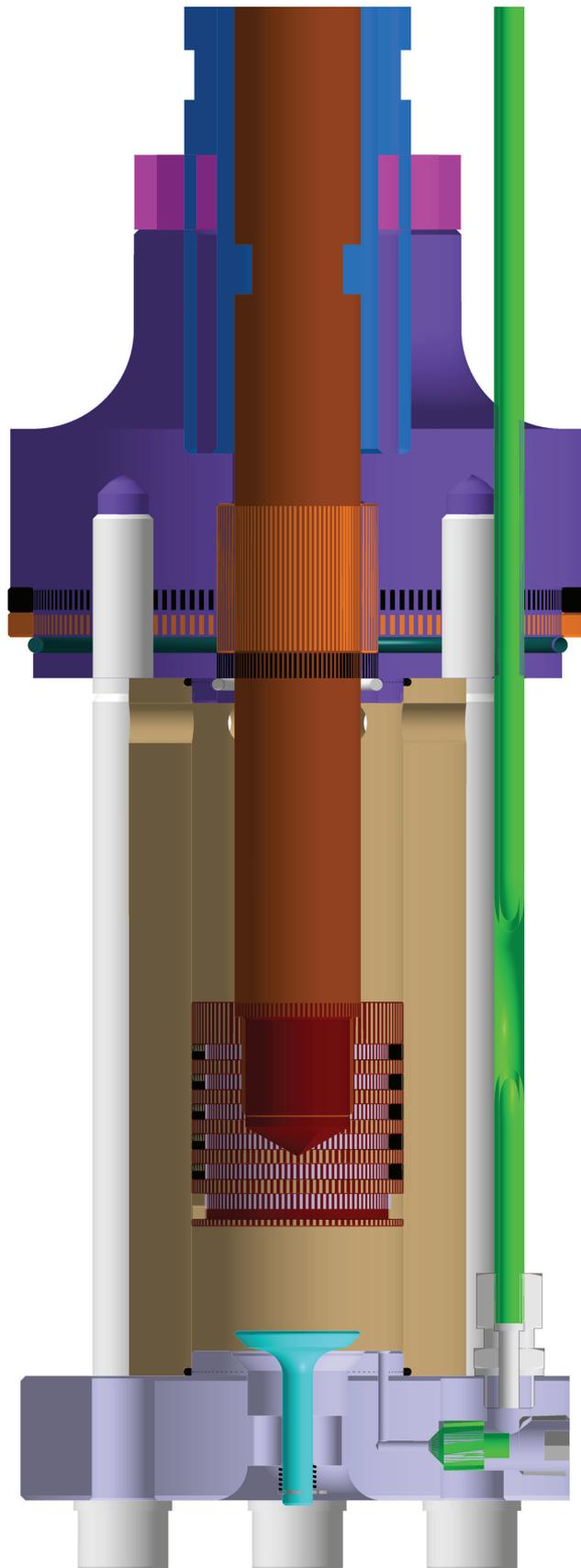


Abbildung 8.7: Schnittdarstellung der Kryopumpe

8.2 Verbindungselement

Die Verbindung zwischen Pumpe und Antrieb erfolgt durch die Kolbenstange und das Distanzrohr (**Abbildung 8.8**). Letzteres wird in die Anschlussflansche eingeschraubt und mittels Hakenmutter gesichert. Hierfür verfügen die Flansche und das Distanzrohr über Einfräsungen für Gabelschlüssel. Um die Knickungsgefahr der Kolbenstange zu vermindern, ist mittig ein weiteres Gleitlager angebracht. Dieses wird durch drei radiale Gewindestifte gesichert. Um einen Winkel- und Längenausgleich zu gewährleisten, ist die Druckleitung einmal um das Distanzrohr geführt.

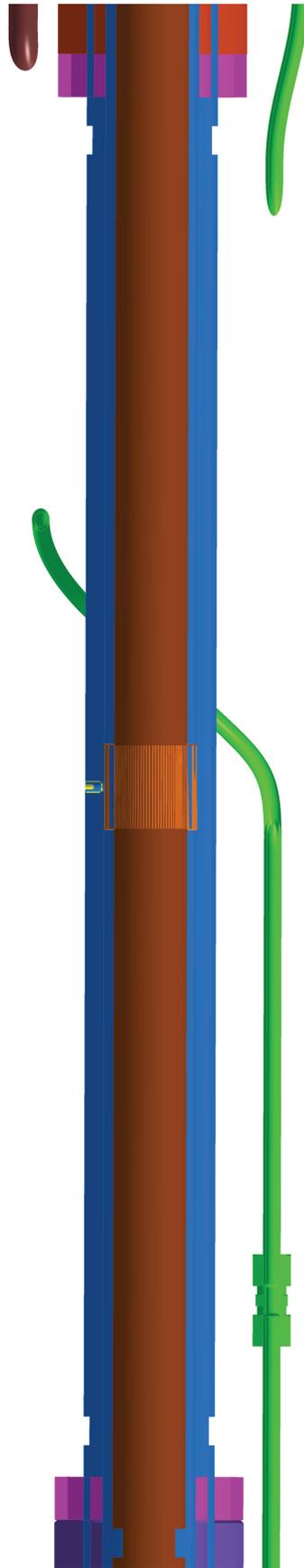


Abbildung 8.8: Schnittdarstellung des Verbindungselementes

8.3 Hydraulikantrieb

In **Abbildung 8.9** ist eine Schnittdarstellung des Antriebes inklusive Tankanbindungsflansch zu sehen. Die Führung und Dichtung der Kolbenstange sowie die Fixierung des Distanzrohres funktioniert gleich wie bei der Kryopumpe. Der Hydraulikkolben wird hier über eine Schraube mit dem Kolben verbunden. Dieser verfügt ebenfalls über einen Absatz zur Zentrierung der Kolbenstange. Die Dichtung und Führung des Kolbens erfolgt durch eine Hydraulik-Kompaktdichtung. In die Deckel der Hydraulik sind Absätze eingearbeitet, welche der Endlagendämpfung dienen [41]. Um ein direktes Berühren der Hochdruckleitung mit dem Hydraulikantrieb zu vermeiden, ist eine Glasfaserlagerung vorgesehen. Bei der Anbindung der Hochdruckleitung am Außenflansch ist eine Doppelrohranbindung vorgesehen.

8.4 Zusammenstellung Gesamtpumpe

In **Abbildung 8.10** und **8.11** ist die Gesamtpumpe zu sehen. Die **Abbildung 8.12** zeigt eine Schnittdarstellung der Pumpe.

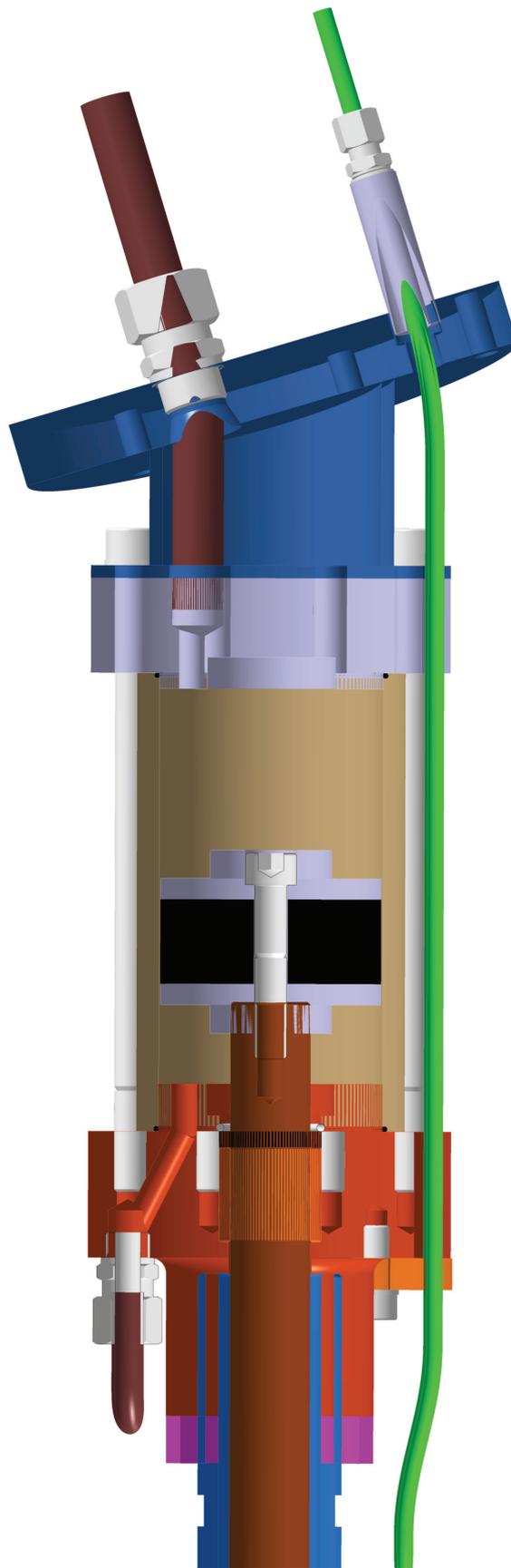


Abbildung 8.9: Schnittdarstellung des Hydraulikantriebes

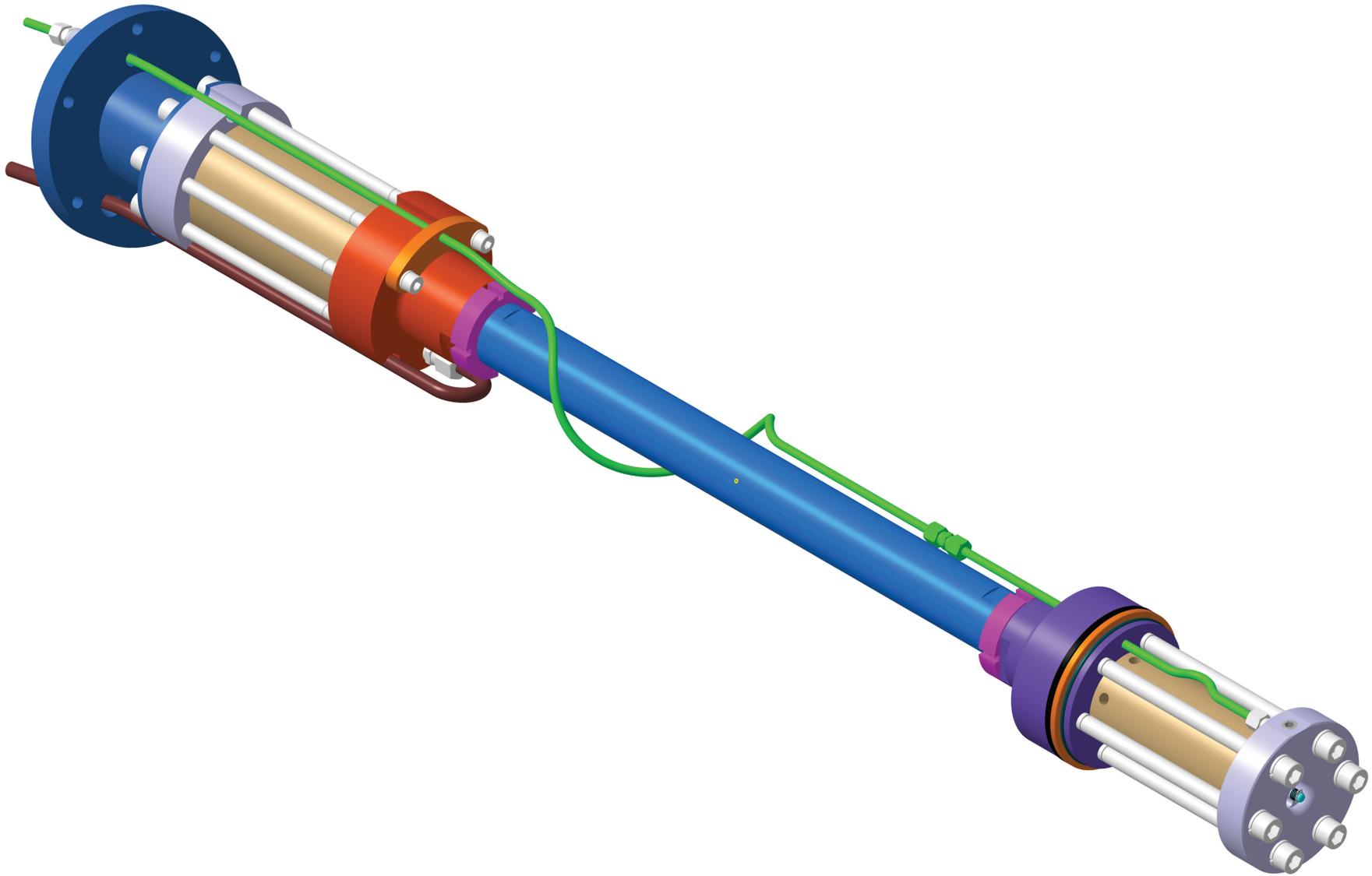


Abbildung 8.10: Isometrische Darstellung der Gesamtpumpe

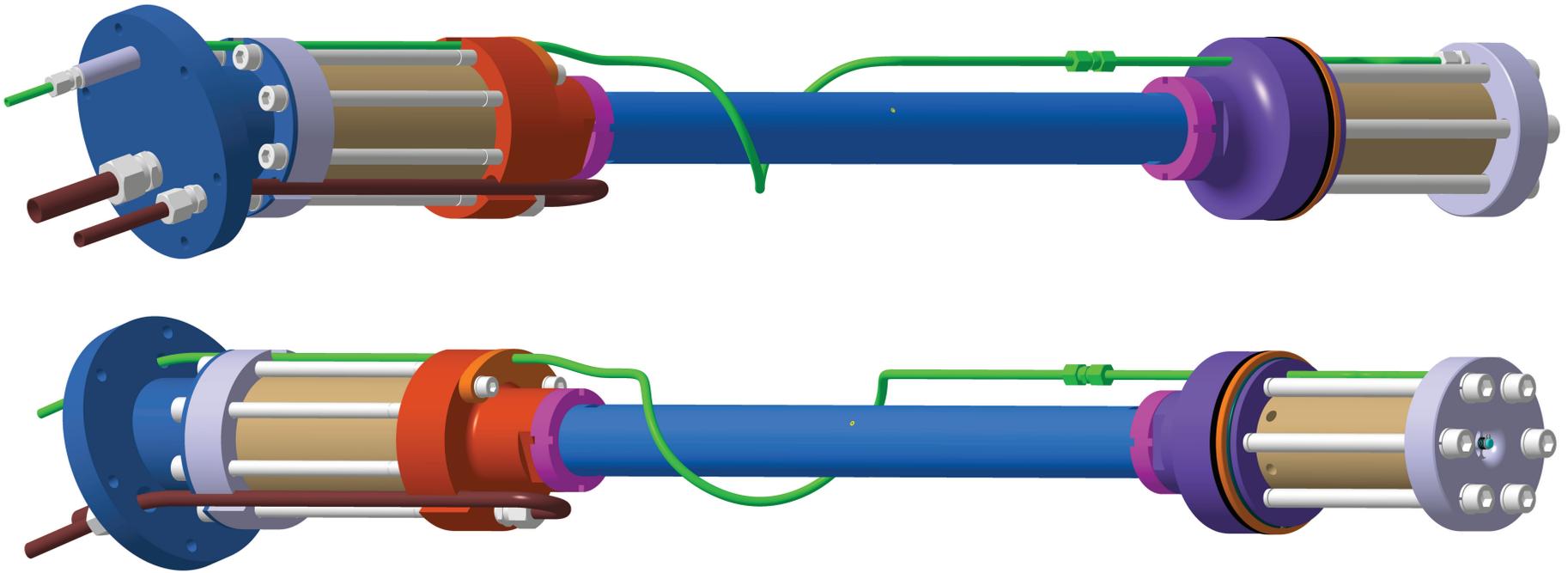


Abbildung 8.11: Diverse Darstellungen der Gesamtpumpe

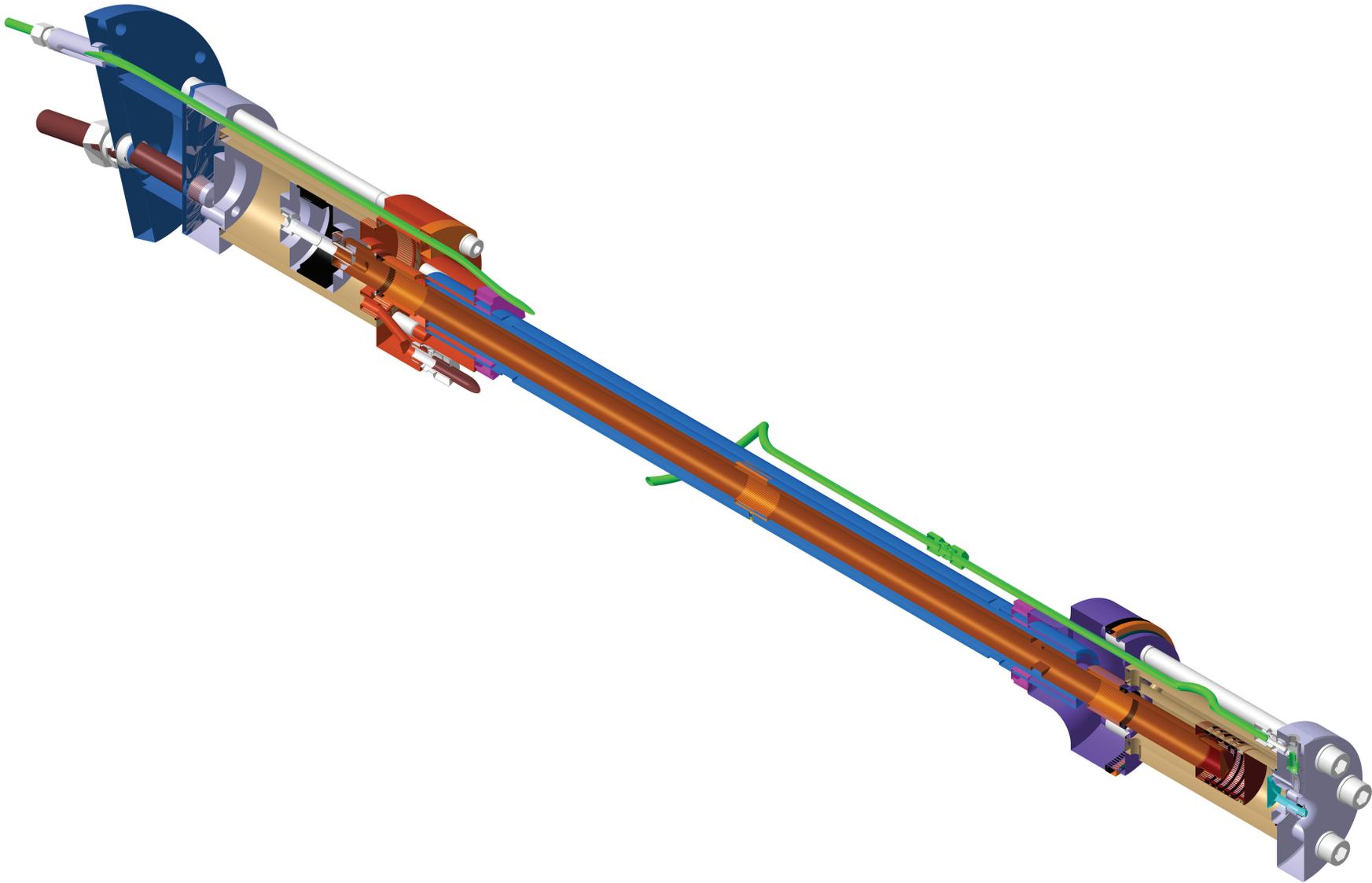


Abbildung 8.12: Schnittdarstellung der Gesamtpumpe

8.5 Verbau der Hochdruckpumpe im Tank

In **Abbildung 8.13** ist ein Vollschnitt des Tanks inklusive Hochdruckpumpe und Antriebseinheit zu sehen. Die Abbildung zeigt darüber hinaus die Einbringung über den schrägen Pumpenstutzen durch das zentrale Festlager. Die Füllleitung ist durch den evakuierten Zwischenraum des Pumpenstutzens geführt, die restliche Verrohrung ist nicht dargestellt.

Abbildung 8.13: Schnittdarstellung des gesamten Tanks mit Hochdruckpumpe und Antrieb

9 Zusammenfassung

Abschließend wird ein zusammenfassender Überblick über diese Arbeit gegeben.

Erdölderivate des täglichen Gebrauchs, wie Diesel oder Benzin, sollen in Zukunft durch umweltschonendere Energieträger ersetzt werden. Die Erdgasreserven sind größer als jene des Erdöles und bei der Verbrennung werden um ein Vielfaches weniger umweltschädliche Stoffe freigesetzt. Desweiteren ist die Energiedichte von verflüssigtem Erdgas vorteilhaft. Dies sind nur einige der Gründe, warum Flüssigerdgassysteme entwickelt werden. Da die Förderung dieses Mediums unter hohem Druck problematisch ist, kam es zur Projektidee einer Pumpe für kryogene Medien.

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit war somit die Auslegung und Dimensionierung einer kryogenen Hochdruckpumpe mit Antriebseinheit für flüssiges Erdgas für die Nutzfahrzeugbranche.

Zu Beginn wurde eine detaillierte Literatur- und Patentrecherche durchgeführt. Informationen zu Erdgas und dessen Verwendung im Fahrzeugbereich wurden gesammelt. Im weiteren Verlauf wurden Lösungskonzepte von Mitbewerbern und aus Patenten erfasst. Es zeigten sich die unterschiedlichsten Herangehensweisen an das Problem der Förderung eines kryogenen Fluides. Ferner wurde auf die Tribologie, im Speziellen auf die Gegebenheiten bezüglich Tieftemperaturtribologie, eingegangen. Im Zuge der Recherche stellte sich heraus, dass die Gestaltung einer Hochdruckpumpe für tiefkalte Flüssigkeiten eine Vielzahl von Problemstellungen mit sich bringt.

Mit dem erlangten Wissen und den Ergebnissen der vorangegangenen Arbeit wurden in weiterer Folge detaillierte Anforderungen an die Pumpe definiert. Ausgehend davon, konnten ferner Designprinzipien für eine solche Pumpe festgelegt werden. Insbesondere Größen wie Kolbendurchmesser, Drehzahl, Anzahl der Dichtungen, etc. wurden grob festgelegt. Alle Anforderungen wurden in einem ausführlichen Lastenheft zusammengefasst, in welchem auch die Randbedingungen seitens des Nutzfahrzeuges, des Tanks, etc. definiert wurden.

Beginnend mit der Problematik des Wärmeeintrages bei der Speicherung einer Flüssigkeit bei Siedetemperatur wurden diverse Berechnungen durchgeführt. Mithilfe thermodynamischer Berechnungen wurde jene Energiemenge bestimmt, die zugeführt werden darf, um den Druck bei Entnahme konstant zu halten. Diese ermittelte Wärme entspricht dementsprechend jener maximalen Wärme, die bei Entnahme in das Tanksystem eingebracht werden darf, ohne dass der Druck steigt. Dies ist insbesondere für lange Haltezeiten und geringe Gegendrücke beim Betanken wichtig.

Ferner wurde auf die Problematik der Kavitation, beziehungsweise deren Vermeidung eingegangen. Die Konstruktion der Pumpe ist hierbei von großer Bedeutung. Generell lässt sich die Kavitationsgefahr durch geeignete Wahl von Geometrie, Kolbengeschwindigkeit, Oberflächenrauheit und Zulaufhöhe minimieren.

Mithilfe der ermittelten Berechnungsgrundlagen konnte im weiteren Verlauf die hydraulische und festigkeitstechnische Auslegung der Kryopumpe erfolgen. Hierbei wurde insbesondere auf die Totraumminimierung, die Kühlung der Zylinderlaufbahn, den sanften Übergang im Zulauf und den großen Zulaufquerschnitt geachtet.

Im nächsten Schritt wurden Varianten für den Antrieb entwickelt. Um diese Konzepte in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht bewerten zu können, wurden Kriterien definiert. Diese wurden ferner anhand eines paarweisen Vergleichs nach *VDI-2225* gewichtet. Nach Definition der Eigenschaften der einzelnen Varianten konnte eine umfassende Bewertung vorgenommen werden. Abschließend erfolgte eine anschauliche Darstellung in einem Stärke-
diagramm und eine Konzeptauswahl. Es zeigte sich hierbei, dass ein hydraulischer Antrieb am ehesten der Ideallösung entspricht.

Für die Einbringung der Pumpe in den Tank wurden im weiteren Verlauf ebenso Varianten entwickelt. Auch hier folgte eine Kriteriendefinition und -gewichtung nach *VDI-2225*. Für die Variante mit waagrechtm Pumpenstutzen war die Entwicklung eines Vorfördersystems notwendig. Dessen Funktion war mithilfe eines Versuches mit Flüssigstickstoff zu verifizieren. Im Anschluss wurden die Vor- und Nachteile der Varianten ermittelt und die Konzepte anhand dieser bewertet. Die Bewertung zeigte, dass ein schräg geführter Pumpstutzen am besten geeignet ist.

Die genannten Schritte waren Grundlage für die konkrete Auslegung des Antriebes und des Verbindungselementes zwischen Pumpe und Antrieb. Hierbei wurde der Hydraulikantrieb hinsichtlich notwendiger Abmessungen und Festigkeit kalkuliert. Ebenso wurden die notwendigen Zuleitungsquerschnitte und die Verschraubungen berechnet. Ferner wurde das Distanzrohr und die Kolbenstange ausgelegt.

Abschließend erfolge die Konstruktion aller Bauteile, inklusive Anschluss an den Tank und Verrohrung. Dabei wurde ebenso auf den Pumpenstutzen und dessen Anschlussflansche Wert gelegt.

Einige Fragen mussten in dieser Arbeit unbeantwortet bleiben, diese könnten jedoch im Zuge weiterführender Forschung geklärt werden.

Um die Kavitationsgefahr weiter zu mindern, könnten beispielsweise strömungstechnische Untersuchungen unterschiedlicher Ventilarten und Fluidführungen durchgeführt werden. Ferner könnte der Einfluss von Systemen für konstante bzw. maximierte Zulaufhöhen ermittelt werden.

Die Dichtungsproblematik am Kolben kann durch Versuche mit unterschiedlicher Dichtungsanzahl und verschiedenen Werkstoffen minimiert werden.

A Vergleich der Antriebsleistungen

Hier sollen die notwendigen Antriebsleistungen für folgende Fälle verglichen werden:

- Druckerhöhung der flüssigen Phase
- Isotherme Verdichtung der gasförmigen Phase
- Isentrope Verdichtung der gasförmigen Phase

Es werden sämtliche Rechnungen ohne Verluste jeglicher Art berechnet. In **Tabelle A.1** sind die bekannten Größen angeführt.

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Ausgangsdruck	p_a	3	bar
Enddruck	p_e	500	bar
geodätischer Höhenunterschied	H	1	m
Dichte Flüssigkeit max. (3 bar) [5]	ρ_{max}	399,38	kg/m ³
Dichte Flüssigkeit min. (16 bar) [5]	ρ_{min}	336,03	kg/m ³
spez. Volumen Gasphase Anfang [5]	v'_1	0,20208	m ³ /kg
Erdbeschleunigung	g	9,81	m/s ²
Massenstrom max.	\dot{m}_{max}	90	kg/h
Isentropenexponent [5]	κ	1,43	-

Tabelle A.1: Kennwerte für die Pumpen- und Verdichterberechnung

A.1 Druckerhöhung der flüssigen Phase

Es gilt [36][10]:

$$Y_A = \frac{p_a - p_e}{\rho} + Y_{geo} + \sum Y_V + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2} \quad (\text{A.1})$$

Auftretende Verluste werden nicht beachtet, ebenso wenig die Fluidgeschwindigkeiten. Es sei $\rho = \rho_{max}$, somit:

$$Y_A = \frac{p_a - p_e}{\rho_{max}} + Y_{geo} + \sum Y_V + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2} \quad (\text{A.2})$$

Und:

$$P_{Pumpe} = Y_A \cdot \frac{\dot{m}}{3600} \quad (\text{A.3})$$

Somit ergibt sich $P_{\mathbf{Pumpe}} \approx 3110 \text{ W}$.

A.2 Isotherme Verdichtung der gasförmigen Phase

Für die isotherme Verdichtung gilt [36]:

$$w_{t,i} = p_e \cdot v'_1 \cdot \ln \frac{p_a}{p_e} \quad (\text{A.4})$$

Und ferner:

$$P_{Verdichter,i} = w_{t,i} \cdot \frac{\dot{m}}{3600} \quad (\text{A.5})$$

Somit ergibt sich $P_{\mathbf{Verdichter,i}} \approx 7760 \text{ W}$.

A.3 Isentrope Verdichtung der gasförmigen Phase

Für die isentrope Verdichtung gilt [36]:

$$w_{t,s} = p_e \cdot v'_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (\text{A.6})$$

Und darüber hinaus:

$$P_{Verdichter,s} = w_{t,s} \cdot \frac{\dot{m}}{3600} \quad (\text{A.7})$$

Somit ergibt sich $P_{\mathbf{Verdichter,s}} \approx 18410 \text{ W}$.

B Diagramme

Im Folgenden ist das detaillierte Temperatur-Entropie- (Abbildung B.1), das Enthalpie-Entropie- (Abbildung B.2) und das log-Druck-Enthalpie-Diagramm (Abbildung B.3) von Methan ersichtlich.

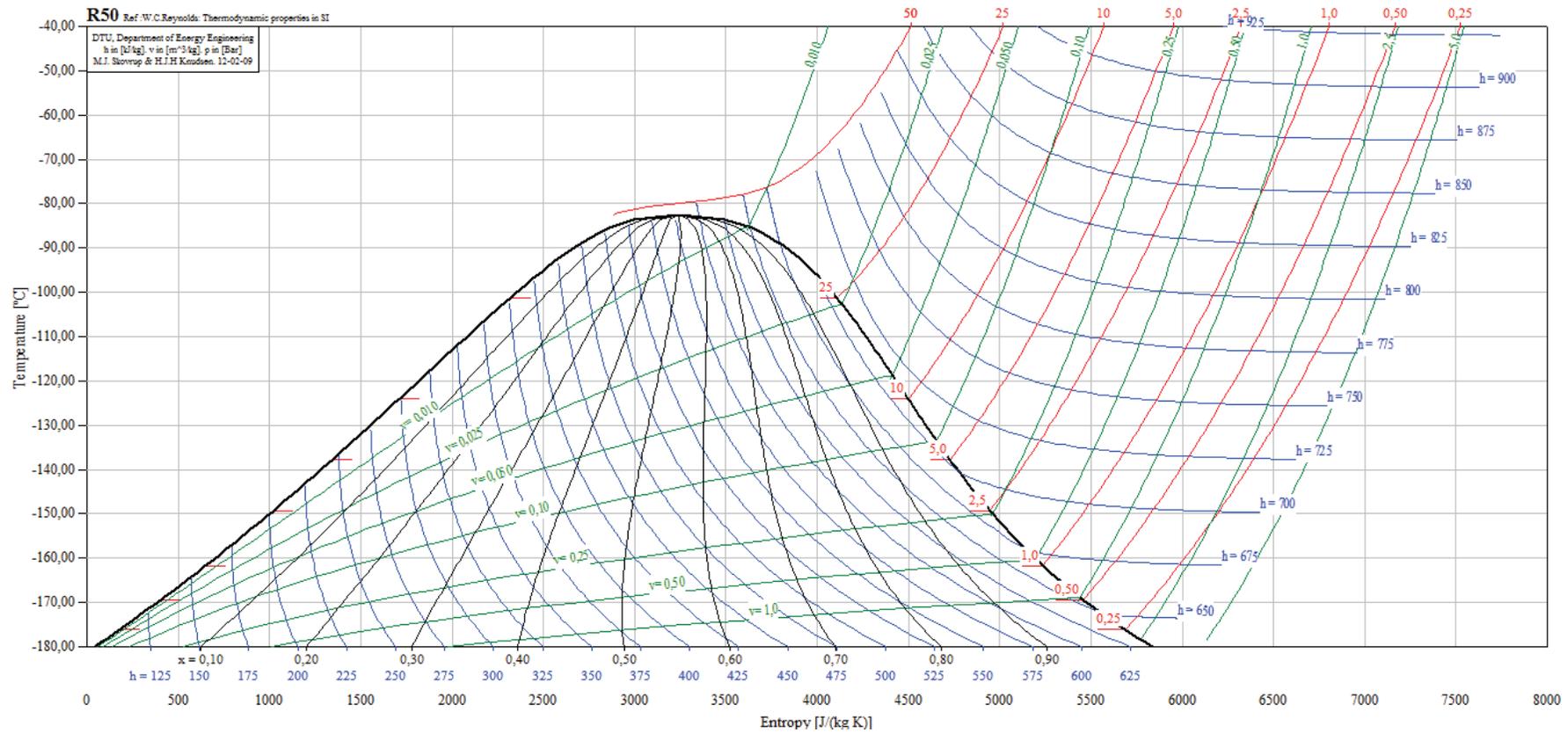


Abbildung B.1: Temperatur-Entropie-Diagramm von Methan [43]

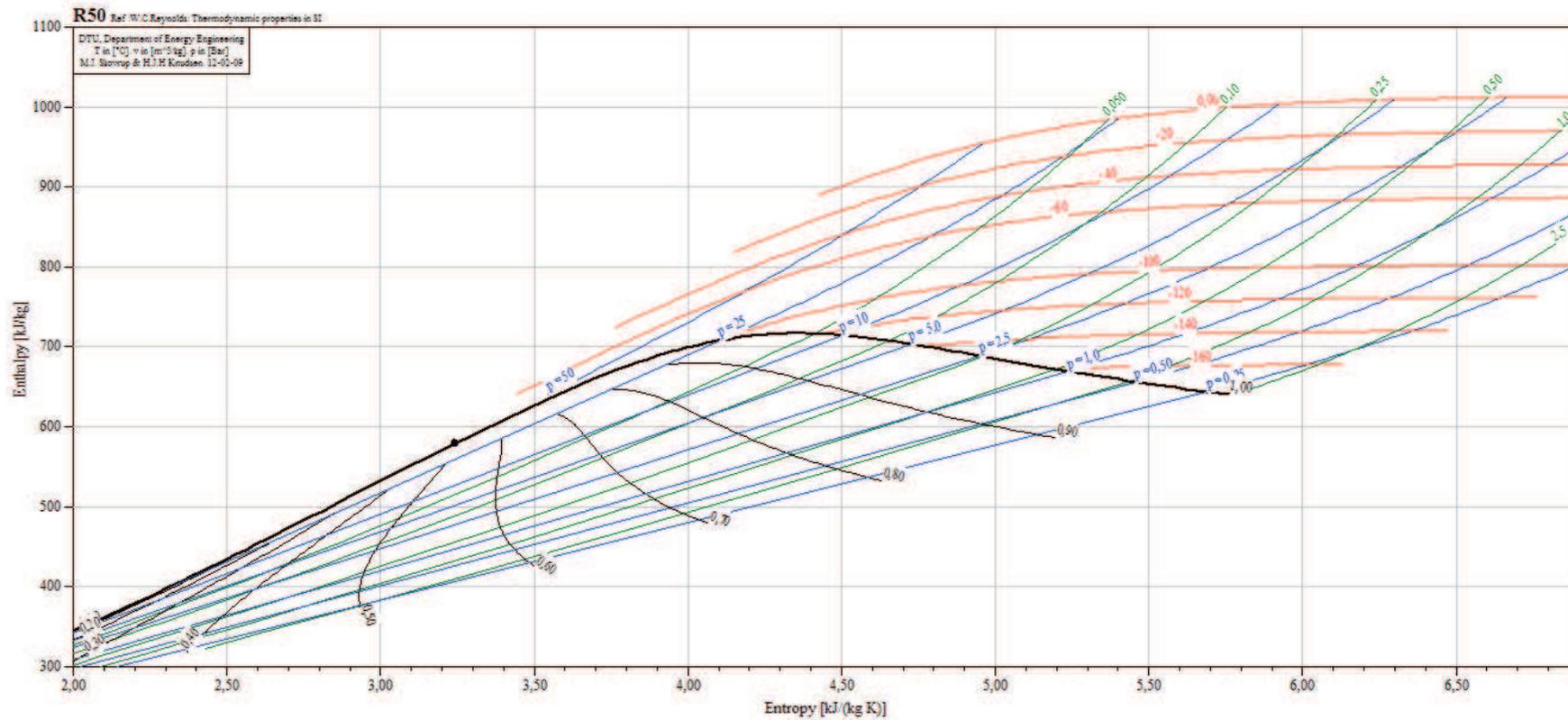


Abbildung B.2: Enthalpie-Entropie-Diagramm von Methan [43]

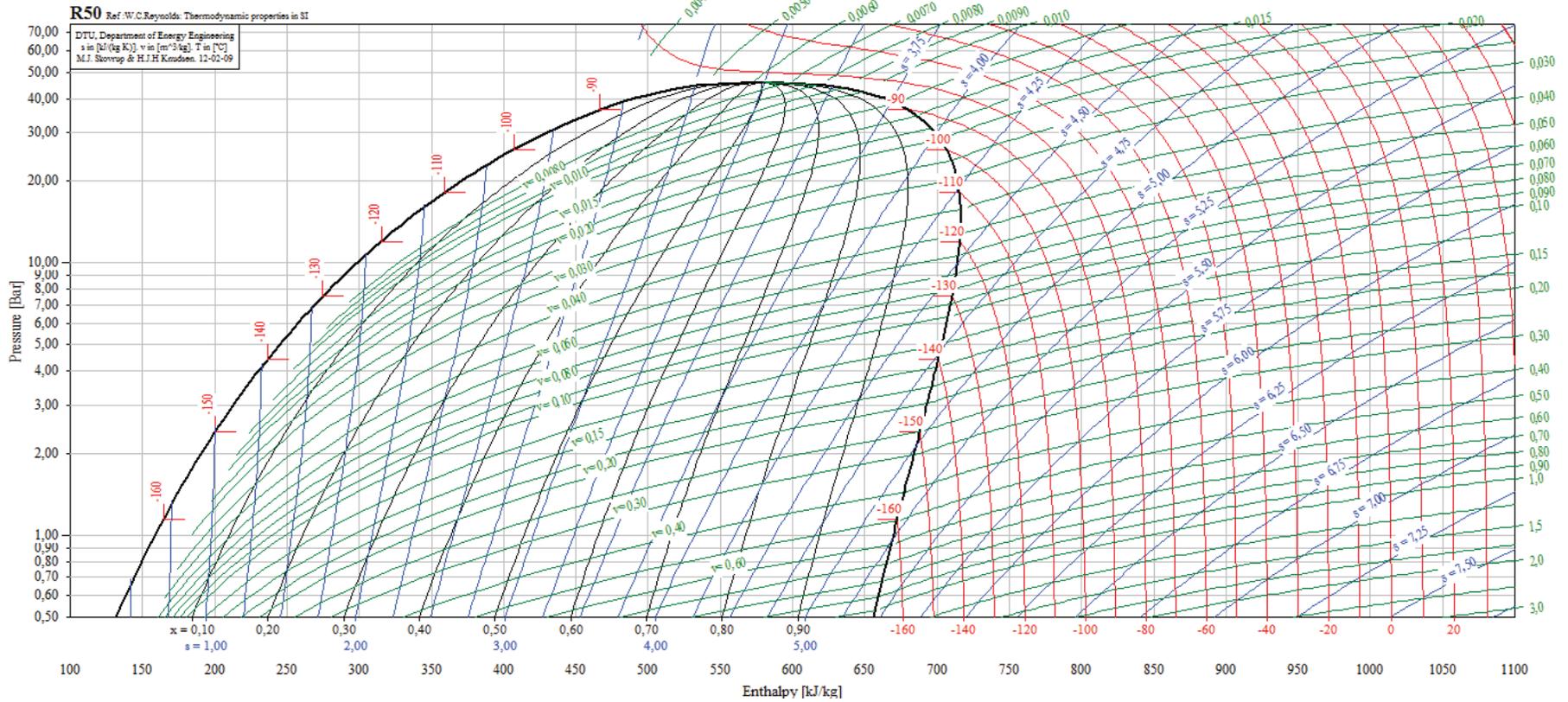


Abbildung B.3: log-Druck-Enthalpie-Diagramm von Methan [43]

C Lastenheft

- 1 Ausgangssituation** Alternative Antriebstechniken für Fahrzeuge sind aufgrund der Umweltverschmutzung und zunehmend strenger werdenden Abgasvorschriften immer gefragter. Im Nutzfahrzeugbereich ist eine dieser Lösungen die Substitution des konventionellen Dieselkraftstoffs durch verflüssigtes Erdgas (LNG). Es existieren ebenso Konzepte die Diesel und LNG kombinieren. Aufgrund der extrem niedrigen Speichertemperaturen für flüssiges Erdgas und der daraus resultierenden Probleme bei der Förderung, kam es zu dieser Projektidee. Das flüssige Erdgas muss hierbei bei Temperaturen zwischen ca. -110°C und -170°C sicher und mit möglichst geringem Wärmeeintrag gefördert werden. Es existieren bereits einige am Markt erhältliche Systeme, meist fehlt es diesen jedoch an Effizienz und Potential zur Drucksteigerung.
- 2 Zielsetzung** Im Zuge dieses Projektes sollen mögliche Konzepte für eine solche Pumpe inklusive Antriebseinheit erarbeitet werden. Dazu soll eine Recherche in Patenten und Literatur dienen. Anhand technischer und wirtschaftlicher Aspekte soll dann eine Bewertung vorgenommen werden. Die geeignetste Variante soll dann ausgelegt und konstruiert werden. Als Abgabedatum für das Projekt gilt der 01.09.2015.
- 3 Produkteinsatz** Temperaturen von -170°C müssen standgehalten werden, da die Pumpe (teilweise) im kryogenen Bereich sein wird. Im Außenbereich ist mit Temperaturen zwischen -20°C und $+60^{\circ}\text{C}$ zu rechnen. Da die Pumpe im Nutzfahrzeugbereich eingesetzt wird, soll auch auf entsprechende Belastungen (z.B. durch Beschleunigungen, etc.) geachtet werden. Der Tankinnendruck kann zwischen 3 und 16 bar liegen.
- 4 Funktionale Anforderungen** Die Pumpe soll einen Druck von mindestens 500 bar liefern können. Der Eingangsdruck in die Pumpe liegt zwischen 3 und 16 bar und die Temperatur im Tank ca. zwischen -110°C und -170°C . Als maximaler Förderstrom soll 90 kg/h festgelegt werden. Dieser kann im Minimalfall 1 kg/h betragen. Dementsprechend muss der Förderstrom einstellbar sein. Es ist zu beachten, dass die Dichte des flüssigen Erdgases vom Tankinnendruck abhängt. Der Antrieb soll elektrisch, hydraulisch (max. 200 bar) oder mechanisch erfolgen. Als maximale Abmessung wird

ø 115 mm × 1200 mm definiert. Siehe dazu **Tabelle C.1**. Bewertungskriterien sind in **Tabelle C.2** angeführt.

5 Nichtfunktionale Anforderungen Die Pumpe muss robust ausgeführt sein und eine Lebensdauer von 10 Jahren beziehungsweise $1,2 \cdot 10^6$ km aufweisen. Die Wartungsintervalle sollten länger als 12 Monate sein. Die Pumpe muss stets sofort einsatzbereit sein. Dementsprechend sind keine Abkühlzeiten vorzusehen. Der Wärmeeintrag der Pumpe in das System sollte möglichst gering sein, demnach der Wirkungsgrad möglichst hoch. Siehe dazu **Tabelle C.1**.

Eigenschaft	Wert	Einheit
Maximaldruck	> 500	bar
Massenstrom maximal	90	kg/h
Massenstrom minimal	1	kg/h
Eingangsdruck maximal	16	bar
Eingangsdruck minimal	3	bar
Betriebstemperatur maximal	- 110	°C
Betriebstemperatur minimal	- 170	°C
	- 195	°C im Testbetrieb
Antrieb	elektr. / hydr. / mech.	-
Pumpendurchmesser maximal	115	mm
Pumpenlänge maximal	1200	mm
Lebensdauer	10	Jahre
	$1,2 \cdot 10^6$	km
Wartungsintervall	> 12	Monate
Einsatzbereitschaft	sofort	-
Einbau	zentral über Festlager	-

Tabelle C.1: Anforderungen an die LNG-Pumpe

Eigenschaft	Wunschwert
Standzeit	↑↑
Potential zur Drucksteigerung	↑
Wärmeeintrag (Wirkungsgrad)	↓ (↑)
Komplexität	↓
Wartbarkeit	↑
Kavitationsvermeidung	↑
Länge	↓
Durchmesser	↓
Herstellungskosten	↓
Wartungskosten	↓

Tabelle C.2: Bewertungskriterien der Pumpenkonzepte

6 Lieferumfang Dieses Projekt umfasst die Produkt- und Mitbewerberanalyse und die Auswahl der am besten geeigneten Varianten in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht. Darüber hinaus werden alle erforderlichen Berechnungen sowie die Werkstoffwahl durchgeführt. Abschließend erfolgt die Konstruktion der ausgewählten Variante.

7 Projektphasen und Meilensteine Erste Phase ist die Produkt- und Mitbewerberanalyse. Ebenso sollen in dieser Phase thermodynamische Berechnungen und die Erstellung des Lastenheftes erfolgen. Als Abgabe soll der 01.06.2015 festgelegt werden. Zweite Phase ist die Konzeptentwicklung und -bewertung. Meilenstein ist hier der 01.07.2015. In der dritten Phase werden die erforderlichen Berechnungen und die Werkstoffwahl durchgeführt. Abgabedatum ist der 01.08.2015. Abschließend erfolgt die Konstruktion und restliche Dokumentation. Die endgültige Abgabe soll bis zum 01.09.2015 erfolgen. Eine übersichtliche Zusammenstellung der Termine ist in **Tabelle C.3** zu sehen.

Meilenstein	Datum
Projektbeginn	01.05.2015
Recherche / Thermodyn. Berechnungen	01.06.2015
Lastenheft	01.06.2015
Konzeptentwicklung - und bewertung	01.07.2015
Berechnungen und Werkstoffwahl	01.08.2015
Konstruktion	01.09.2015
Dokumentation / Endabgabe	01.09.2015

Tabelle C.3: Meilensteine des Projektes

8 Abnahmekriterien Entlastung erfolgt anhand gelieferter Unterlagen und deren Vollständigkeit. Als Abnehmer gilt Herr Dipl.-Ing. Dr. techn. Christoph Lind. Supervision erfolgt durch Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler.

D Vorförderversuch

Hier wird der durchgeführte Vorförderversuch mit flüssigem Stickstoff (LN_2) und Vorförderglocke beschrieben.

D.1 Aufbau und Durchführung

Der prinzipielle Aufbau und die Funktion der Vorförderung sind in **Kapitel 6.3.1** beschrieben. Grundsätzlich wird versucht, eine Flüssigkeit bei Siedetemperatur mit erhöhtem Gasdruck zu fördern.

In **Abbildung D.1** ist der Versuchsaufbau zu sehen. Der Aufbau besteht aus einem isolierten Behälter, welcher ca. zur Hälfte mit flüssigem Stickstoff gefüllt ist. Das Vorfördersystem besteht aus einer Gasleitung mit entsprechend großem Gaspuffer (dickes vertikales Rohr), einer Vorförderglocke (hier ein kleiner Behälter mit Ein- und Auslassventil) und einer Fluidleitung (dünnes vertikales Rohr). Der Gaspuffer ist notwendig, um möglichst kaltes Gas in die Glocke zu pressen.

Abbildung D.2 zeigt das Vorfördersystem im Behälter. Die Vereisung am oberen Ende ist sehr gut zu sehen.

In **Abbildung D.3** ist nun die konkrete Versuchsdurchführung zu sehen. Die Gaskomprimierung erfolgt mit einer 100 ml - Spritze und einer Frequenz von ca. 1 Hz. Die Menge des geförderten Fluides wurde mittels Messbecher bestimmt.

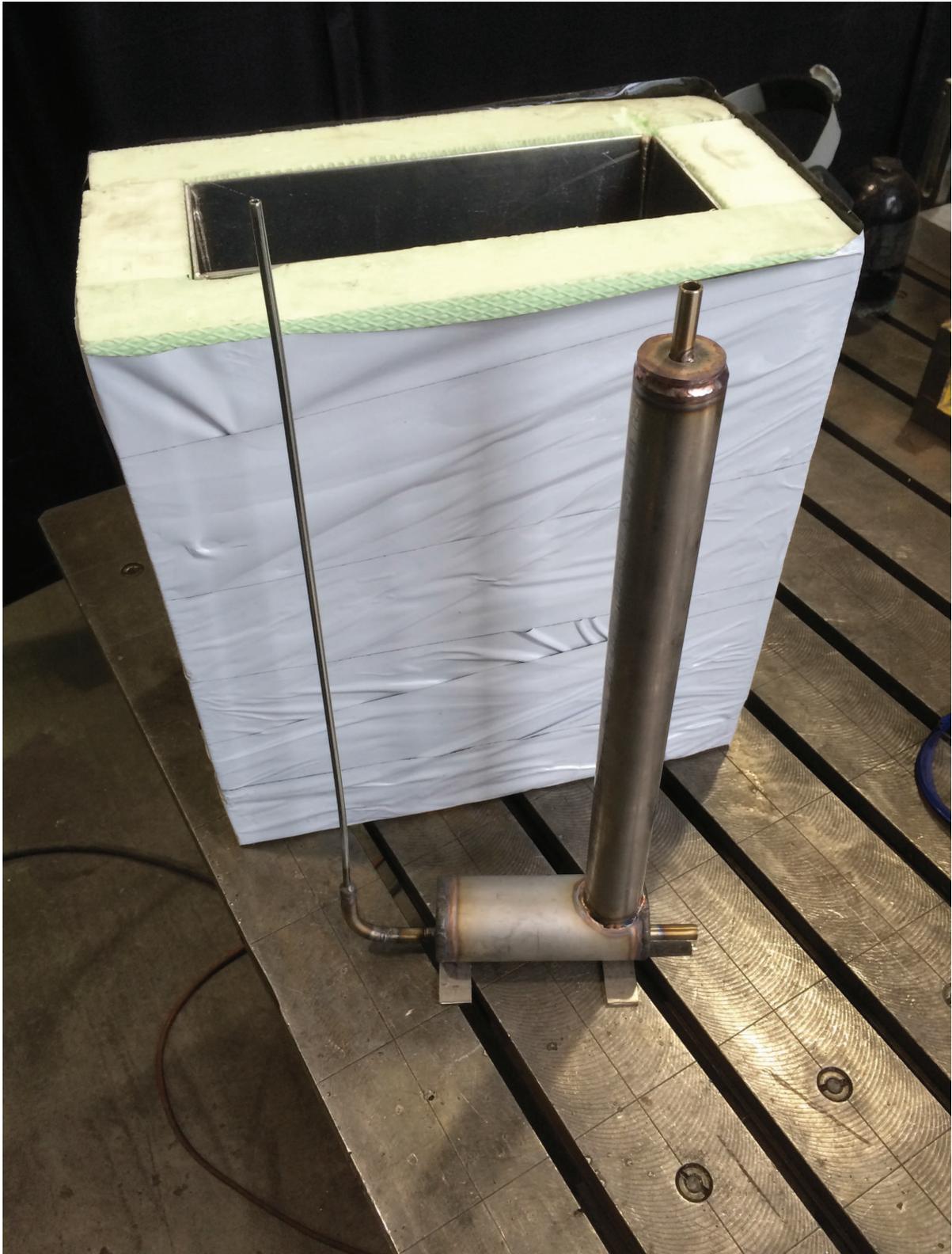


Abbildung D.1: Versuchsaufbau Vorförderung mit LN₂

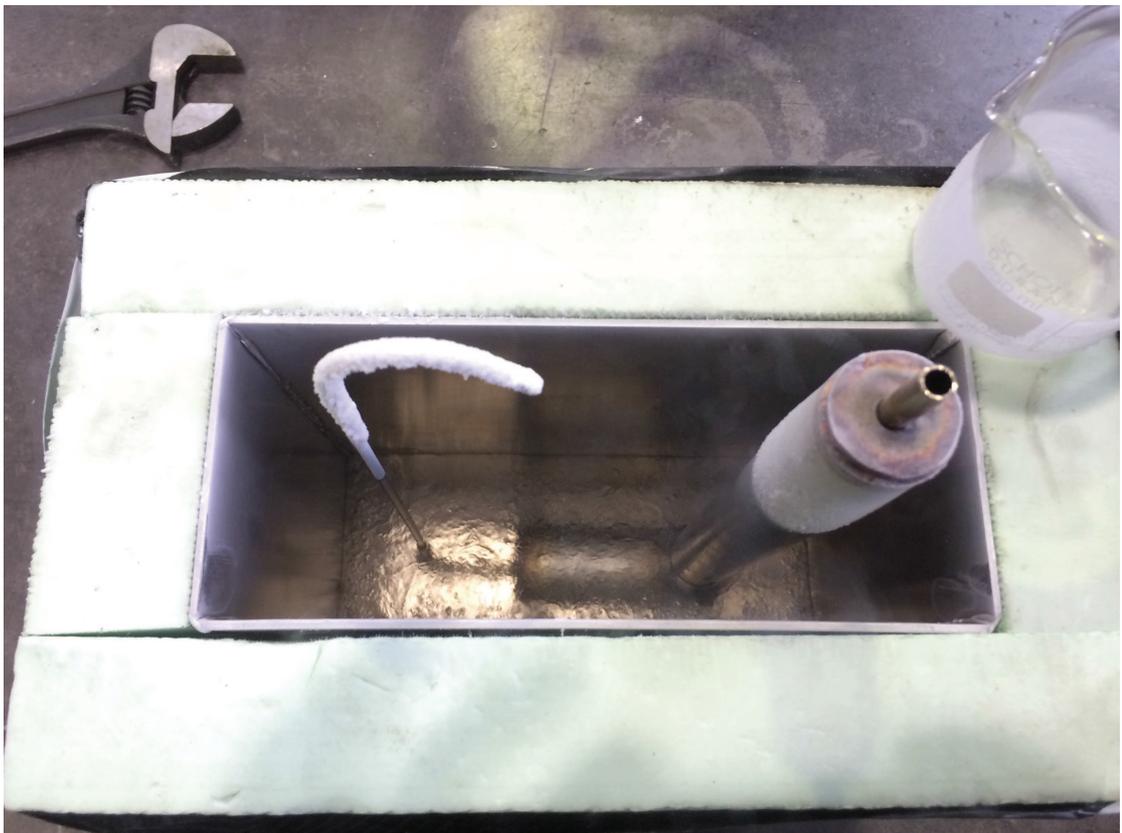


Abbildung D.2: Behälter mit Aufbau für Vorförderung



Abbildung D.3: Versuchsdurchführung Vorförderung mit 100 ml - Spritze

D.2 Conclusio

Der Versuch hat gezeigt, dass das System grundsätzlich funktioniert. Der Wirkungsgrad bei dieser Vorförderung ist jedoch gering. Konkret konnte bei einem Gashubvolumen von 100 ml lediglich ein Fluidvolumen von ca. 25 ml gefördert werden. Dies entspricht einem Wirkungsgrad von 25 %.

Grundsätzlich kann natürlich das Gasvolumen der Pumpe so gewählt werden, damit genügend Flüssigkeit vorgefördert wird. Dies würde jedoch zu einem sehr großen Kryo-Pumpenkopf führen, da das Volumen der Kolbenstange auch noch ausgeglichen werden muss. Der Einbauraum für die Pumpe ist stark beschränkt, deshalb ist ein zu großer Pumpenkopf ungeeignet.

Literaturverzeichnis

- [1] *Studie: Erdgas – Eine Brückentechnologie für die Mobilität der Zukunft?* Shell Deutschland.
- [2] www.cleanenergyfuels.com; aufgerufen: 07/2015.
- [3] www.lngeurope.eu/de/lng-produkteigenschaften-und-herkunft; aufgerufen: 07/2015.
- [4] commons.wikimedia.org; aufgerufen: 07/2015.
- [5] webbook.nist.gov/chemistry/fluid; aufgerufen: 07/2015.
- [6] *ECE-Regelung R110: Specific equipment for CNG and/or LNG*. Economic Commission for Europe, 2014.
- [7] Lorenz Ehgartner: *Entwicklungsarbeit: SAG Standard LNG Tank*. SAG Motion AG - Strategic RnD, 2013.
- [8] www.westport.com; aufgerufen: 07/2015.
- [9] Christoph Johann Grübler: *Konzepte einer kryogenen Hochdruckpumpe für flüssiges Erdgas im Nutzfahrzeugbereich*. Montanuniversität Leoben - Bachelorarbeit, 2014.
- [10] *Technisches Handbuch Pumpen*. VEB Verlag Technik Berlin, 7. Auflage, 1987.
- [11] Werner Pohlenz: *Pumpen für Flüssigkeiten und Gase*. VEB Verlag Technik Berlin, 2. Auflage, 1975.
- [12] www.krytem.com; aufgerufen: 07/2015.
- [13] *Patent EP 1 030 971 B1: Cryogenic pump*. Westport Res Inc, 1998.

- [14] *Patent EP 1 313 948 B1: Hubkolbenmotor mir Einweg-Strömung.* Westport Res Inc, 2001.
- [15] *Patent EP 1 461 524 B1: Verfahren und Vorrichtung zur Zuführung von Druckgas.* Westport Power Inc, 2002.
- [16] *Patent EP 2 541 061 B1: Kryogene Pumpen.* Westport Power Inc, 2011.
- [17] *Patent EP 2 541 062 A1: Kryogene Pumpe.* Westport Power Inc, 2011.
- [18] *Patent WO 03/025396 A1: Method and apparatus for pumping a cryogenic fluid from storage tank.* Westport Res Inc, 2002.
- [19] *Patent EP 1 314 886 A2: Kryopumpe für LNG-Brennstoff.* Chart Inc, 2002.
- [20] *Patent DE 10 2011 104 546 B4: Pumpe zum Fördern eines kryogenen Fluids.* Magna Steyr, 2011.
- [21] *Patent DE 10 2006 014 333 A1: Pumpe für kryogene Medien.* Linde AG, 2006.
- [22] *Patent EP 2 600 001 A1: Kryogene Pumpen.* Cryostar SAS, 2011.
- [23] *Pumpe für kryogene Flüssigkeiten.* Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH, 2008.
- [24] Paul Allen Tipler: *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure.* Spektrum, 6. Auflage, 2009.
- [25] *Patent DE 43 00 512 B4: Antrieb für Kraftstoffpumpen von Fahrzeugen.* Bayerische Motoren Werke AG, 1993.
- [26] *Patent DE 36 21 727 C2: Kolbenpumpe für kryogene Flüssigkeiten.* Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, 1986.
- [27] *Patent DE 39 07 728 A1: Fluessiggaspumpe.* Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt, 1989.
- [28] *Patent DE 199 15 847 A1: Pumpensystem zum Fördern von kryogenen Flüssigkeiten.* Linde Tech Gase GmbH, 1999.
- [29] *Patent US 4 156 584 A: Liquid cryogen pump.* Carpenter Technology Corp, 1976.

- [30] *Patent US 4 593 835 A: Cryogenic liquefied pump system.* Hitachi LTD, 1984.
- [31] *Patent US 4 396 362 A: Cryogenic reciprocating pump.* Union Carbide Corp, 1980.
- [32] *Patent US 4 860 545 A: Cryogenic storage tank with retrofitted in-tank cryogenic pump.* Zwick Energy Res Org, 1988.
- [33] Horst Czichos: *Tribologie-Handbuch.* Vieweg + Teubner Verlag, 3. Auflage, 2010.
- [34] J. Kaiser und B. Heine (Hochschule Aalen): *Tieftemperaturverhalten rostfreier Edelstähle.* WOMag, (Band 4), Juni 2015, ISSN 2195-5905.
- [35] Wolfgang Geller: *Thermodynamik für Maschinenbauer - Grundlagen für die Praxis.* Springer Verlag Berlin, 4. Auflage, 2006.
- [36] Wolfgang Kalide: *Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen.* Carl Hanser Verlag München, 10. Auflage, 2010.
- [37] D. Muhs; H. Wittel; D. Jannasch; J. Voßiek: *Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellen.* Vieweg + Teubner Verlag, 17. Auflage, 2005.
- [38] K. H. Grote: *Taschenbuch für den Maschinenbau.* Springer Verlag Berlin, 22. Auflage, 2007.
- [39] D. Muhs; H. Wittel; D. Jannasch; J. Voßiek: *Roloff/Matek Maschinenelemente.* Vieweg + Teubner Verlag, 7. Auflage, 2005.
- [40] Markus Meier: *Auswählen und Bewerten.* ETH Zürich, diglib.ethz.ch, 2002.
- [41] Hubert Ströhl: *Hydraulik.* Springer Verlag Berlin, 3. Auflage, 2007.
- [42] *Cambridge Engineering Selector.* Granta Design, 2009.
- [43] fluidproperties.blogspot.co.at; aufgerufen: 07/2015.
- [44] Thomas M. Flynn: *Cryogenic Engineering.* CRC Press Taylor and Francis Group, 2. Auflage, 2005.
- [45] *Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik - Hydraulik.* Mannesmann Rexroth GmbH, 2. Auflage, 1991.

- [46] Dieter Will: *Einführung in die Hydraulik und Pneumatik*. VEB Verlag Technik Berlin, 5. Auflage, 1990.
- [47] Gerhard Bauer: *Ölhydraulik*. B. H. Teubner Verlag, 8. Auflage, 2005.
- [48] Erwin Haibach: *Betriebsfestigkeit*. Springer Verlag Berlin, 2. Auflage, 2002.
- [49] *Patent US 7 293 418 B2: Method and apparatus for delivering a high pressure gas from a cryogenic storage tank*. Westport Power Inc, 2004.
- [50] www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte.html; aufgerufen: 07/2015.
- [51] www.schweizer-fn.de/main; aufgerufen: 07/2015.
- [52] www.chemie.de/lexikon/Methan.html; aufgerufen: 07/2015.
- [53] Werner Fister: *Fluidenergiemaschinen*, Band 2. Springer Verlag Berlin, 1986.
- [54] Werner Fister: *Fluidenergiemaschinen*, Band 1. Springer Verlag Berlin, 1984.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt bzw. die wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Die vorliegende Masterarbeit ist mit dem elektronisch übermittelten Textdokument identisch.

Leoben / Lend, am 1. September 2015

Christoph Johann Grübler, BSc