



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN**

**VIENNA
UNIVERSITY OF
TECHNOLOGY**

Diplomarbeit

Untersuchung der Temperaturverteilung an einem einstufigen Hochdruck- Schraubenverdichter

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs
unter der Leitung von

O.Univ.Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Laurenz Rinder

E307

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik
Forschungsbereich Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Nikolaus Eder
0026301
Schütttaustraße 72-78/1/15
1220 Wien

Wien, im August 2007

eigenhändige Unterschrift

Danksagung

Herzlich bedanken möchte ich mich bei Herrn O.Univ.Prof.i.R. Dipl.-Ing. Dr.techn. Laurenz Rinder, der sich bereit erklärt hat, die vorliegende Arbeit zu betreuen und mit fachlichen Ratschlägen zur Seite stand.

Auch bei Herrn Univ.Ass. Dipl.-Ing. Dr.techn. Harald Hackl möchte ich mich für die tatkräftige Unterstützung während des Versuchsaufbaues und der Inbetriebnahme des Prüfstandes vielmals bedanken.

Dem Forschungsbereich Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik des Institutes für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, insbesondere Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Kral, möchte ich auf diesem Wege meinen Dank für die freundliche Unterstützung entgegenbringen.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern, Hedwig und Hans Eder, sowie meiner Großmutter Hilde Budik, für deren Hilfe und Unterstützung zur Erreichung dieses Lebensabschnittes.

Meinen Freunden und Studienkollegen, die mich durch Höhen und Tiefen begleitet haben, möchte ich auf diese Weise meine Anerkennung zum Ausdruck bringen; Herrn Ing. Markus Lutz, für dessen Hilfe beim Erstellen der 3D Zeichnungen.

Kurzfassung

Schraubenverdichter, welche erst vor ungefähr 50 Jahren verbreitet Einzug in die Industrie fanden, sind, im Vergleich zum klassischen Kolbenkompressor, ein noch nicht vollkommen erforschtes Gebiet. Besonders auf Geometrie, Thermodynamik und Strömungsmechanik der Schraubenkompressoren liegt das Hauptaugenmerk der Forschung.

Daher beschäftigen sich viele Arbeiten mit Optimierung der Parameter, verschiedensten Messungen oder mit geometrischen und konstruktiven Merkmalen. Auch diese Arbeit hat das Ziel Temperaturmessungen durchzuführen, und so einen kleinen Beitrag zum besseren Verständnis von Rotationskolbenkompressoren zu leisten.

Im Speziellen behandelt diese Arbeit die Messungen der Gehäusetemperaturen eines einstufigen, öleingespritzten Hochdruck-Schraubenverdichters. Die daraus gewonnenen Temperaturverteilungen lassen Schlußfolgerungen über die Qualität der Verdichtung, sowie andere für die Optimierung notwendige Nebenbedingungen, zum Beispiel Betriebsspalthöhen, zu.

Das gewonnene Temperaturfeld dient dazu, um Dehnungen und Spaltmaße in der Größenordnung einiger Hundertstel Millimeter rechnerisch bestimmen zu können, und so Aussagen über den Liefergrad des Verdichters treffen zu können.

Da die Wahl der durchlaufenen Betriebszustände auf einer Wirkungsgradoptimierung durch Öleinspritzmenge und Drehzahl basiert, vgl. [2], und diese Parameter oft große Unterschiede bei der spezifischen Öleinspritzmenge aufweisen, weisen auch die Messergebnisse der Temperaturen diese Ungleichmäßigkeit auf.

Finite Elemente Berechnungen einfacher Temperaturverteilungen sind heutzutage Stand der Technik. Dennoch ist es bei komplexen Bauteilen mit oft unbekannten Randbedingungen ein sehr schwieriges Unterfangen, die aus den Simulationen erhaltenen Ergebnisse zu verifizieren.

Hier setzt diese Arbeit an; sie soll als Basis für die Überprüfbarkeit der errechneten Werte durch am Prüfstand gemessene, reale Temperaturen dienen.

Abstract

Screw compressors already found their way into industry about 50 years ago. Compared to the classic piston compressors, however, the screw compressors are a field, which, so far, has not been researched into completely. Especially geometry, thermodynamics and fluid mechanics of the screw compressors are fields that are particularly concentrated on.

Thus, many publications deal with the optimization of parameters, with various measurements or features concerning e.g. geometry and design.

This thesis also intends to deal with the measuring of temperatures to make a small contribution to a better understanding of rotary compressors.

In particular, this thesis deals with the temperatures measured at the casing of a single stage, oil injected high pressure screw compressor. The distribution of temperatures attained allows conclusions about the quality of compression as well as other side conditions necessary for an optimization.

The temperature field obtained is used to mathematically determine lengthening and clearance within the range of some hundredths of millimetres, intending to be able to describe the volumetric efficiency of the compressor.

As the choice of the operating conditions passed is based on an optimization of the efficiency with regard to the amount of the oil injected and the rotation speed, compare [2], and as these parameters frequently show big differences with regard to the specific amount of oil injected, the results of measurement taken also show this inhomogeneity.

Nowadays calculations of finite elements of simple distributions of temperatures are state-of-the-art. With complex components, however, where side conditions are often unknown, it is a hard undertaking to verify the results of the simulations.

This is where this thesis comes in. The thesis is intended to be a basis for checking the calculated temperature values with some realistic ones, measured at the test stand.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Aufgabenstellung.....	1
2. Grundlagen des Schraubenverdichters	2
2.1. Allgemeines.....	2
2.2. Einsatzbereiche.....	3
2.3. Funktionsprinzip	4
2.4. Verdichtungsverluste.....	7
2.5. Thermodynamik.....	9
3. Prüfstands Aufbau	11
3.1. Verdichterprüfstand	11
3.1.1. Schraubenverdichter	14
3.1.2. Strömungsverhältnisse im Gehäusespalt.....	16
3.1.3. Ölkreislauf	18
3.2. Messsystem	20
3.2.1. Hardware	20
3.2.2. Software	22
4. Versuchsdurchführung.....	24
4.1. Messstellen	24
4.2. Betriebszustände.....	28
4.3. Aufgenommene Temperaturwerte.....	30
4.3.1. Temperaturen bei 50 Hz (3000 min ⁻¹)	30
4.3.2. Temperaturen bei 60 Hz (3600 min ⁻¹)	31
4.3.3. Temperaturen bei 70 Hz (4200 min ⁻¹)	32
4.3.4. Temperaturen bei 80 Hz (4800 min ⁻¹)	33
5. Auswertung der Ergebnisse.....	34
5.1. Kennfelder	34
5.1.1. Kennfeld T ₁	34
5.1.2. Kennfeld T ₂	36
5.1.3. Kennfeld T ₃	37
5.1.4. Kennfeld T ₄	38
5.1.5. Kennfeld T ₅	39
5.1.6. Kennfeld T ₆	40
5.1.7. Kennfeld T ₇	41
5.1.8. Kennfeld T ₈	42
5.1.9. Kennfeld T ₉	43
5.1.10. Kennfeld T ₁₀	44

5.1.11.	Kennfeld T_{11}	45
5.1.12.	Kennfeld T_{12}	46
5.1.13.	Kennfeld T_{14}	47
5.2.	Temperaturverteilungen	48
5.2.1.	50Hz, 10bar.....	48
5.2.2.	50Hz, 15bar.....	49
5.2.3.	50Hz, 20bar.....	50
5.2.4.	50Hz, 25bar.....	51
5.2.5.	60Hz, 10bar.....	52
5.2.6.	60Hz, 15bar.....	53
5.2.7.	60Hz, 20bar.....	54
5.2.8.	60Hz, 25bar.....	55
5.2.9.	70Hz, 10bar.....	56
5.2.10.	70Hz, 15bar	57
5.2.11.	70Hz, 20bar	58
5.2.12.	70Hz, 25bar	59
5.2.13.	80Hz, 10bar	60
5.2.14.	80Hz, 15bar	61
5.2.15.	80Hz, 20bar	62
5.2.16.	80Hz, 25bar	63
6.	Zusammenfassung.....	65
7.	Anhang.....	66
	Abbildungsverzeichnis	70
	Tabellenverzeichnis	72
	Literaturverzeichnis	73

1. Einleitung

1.1. Aufgabenstellung

Die immer höher werdenden Fertigungsgenauigkeiten der Läufer der Schraubenverdichter, sowie die immer höher werdenden Fertigungsgenauigkeiten der Bearbeitung und auch der Oberflächen, stellen einen wichtigen Schritt zur Wirkungsgradverbesserung von Schraubenverdichtern dar.

Bei ölüberfluteten Schraubenkompressoren kann bei hohen Verdichtungsendrücken, durch das Einspritzen von großen Ölmengen, eine Annäherung an eine isotherme Verdichtung erreicht werden. Der isotherme Verdichtungsprozeß ist nach den Gesetzen der Thermodynamik der theoretisch günstigste.

Für Hochdruck- Schraubenkompressoren gilt dies auch; sie arbeiten nach einem polytropen Prozeß ($n < \kappa$). Wie schon oben erwähnt, stellen Bauteilgenauigkeiten und Leckspalthöhen das Maß für die Qualität eines Schraubenverdichters dar. Bei einer Zustandsänderung, die nicht der Isothermen entspricht kommt es zwangsläufig zu Temperaturdifferenzen an Einlaß- und Auslaßseite, welche Wärmespannungen und zugleich Wärmedehnungen der Rotoren und aller beteiligten Verdichterelemente, wie Gehäuse, Lager und dergleichen, zur Folge haben, die sich nachteilig auf die Leckspaltmengen und somit auf den Verdichterwirkungsgrad auswirken.

Ziel der Arbeit ist es die Temperaturen an repräsentativen Messstellen des Verdichtergehäuses bei verschiedenen Betriebszuständen zu erfassen, um als Basis für rechnerunterstützte Berechnungsmodelle zu dienen, und deren Ergebnisse anhand praktischer, durch Versuche ermittelter Messwerte zu vergleichen.

2. Grundlagen des Schraubenverdichters

2.1. Allgemeines

Schraubenkompressoren sind Arbeitsmaschinen, die wie Kolbenverdichter nach dem Verdrängerprinzip mit innerer Verdichtung arbeiten. Im Gegensatz zu den Kolbenmaschinen finden sie erst seit ca. 1960 ihren verbreiteten industriellen Einsatz. Dies war auf den geringeren Wirkungsgrad zurückzuführen, den man mit Hilfe der Öleinspritzkühlung erheblich verbessern konnte (siehe Kapitel 1.1). Durch das Einspritzen von Flüssigkeiten konnten einerseits Kühlung und Schmierung verbessert werden, andererseits werden dadurch Dichtverluste verringert [1].

Außerdem entfällt bei öleingespritzten Verdichtern das bei Trockenläufern notwendige Koppelgetriebe.

Neben der immer genauer werdende Fertigung, welche von Vorteil für die notwendigen, engen Fertigungstoleranzen der Rotoren ist, ist die annähernd kontinuierliche Förderung mitunter ein Grund, dass mittlerweile fast die Hälfte aller verwendeten Verdichter Schraubenkompressoren sind.

Ein weiterer Vorteil ist der schwingungsarme Betrieb, welcher aus rein rotatorischer Bewegung der Läufer resultiert. Im Gegensatz zum Kolbenverdichter treten deshalb beim Schraubenverdichter keine freien Massenkräfte auf. Dadurch kann bei der Projektierung einer Rotationsverdichteranlage ein aufwendiges, schwingungsdämpfendes Fundament entfallen.

Aufgrund des geringen Rotorverschleißes wird bei öleingespritzten Schraubenkompressoren die Betriebsdauer durch die Wälzlagerlebensdauer begrenzt.

Aufgrund hoher realisierbarer Drehzahlen und geringen Leistungsgewichtes können Schraubenverdichter klein gebaut werden. Bei vergleichbarer Leistung beträgt das Gewicht nur 1/7 bis 1/13 des Gewichtes eines Kolbenverdichters [1].

Nicht unerwähnt bleiben darf der größte Nachteil des Schraubenverdichters, nämlich seine im Vergleich zum mehrstufigen Kolbenkompressor niedrigen Verdichtungsenddrücke. Erlauben moderne, einstufige Schraubenkompressoren Enddrücke bis ca. 40 bar, so sind bei vielstufigen Kolbenkompressoren Maximaldrücke von mehreren hundert bar möglich.

2.2. Einsatzbereiche

Die Einsatzgebiete des Schraubenverdichters reichen von der einfachen Drucklufterzeugung bis hin zur Förderung von aggressiven Medien, wie beispielsweise Chlorgas oder Schwefelwasserstoff, oder brennbaren Gasen wie Methan, Propan oder HC- Gase. Durch die Möglichkeit einer Einspritzung können auch verschmutzte Gase gefördert werden.

Mehrstufige Schraubenkompressoren sind in der Verfahrenstechnik oder in der Chemieindustrie üblich.

Viele der heute erhältlichen Kältemittelkompressoren sind Schraubenverdichter. Hier kommen die Vorteile des wartungsfreien Betriebes und der kleinen Bauweise voll zum Tragen.

2.3. Funktionsprinzip

Die Funktionsweise der Schraubenkompressoren ähnelt der der Kolbenkompressoren. Anstatt einer oszillierenden Bewegung des Kolbens verwendet der Schraubenverdichter eine rotatorische Bewegung zur Verdichtung.

Luft, gasförmige Medien oder Zweiphasengemische (flüssig/gasf. oder fest/gasf.) werden über die saugseitige Einlaßöffnung des Verdichters in den Arbeitsraum, also in das Zahnlückenvolumen zweier schrägverzahnter Rotoren, eingesaugt, siehe Bild 2-1. Anschließend wird das Gas durch das Läuferpaar, welches aufgrund seiner Zahnform eine stetige Verkleinerung des Arbeitsraumes vornimmt, verdichtet, vgl. Bild 2-2. Die Gehäusewand dient hierbei als Abschluß der Kompressionskammer.

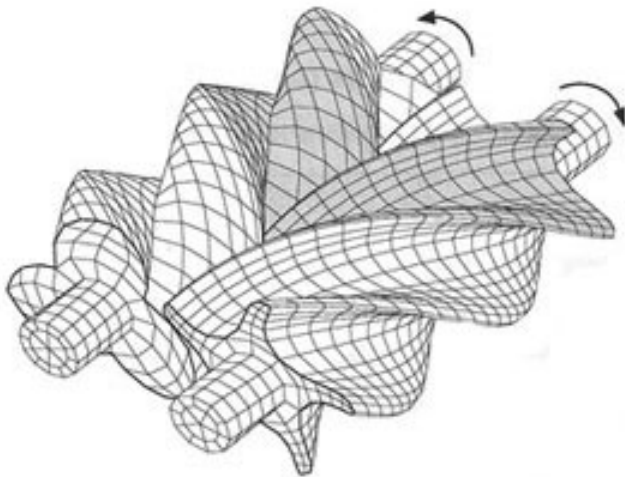


Bild 2-1: Ansaugvorgang [6]

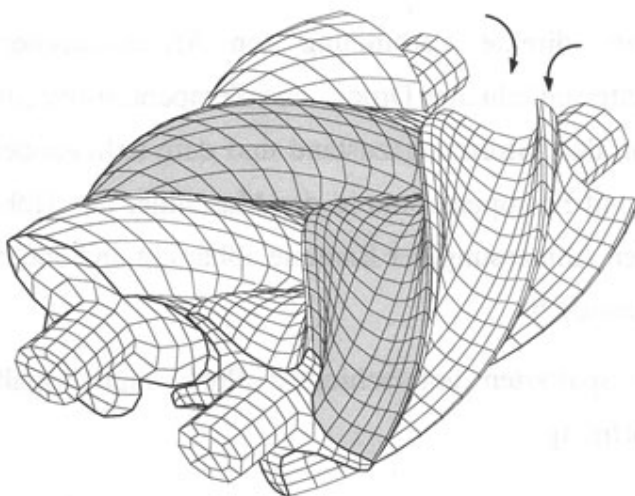


Bild 2-2: Verdichtungsprozess [6]

Das Medium wird axial Richtung Druckseite befördert und weiter verdichtet, bis der Arbeitsraum die Auslaßsteuerkanten erreicht. Danach wird das Gas in die Druckleitung ausgeschoben, Bild 2-3.

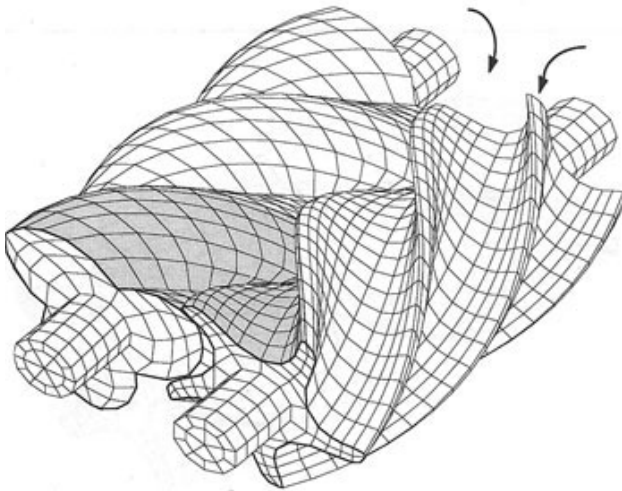


Bild 2-3: Ausschiebevorgang [6]

Von besonderer Bedeutung sind die Auslaßsteuerkanten. Diese sind im allgemeinen radial und axial im Gehäuse angeordnet, siehe Bild 2-4. Durch die Geometrie dieser druckseitigen Steuerkanten wird die als „eingebautes Volumenverhältnis“ bezeichnete Größe bestimmt.

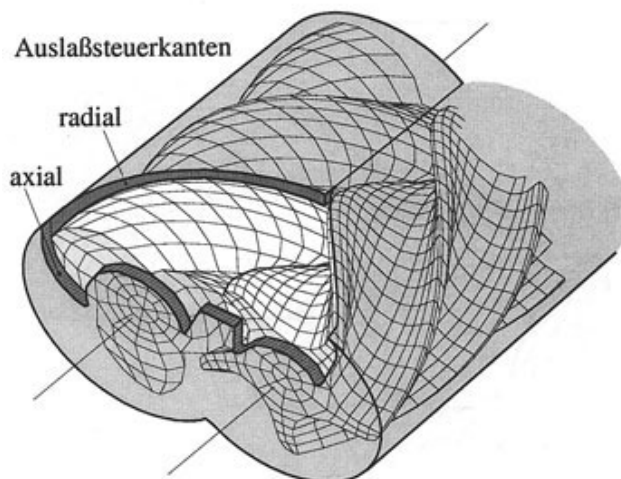


Bild 2-4: Auslaßsteuerkanten [6]

Bei den Bauformen der Rotoren unterscheidet man symmetrische und asymmetrische Läuferprofile, wobei Letztere sich durch bessere Wirkungsgrade, unter anderem durch eine Reduzierung des Blasloches, auszeichnen. Dieses Blasloch ist eine der Ursachen für innere Leckverluste und ergibt sich aus der Geometrie der Verzahnung. Eine Übersicht der Verluste eines Schraubenverdichters ist in Kapitel 2.4 dargestellt.

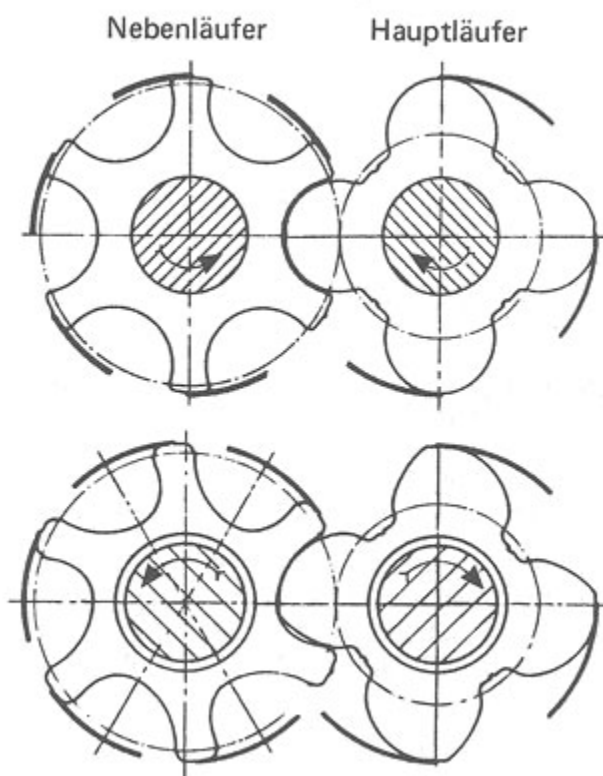


Bild 2-5: Rotorbauformen [5]

Das obere Läuferpaar in Bild 2-5 zeigt ein symmetrisches Profil im Stirnschnitt, das untere Läuferpaar besitzt ein asymmetrisches Profil. Dieses zeichnet sich dadurch aus, dass Leckverluste gegenüber dem symmetrischen Profil verringert werden.

Für genauere Informationen bezüglich der Konstruktion und Berechnung des asymmetrischen SRM- Profiles sei auf [1] und [7] verwiesen.

Daneben existieren noch andere Läuferprofile, wie etwa das Sigma- Profil der Fa. Kaeser, das SLF- Profil von Buthmann [10] oder das Rinder-Zahnstangen-Evolventenprofil.

2.4. Verdichtungsverluste

Bei Verlusten von Schraubenverdichtern unterscheidet man einerseits zwischen den inneren und den äußeren Verlusten.

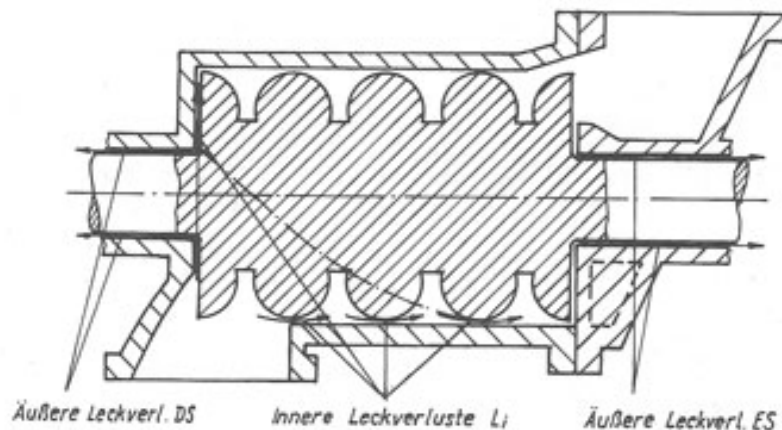


Bild 2-6: Leckverluste [5]

Äußere Verluste rühren daher, dass Druckdifferenzen zwischen Arbeitsraum und Gehäuselagerstellen herrschen. Wellendichtringe, welche das Austreten des Öles verhindern, übernehmen auch die Abdichtung. Bei öleingespritzten Verdichtern sind nur die Lagerungen des Hauptläufers abzudichten, wobei die saugseitige Lagerstelle kaum mit Überdruck belastet wird.

Bei trockenlaufenden Kompressoren hingegen (Bild 2-6) treten auch äußere Leckverluste beim Nebenläufer auf, da beide Wellen mit einem Koppelgetriebe miteinander verbunden sind. Außerdem werden Trockenläufer mit Gleitlagern ausgeführt, und nicht mit Wälzlagern, wie es bei ölüberfluteten Verdichtern der Fall ist.

Im Gegensatz dazu treten innerhalb des Schraubenverdichters, genauer gesagt, im Kompressionsraum des Läufergehäuses, die inneren Spaltverluste auf. Sie sind durch Fertigungsungenauigkeiten und -toleranzen gegeben.

Beide Stirnspalte verbinden die Druck- und die Saugseite durch kleine Räume, die die Leistung des Verdichters mindern. Durch Wärmedehnungen der Rotoren könnte es zu einer Verkleinerung des jeweiligen Stirnspaltes kommen, bei sehr hohen auftretenden Temperaturen – etwa im Trockenlauf – und bei sehr engen Toleranzen, sogar zu einer Berührung der Verdichterbauelemente.

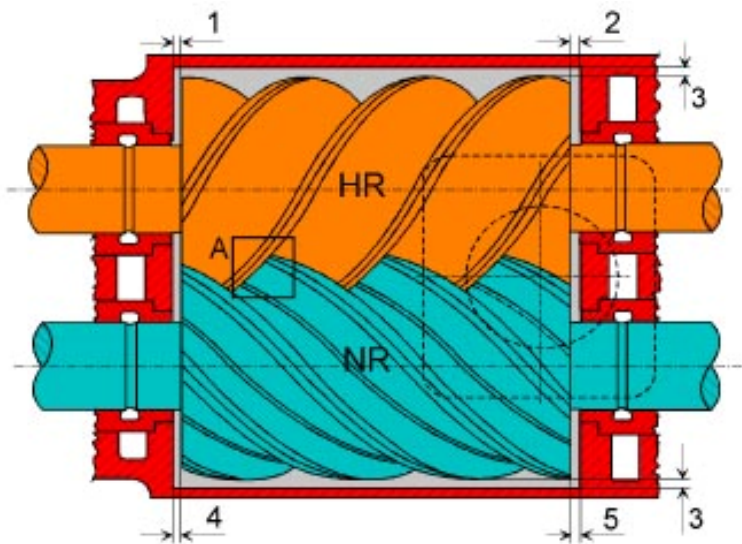


Bild 2-7: Innere Spaltverluste [8]

- | | | |
|---|-----|----------------------------------|
| 1 | ... | Stirrspalt Hauptrotor Saugseite |
| 2 | ... | Stirrspalt Hauptrotor Druckseite |
| 3 | ... | Gehäusespalt |
| 4 | ... | Stirrspalt Nebenrotor Saugseite |
| 5 | ... | Stirrspalt Nebenrotor Druckseite |

Weitere Verluste ergeben sich aus dem Spalt zwischen den Zahnköpfen der Rotoren gegenüber dem Gehäuse, dem Gehäusespalt, vgl. Bild 2-7. Bei diesem wird ebenso wie beim Profileingriffsspalt versucht, mit Hilfe der Öleinspritzung eine gute Dichtwirkung zu erzielen.

In weiterer Folge gibt es als unerwünschte Erscheinung noch das Blasloch. Diese ist im Stirnschnitt eine räumlich begrenzte, annähernd dreieckige Öffnung. Ihre Entstehung ist darauf zurückzuführen, dass bei einem Eingriff beider Rotoren die Berührungslinie nicht durchgehend bis zur Innenseite des Gehäuses verläuft und somit auf der Ober- und Unterseite Leckverluste auftreten, vgl. Bild 2-8 und Bild 2-7, Position A.



Bild 2-8: Blasloch [6]

2.5. Thermodynamik

Der Verdichtungsprozess besteht im Idealfall aus einer isothermen Verdichtung. Diese kann jedoch nur bei geringen Drücken realisiert werden, da die durch die Kompression anfallende Wärme vom Öl durch Wärmeübertragung abtransportiert werden muß. Dabei muß erwähnt werden, dass die thermodynamischen Betrachtungen für dichte Arbeitsräume des Verdichters gelten.

Da das eingespritzte Öl aber nur einen kurzen Kontakt von einigen Millisekunden mit der Luft hat, ist auch bei einer sehr feinen Zerstäubung des Öles ein schlechter Wärmeübergang gegeben [11].

Daher ist bei höheren Druckverhältnissen trotz Öleinspritzung eher von einem isentropen Prozess für das Gas auszugehen.

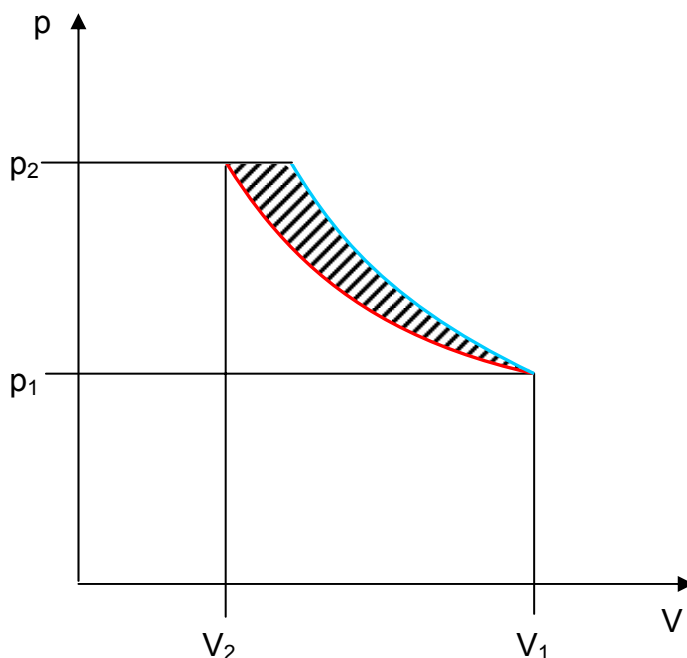


Bild 2-9: theoretisches p-V- Diagramm

Aus dem p-V- Diagramm in Bild 2-9 entspricht die schraffiert dargestellte Fläche dem Mehraufwand an Arbeit des isentropen Prozesses (blaue Kurve) gegenüber dem des isothermen Prozesses (rote Kurve).

Da die ideale Gasgleichung der polytropen Zustandsänderung mit

$$p \cdot v^n = konst. \quad (Gl. 2-1)$$

definiert ist, und alle anderen idealisierten Zustandsänderungen nur Sonderfälle dieser darstellen, lassen sich die Gleichungen für die Isotherme ($n = 1$) und für die Isentrope ($n = \kappa$) wie folgt darstellen:

$$p \cdot v = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 2-2})$$

und

$$p \cdot v^\kappa = \text{konst.} \quad \text{mit} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \geq 1 \quad (\text{Gl. 2-3})$$

Durch den Exponenten in Gleichung 2-3 wird die Funktion der Isentropen steiler, wodurch sich also zwischen ihr und der isothermen Zustandsänderung ein zusätzlicher Arbeitsaufwand ergibt, der den Wirkungsgrad der isentropen gegenüber dem der isothermen Zustandsänderung verschlechtert.

Die tatsächlichen Zustandsänderungen sind bei Schraubenkompressoren jedoch im allgemeinen in 2 Abschnitte gegliedert, wie Bild 2-10 zeigt.

Hier ist die Verdichtung (ideal dichte Maschinen) von Punkt 1 bis Punkt 1' durch eine Isentrope (Polytrope), dargestellt. Von Punkt 1' nach Punkt 2 erfolgt eine Überkompression. Hier vergrößert sich die aufzuwendende Arbeit gegenüber der verlustfreien isentropen Zustandsänderung um die schraffierte Fläche. Dies ist auf die Beziehung zwischen eingebautem Volumenverhältnis und Arbeitsdruckverhältnis zurückzuführen.

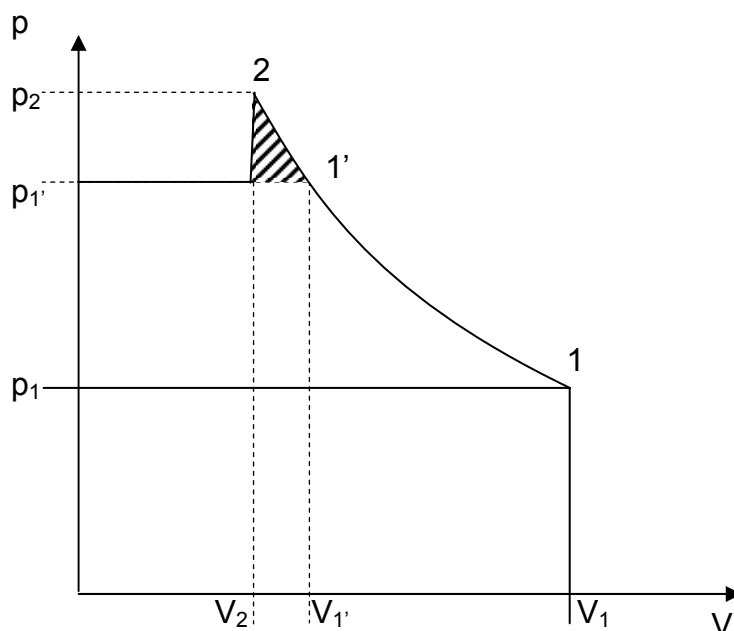


Bild 2-10: p-V- Diagramm bei $p_2/p_1 \neq p_i/p_1$

3. Prüfstandsaufbau

3.1. Verdichterprüfstand

Der Verdichterprüfstand wurde von Berger im Zuge seiner Dissertation aufgebaut [2]. Dabei kommt ein öleingespritzter Kältemittelschraubenverdichter bis 28bar Systemdruck zum Einsatz (Position 3), welcher neben der vorhandenen Öleinspritzstelle eine weitere Einspritzstelle, nämlich am Saugrohr, besitzt, siehe Kapitel 3.1.1. Der Versuchskompressor wird von einem Asynchronmotor (Position 1) angetrieben, welcher mit Hilfe eines Frequenzumrichters nahezu stufenlos steuerbar ist.

Das Blockschaltbild des Prüfstandes ist in Bild 3-1 dargestellt.

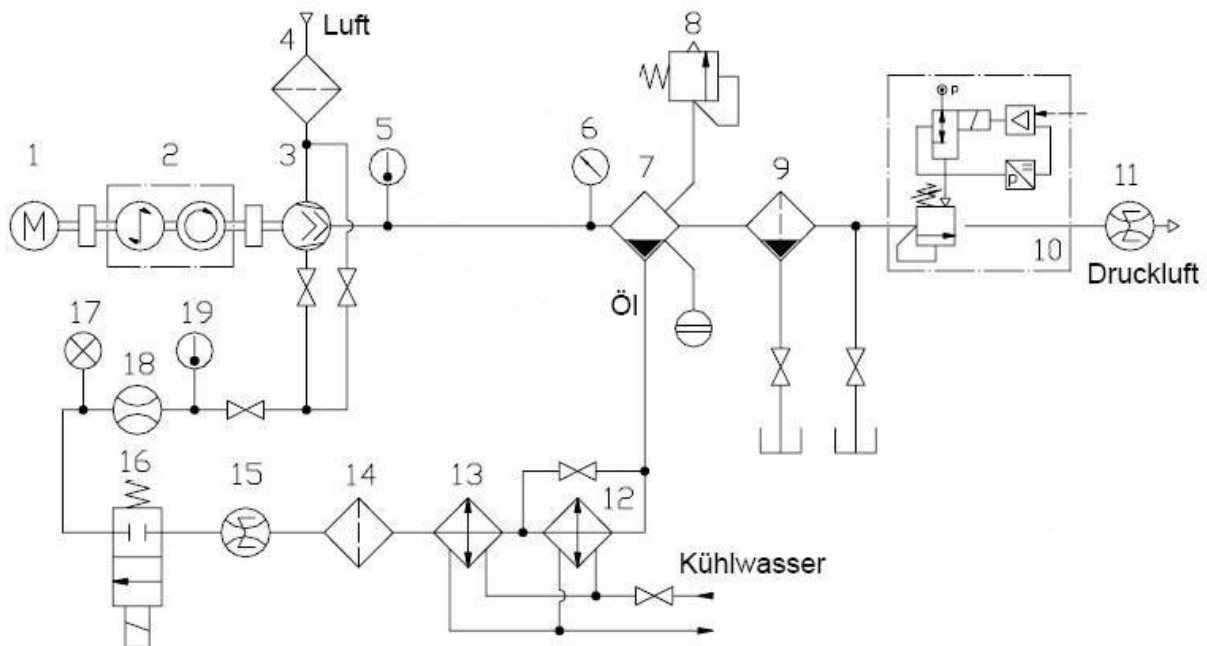


Bild 3-1: Prüfstandsblockschaltbild [2]

Die verdichtete Luft gelangt nach dem Kompressor in einen Öl- Grobabscheider (Position 7) mit Sicherheitsventil (Position 8). Danach erfolgt im Feinabscheider (Position 9) eine fast vollständige Trennung der Luft von Öl.

In Tabelle 3-1 sind die in Bild 3-1 dargestellten Positionen gelistet. Genauere Informationen zu den einzelnen Prüfstandskomponenten sind dem Anhang zu entnehmen.

Position	Bezeichnung	Hersteller
1	Drehstromasynchronmotor	Elin EBG
2	Drehmomentmesswelle	Staiger Mohilo
3	Schraubenverdichter	Hochdruck-Kältemittelverdichter
4	Kombinationsluftfilter	Mann & Hummel
5	Temperatursensor	Omega
6	Drucksensor	Kulite
7	Grobabscheider	Bitzer
8	Sicherheitsventil	Leser
9	Feinabscheider	Bitzer
10	Überströmregelventil	Fisher-Rosemount
11	Durchflußmessung	TU Wien
12	Plattenwärmetauscher	Funke
13	Rohrbündelkühler	Bitzer
14	Ölfilter	Mahle
15	Ovalradzähler	Bopp und Reuther
16	Magnetventil	Danfoss
17	Druckanzeige	WIKA
18	Durchflußwächter	Honsberg
19	Temperatursensor	Omega

Tabelle 3-1: Übersicht der Prüfstandsbestandteile



Bild 3-2: Vorderansicht des Prüfstandes



Bild 3-3: Seitliche Ansicht des Prüfstandes

Das in Bild 3-3 ersichtliche, vor dem Motor montierte Schutzblech hat die Aufgabe, die Messstellen vor der Zugluft des Motorgebläses zu schützen, da der nicht unerhebliche Luftstrom die Messergebnisse verfälschen würde.

3.1.1. Schraubenverdichter

Der eingesetzte Schraubenkompressor ist ein kompakter Verdichter für Normal- und Tiefkühlanwendungen mit Öleinspritzung. Er besteht aus dem Hauptläufer mit 5 Zähnen und einem Nebenläufer mit 6 Zähnen. Diese weisen ein asymmetrisches Profil auf.

Bild 3-4 und Bild 3-5 zeigen verschiedene Schnitte durch den Verdichter. In Tabelle 3-2 sind den einzelnen Positionsnummern Bauteile zugeordnet.

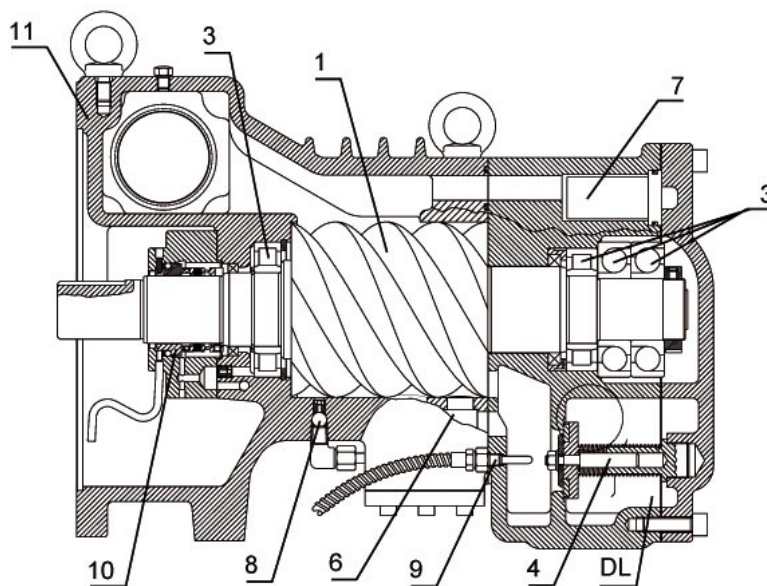


Bild 3-4: Seitenansicht des Kompressors [4]

1	Hauptrotor
2	Nebenrotor
3	Wälzlager
4	Rückschlagventil
5	Leistungsregelung ¹
6	V _r -Regelung ¹
7	Differenzdruck-Überströmventil
8	Öleinspritzung
9	Druckgasüberhitzungsschutz
10	Wellenabdichtung
11	Flansch für Motoreinbau
12	Feinfilter ¹
13	Filterservicedeckel ¹
SL	Saugleitung
DL	Druckleitung

Tabelle 3-2: Verdichterbauelemente

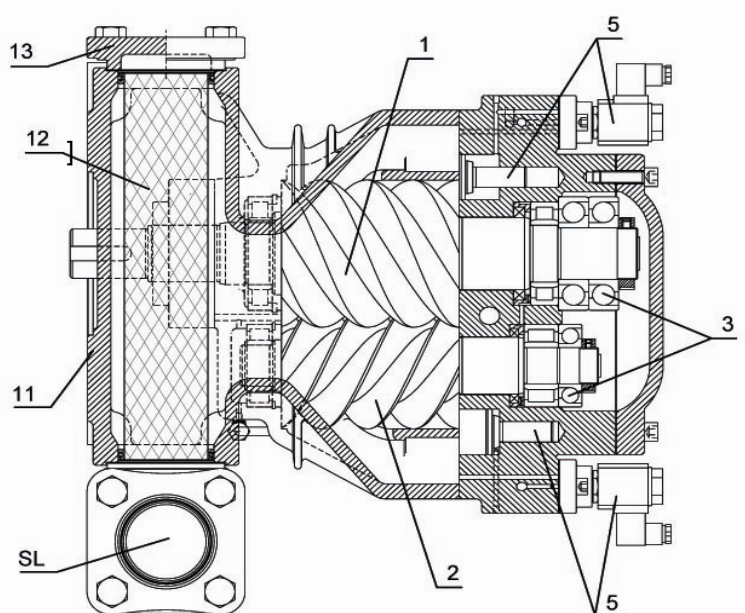


Bild 3-5: Draufsicht auf den Kompressor [4]

¹ beim Versuchsverdichter nicht vorhanden

Die Lagerung übernehmen Wälzlager, die radial und axial angeordnet sind und deren Schmierung das eingespritzte Öl übernimmt.

Die Öleinspritzung erfolgt wie in Bild 3-4 dargestellt, von unten in den Arbeitsraum. Zusätzlich besitzt der Verdichter eine Saugrohreinspritzstelle, da für die Versuche aus [2] eine erhöhte spezifische Öleinspritzmenge erforderlich war. Für diese Arbeit mußte von der zusätzlichen Einspritzstelle kein Gebrauch gemacht werden, da für die gefahrenen Parametervariationen die konventionelle Einspritzmenge vollkommen ausreichte.

Das Differenzdruck- Überströmventil dient dazu, den Schraubenverdichter gegen zu hohe Drücke zu schützen. Bei 28bar würde das Ventil öffnen. Ein weiterer Schutzmechanismus ist das Rückschlagventil in der Druckkammer, welches für die Einhaltung der richtigen Drehrichtung sorgt. Würde der Verdichter in die entgegengesetzte Richtung betrieben werden, käme es zu einer ungewollten Berührung der Zähne, die Schäden nach sich ziehen würde.

Die Antriebswelle ist der Hauptläufer des Schraubenkompressors, welcher mittels Gleitringdichtung aus Kohle und Siliziumkarbid im Gehäuse abgedichtet ist.

3.1.2. Strömungsverhältnisse im Gehäusespalt

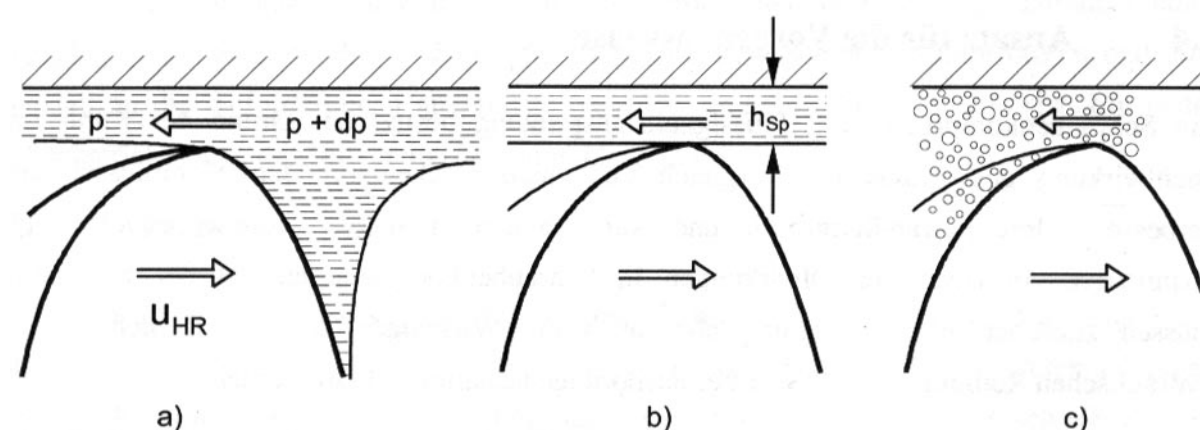
Die Erfassung der genauen Strömungsverhältnisse in Schraubenverdichtern ist aufgrund ihrer Komplexität bis heute ein schwieriges Unterfangen. Zahlreiche Publikationen zu diesem Gebiet basieren auf Hypothesen und auf stark vereinfachten mathematischen Modellen.

In [11] und [12] werden umfassende Versuchsreihen aufgenommen und deren Ergebnisse interpretiert. Dabei wurde festgestellt, dass bei konventioneller Einspritzung keine Zerstäubung stattfindet.

Der Formalismus der Zweiphasenströmung ist für den Anwendungsfall des Schraubenkompressors in seiner Gesamtheit von entscheidender Bedeutung, zumal örtlich abhängige, inhomogene Gemische auftreten.

Der eingespritzte Ölstrahl gelangt auf den sich drehenden Läufer und wird je nach Größe des Tropfens entweder Kompaktieren, also sich zu größeren Tropfen zusammenschließen, oder in kleinere Tropfen zerfallen [12]. Naturgemäß wirken auf kleinere, leichtere Tropfen geringere Zentrifugalkräfte, wodurch die Neigung an der Innenseite des Gehäuses zu haften, verringert wird.

Kauder [13] formulierte die sogenannte Ölschwalltheorie. Ausgangspunkt dafür sind die hohen Normalbeschleunigungen, die dafür verantwortlich sind, dass ein Großteil des eingespritzten Öles als Film an der Wand verbleibt.



a) und c) Ölschwall > 0

b) Ölschwall $= 0$

Bild 3-6: Ölschwall im Gehäusespalt [13]

Der Ölschwall wandert wie in Bild 3-6 illustriert, von der Vorderseite des Zahnes über den Gehäusespalt zur hinteren Zahnflanke. Je nach Viskosität, Temperatur und Druckdifferenz ist die Qualität der Abdichtung des Zahnkopfes gegenüber dem Gehäuse.

Auch in [12] wurden Versuche zur Verteilung des Öles durchgeführt, mit dem gleichen Ergebnis, nämlich dass sich an den arbeitsraumbegrenzenden Flächen ein dünner Ölfilm bildet.

Die Ölverteilung an der Gehäuseinnenwand bildet eine Filmschicht. Die Dicke dieser Ölschicht ist von unterschiedlichsten Faktoren wie Öleinspritzmenge, Drehzahl, Ölviskosität und dergleichen abhängig.

3.1.3. Ölkreislauf

Der Ölkreislauf besteht, wie schon in Kapitel 3.1 beschrieben, aus einem Grobabscheider und einem Feinabscheider, sowie aus einem Wärmetauscher. Eine schematische Anordnung des Ölkreislaufes zeigt Bild 3-7.

Eine separate Ölpumpe entfällt bei dieser Anordnung, da der Ölmassenstrom durch die Differenz des Systemdruckes und Druckes an der Einspritzstelle bzw. im Feinabscheider zustande kommt.

Die Aufgaben des Primär-Grobabscheiders sind einerseits die grobe Trennung der Druckluft von Öl, andererseits die eines Sammelbehälters für das im Kreislauf befindliche Öl.

Im Feinabscheider wird die Luft bis auf einen Restölgehalt von 5ppm gesäubert [2]. Das Ventil am unteren Ende des Feinabscheiders dient dem Ablass des bei hohen Drücken, sowie hohen Temperaturen durch kondensierenden Wasserdampf entstehenden Kondensates im Öl und des Restöles.

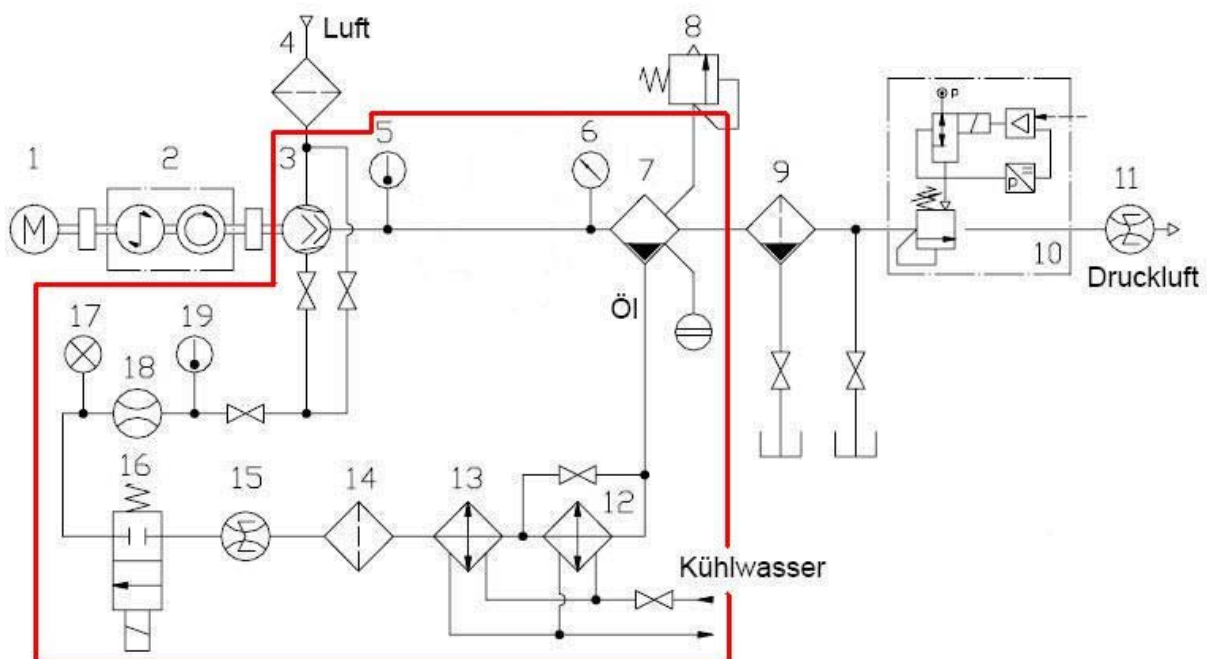


Bild 3-7: Schematische Darstellung des Ölkreislaufes [2]

Im weiteren Schritt durchläuft das Öl einen Rohrbündelkühler (Position 13), welcher die Temperatur des Öles auf 60°C kühlt. Der für große Kühlleistungen montierte Plattenwärmetauscher (Position 12) kam im Rahmen der Versuchsdurchführung nicht zum Einsatz und wurde daher mittels eines Bypasses umgangen.

Nachfolgend gelangt das Öl durch einen Ölfiler (Position 14), einen Ovalradzähler (Position 15), welcher die Durchflußmenge des Öles mißt, und diverser Hilfselemente zur Bestimmung des Systemzustandes, wie Temperatur und Druck (Positionen 17 u. 19).

Das Ölstop- Ventil an Position 16 wirkt einem Überfüllen des Verdichters bei Abstellen des Systems entgegen.

Anschließend wird das Öl durch die Öleinspritzstelle des Schraubenverdichters dem Verdichtungsvorgang zugeführt. Auf die zusätzliche Saugrohreinspritzung konnte verzichtet werden, da die für den Wirkungsgrad optimale spezifische Öleinspritzmenge (siehe Kapitel 4.2) auch mit der ursprünglichen Konfiguration erreicht wurde.



Bild 3-8: Hinteransicht des Prüfstandes

Bild 3-8 zeigt ein Foto des Ölkreislaufes des Prüfstandes, wobei insbesondere die beiden Wärmetauscher und die Kontrollorgane Ovalradzähler und Druckanzeige, sowie der Ölfiler im Vordergrund stehen.

Das verwendete Öl der Marke Mobil SHC 626 ist ein synthetisches Hochleistungslager- und Getriebeöl mit guten Eigenschaften bezüglich thermischer Stabilität. Es weist außerdem hohe Viskositäten bei hohen Temperaturen auf und zeichnet sich durch lange Lebensdauer aus. Die wichtigsten Spezifikationen des verwendeten Öles sind im Anhang tabellarisch zusammengefaßt.

3.2. Messsystem

3.2.1. Hardware

Zwei PC's, mit Microsoft Windows XP als Betriebssystem, bilden die Grundlage für die für LabView geschriebene Messsoftware. In Kapitel 3.2.2 wird auf die Software näher eingegangen. Beide Computer kommunizieren über Ethernet und tauschen über diesen Weg Zustandsdaten untereinander aus.

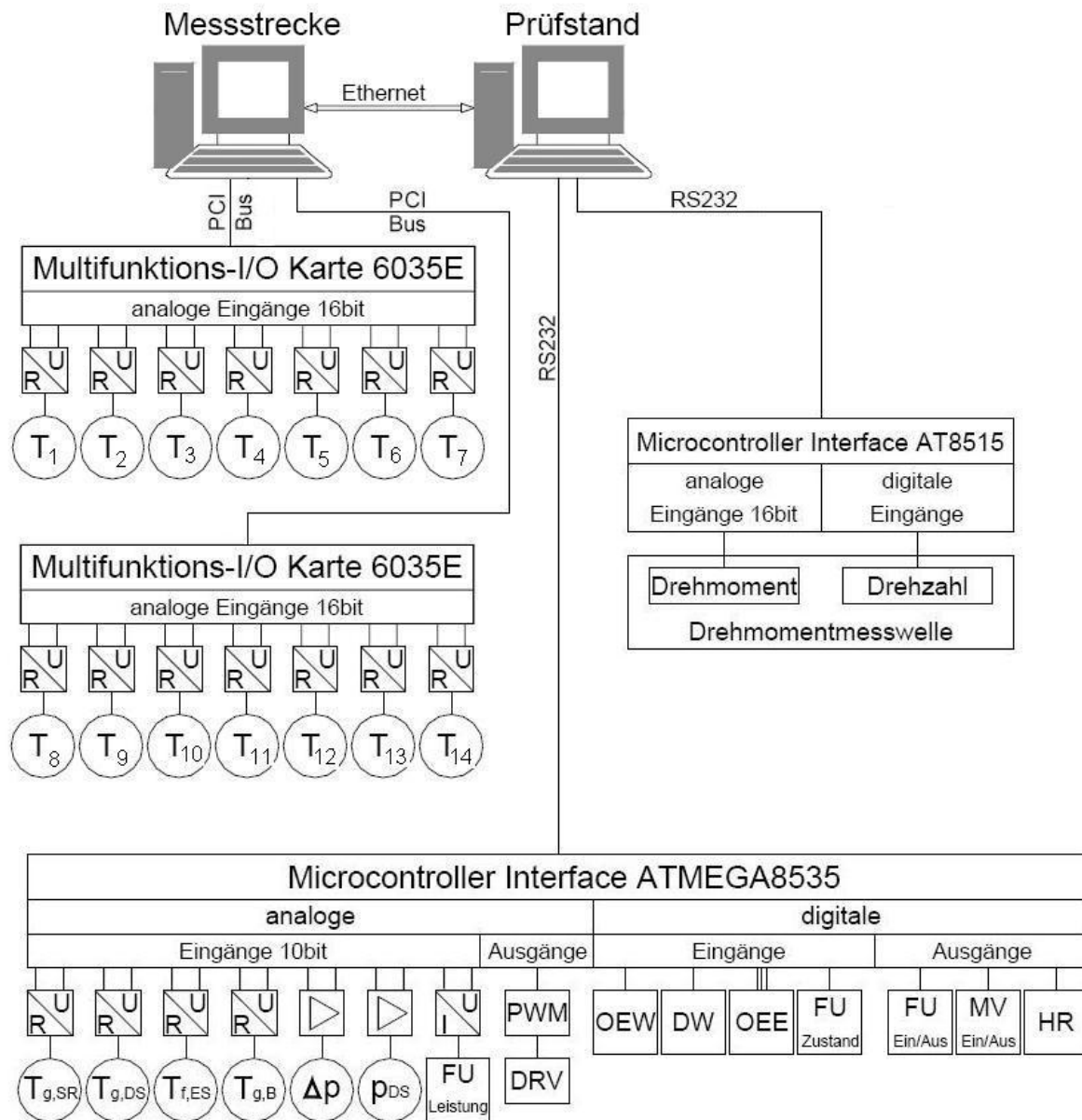
Dabei dient ein Computer für die Überwachung des Prüfstandes, der andere beinhaltet 2 Multifunktions-Datenerfassungskarten der Firma National Instruments vom Typ 6035E.

Diese PCI- Karten bieten eine hervorragende Kompatibilität für das Programm LabView. Sie besitzen jeweils 8 analoge Eingänge, wobei ein Eingang pro Karte für einen Referenzwiderstand reserviert ist, um eine genauere Messung zu ermöglichen. Die sich so ergebenden 14 Eingänge werden für die Messung der Temperaturen genutzt.

Die Signale erhält die Karte über eine geschirmte I/O- Anschlußbox des Types SCB-68. Darin werden die Widerstandsänderungen und somit die Änderungen der Spannungen der PT-100 Messfühler in ein für die Messkarte kompatibles Format umgewandelt.

Mit Hilfe der PT100- Temperatursensoren wird die Temperatur des Gehäuses festgestellt. Die Fühler arbeiten mit der Änderung des Widerstandes des enthaltenen Platins. Sie sind sogenannte Kaltleiter (PTC-Widerstände), bei denen der Widerstandswert mit steigender Temperatur zunimmt.

Die Kalibrierung aller PT100 erfolgte über einen Kalibrierwiderstand, der bei 0°C einen Nennwiderstand von 100Ω aufweist.



FU	Frequenzumrichter	DW	Durchflußwächter
DRV	Druckregelventil	OEE	Öleinspritzmenge
OEW	Ölstandswächter	MV	Magnetventil
HR	Hilfsrelais		

Bild 3-9: Schematische Darstellung des Messsystems

Der zweite Rechner steuert den Zustand des Verdichterprüfstandes. An ihn sind Controller der Typen AT8515 und ATMEGA8535 angeschlossen, welche über analoge und digitale Ein- und Ausgänge verfügen.

Mit Ersterem werden Drehmoment und Drehzahl aufgenommen, mit dem Microcontroller ATMEGA8535 werden über die analogen Eingänge Temperaturen an verschiedenen Prüfstandsstellen gemessen, über die digitalen Eingänge der Zustand des Öles.

3.2.2. Software

Die verwendete Software war neben dem Betriebssystem Microsoft Windows, das Datenerfassungs- und Verarbeitungsprogramm Labview 7 der Fa. National Instruments, welches über eine frei programmierbare Entwicklungsoberfläche verfügt, und sich für die aufzunehmenden Messwerte gut eignete.

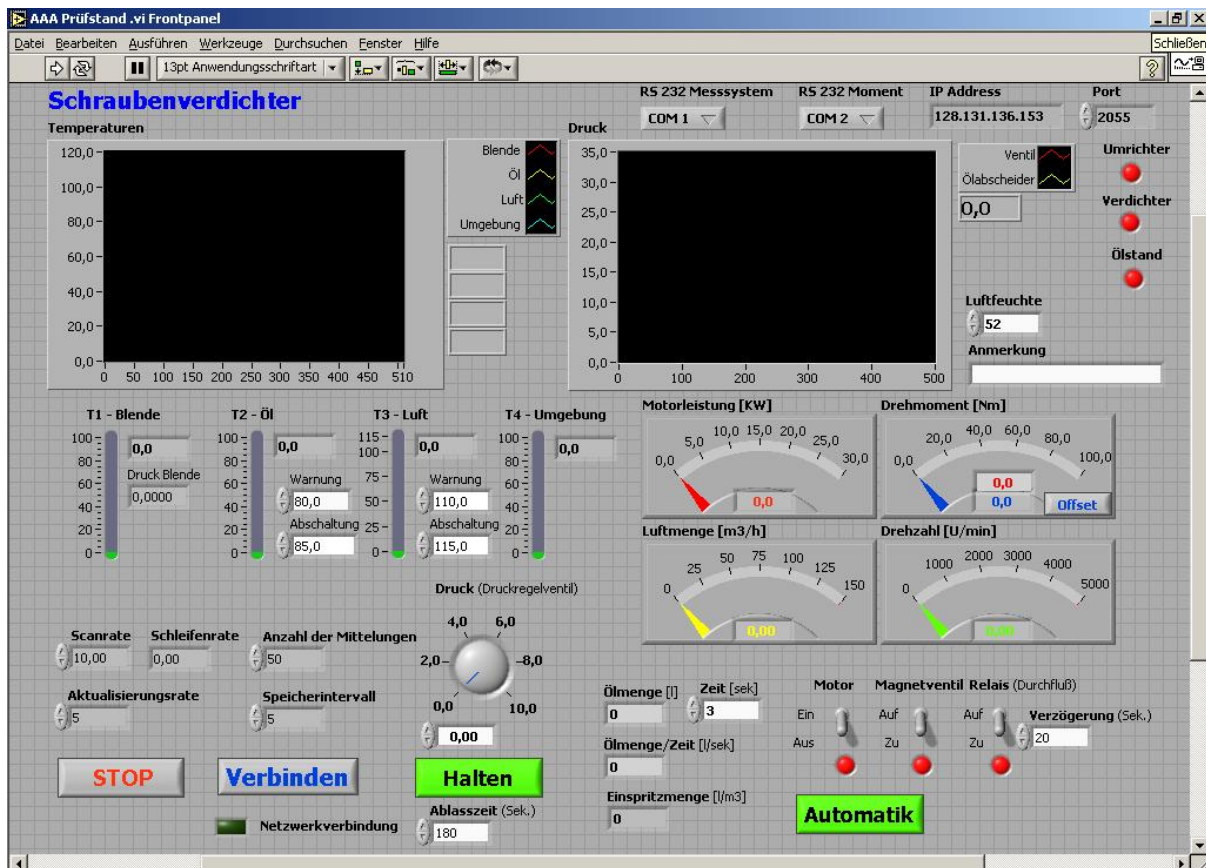


Bild 3-10: Oberfläche zur Prüfstandssteuerung

Für die Durchführung der Versuchsreihen wurde am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, Forschungsbereich Maschinenelemente und Rehabilitationstechnik ein User-Interface für LabView geschrieben, um die Betriebszustände des Prüfstandes zu überwachen.

In Bild 3-10 ist die graphische Oberfläche des Prüfstandsteuer- PC's mit den wichtigsten Hauptelementen dargestellt. Dieses Programm wurde am ersten Rechner ausgeführt, während der zweite Rechner die Benutzeroberfläche für die Temperaturfühler darstellte.

Bild 3-11 zeigt das User-Interface für die Überwachung der einzelnen Messstellen. Die Temperaturen 1-7 werden im oberen Diagramm (1. Messkarte), T_8 bis T_{14} (2. Messkarte) im unteren Diagramm über der Zeit in Sekunden bildlich gemacht.

Dies dient einerseits dazu, um einen Überblick über die Werte und Differenzen der Temperaturen zu haben, andererseits um abzuschätzen, ab wann sich ein stationärer Zustand des Systems einstellt.

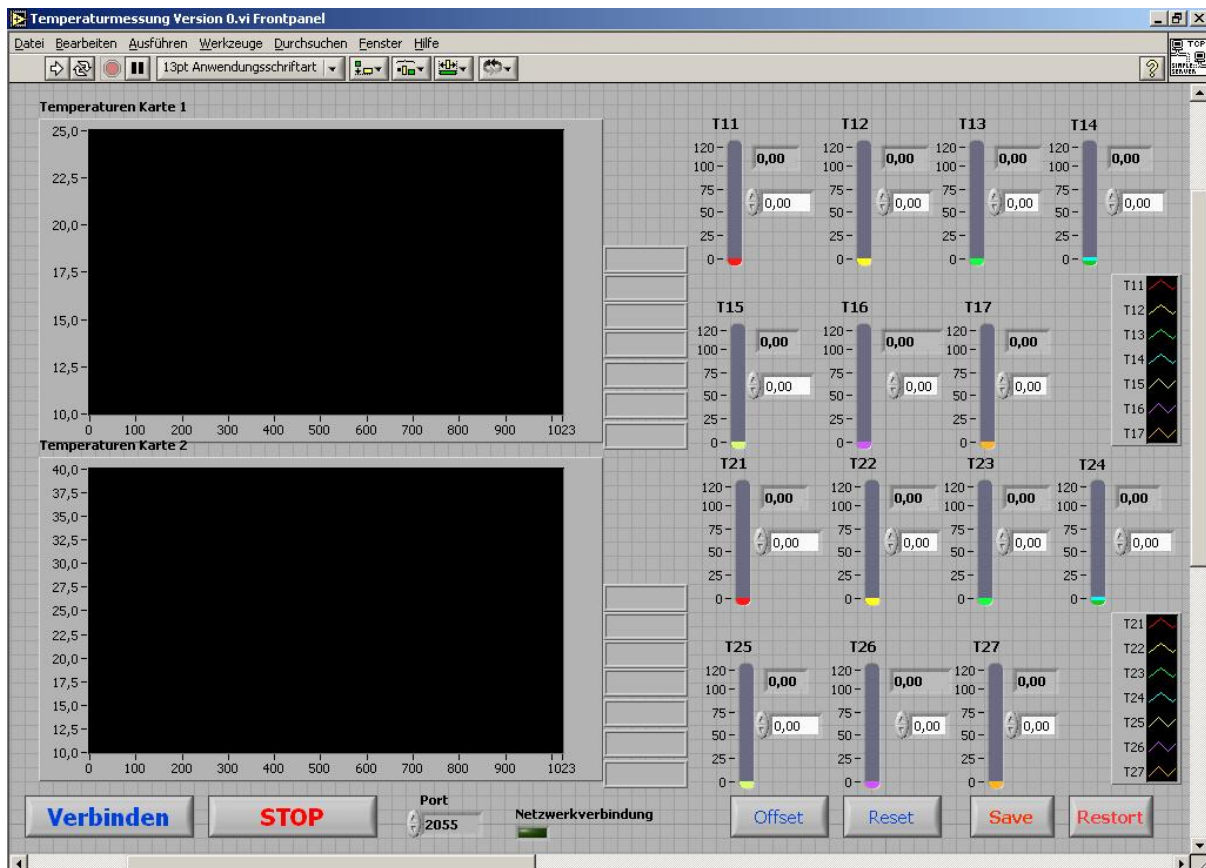


Bild 3-11: Oberfläche zur Temperaturüberwachung

Beide LabView Programme kommunizieren über Ethernet, wobei das Programm zur Temperaturmessung die Werte an das Prüfstandsprogramm weitergibt, um die Werte in ein Textfile zu schreiben.

Die Temperaturen wurden an jeder Messposition 2000 Mal pro Sekunde aufgenommen. Sobald 3000 Werte gemessen wurden, wurde eine Mittelung durchgeführt und diese Temperatur wurde in die Textdatei geschrieben.

4. Versuchsdurchführung

4.1. Messstellen

Die Anzahl der Messstellen ergibt sich durch die Anzahl der möglichen Eingangsgrößen der beiden Messkarten. Wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben, besitzt jede der Karten jeweils nutzbare 7 Eingänge, was zu 14 Messstellen führt.

Für die Darstellung der Mepunkte wurde mittels CAD Programm ein 3D Modell erstellt. Diese Zeichnung stellt eine Vereinfachung des Gehäuses dar, und verzichtet auf für die Messstellen unrelevante Details wie Öleinspritzung, Sauganschluß für den Economizer-Betrieb oder Verbindungselemente.

Die genauen Positionen der einzelnen Temperaturlaufnehmer sind aus den nachfolgenden Bildern ersichtlich.

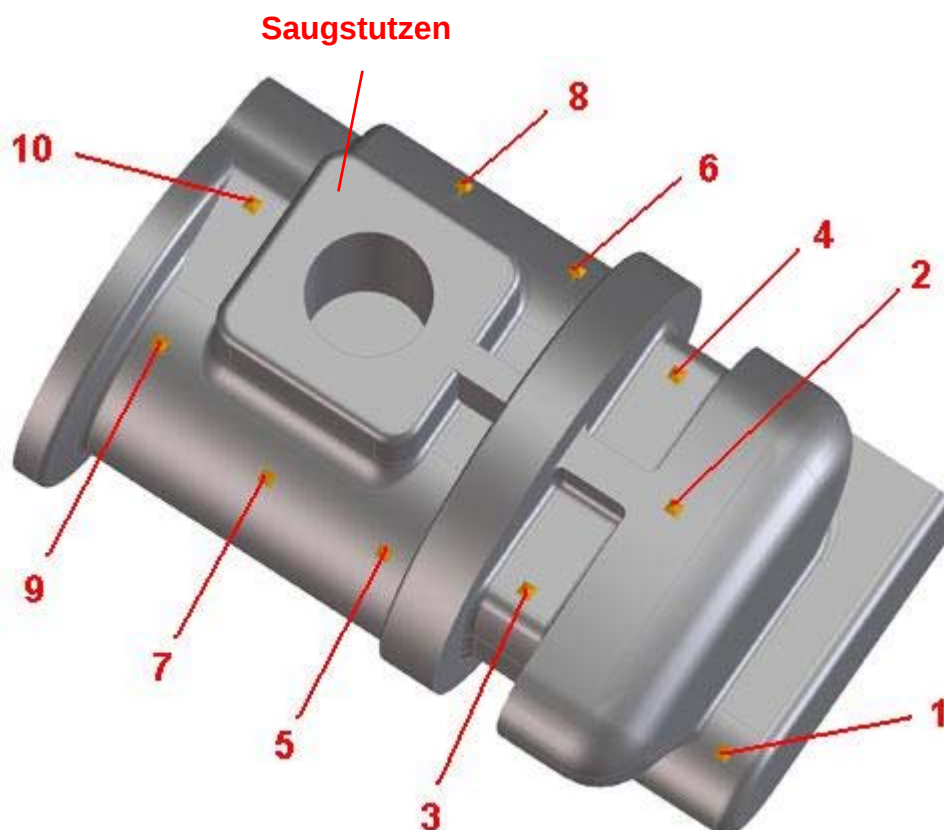


Bild 4-1: 3D Modell mit Messstellen, Ansicht von oben

Das Verdichtersystem besteht aus 3 Teilen. Messstelle 1 befindet sich auf dem Druckstutzen, welcher an das Gehäuse der Lager und der Steuerkanten (Messstellen 2 bis 4) angeflanscht ist. Dieses wiederum ist mit einem Flansch an das Gehäuse des Verdichters (Positionen 5 bis 14) montiert.

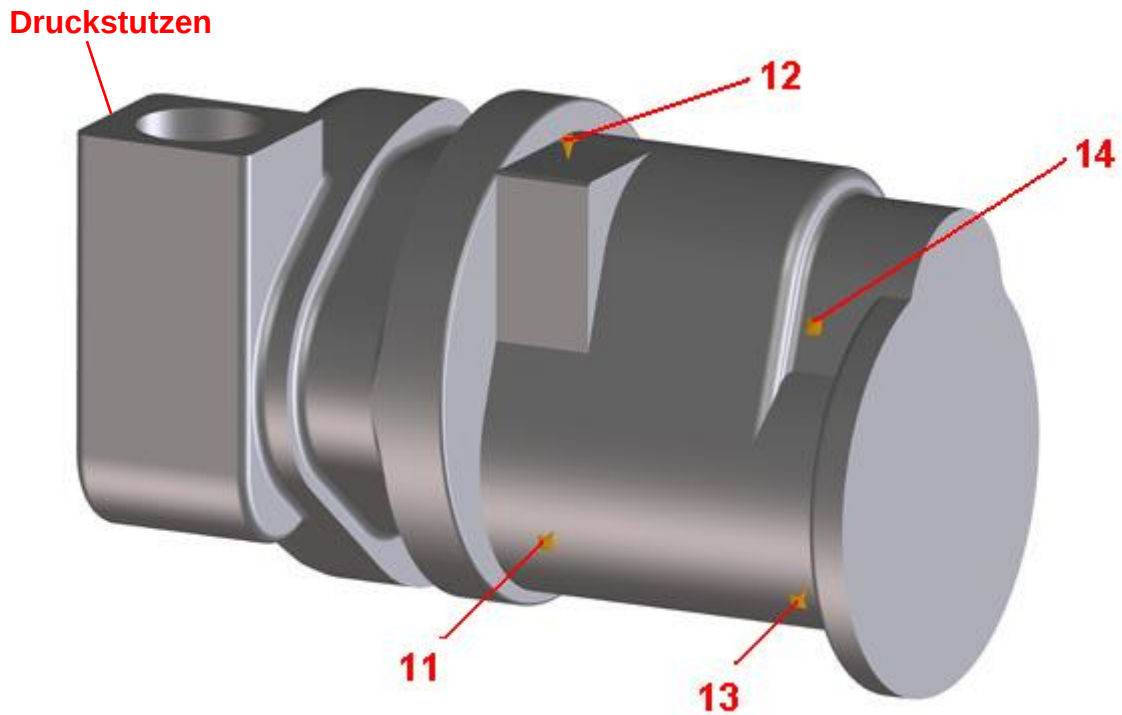


Bild 4-2: 3D Modell mit Messstellen, Ansicht von unten

Die Positionen der Messstellen wurden dahingehend gewählt, dass einerseits ein möglichst breites Spektrum der Schraubenverdichtergehäusefläche abgedeckt ist, und dass andererseits die gemessenen Werte auch mit einem theoretischen Rechenmodell nachvollziehbar sind.

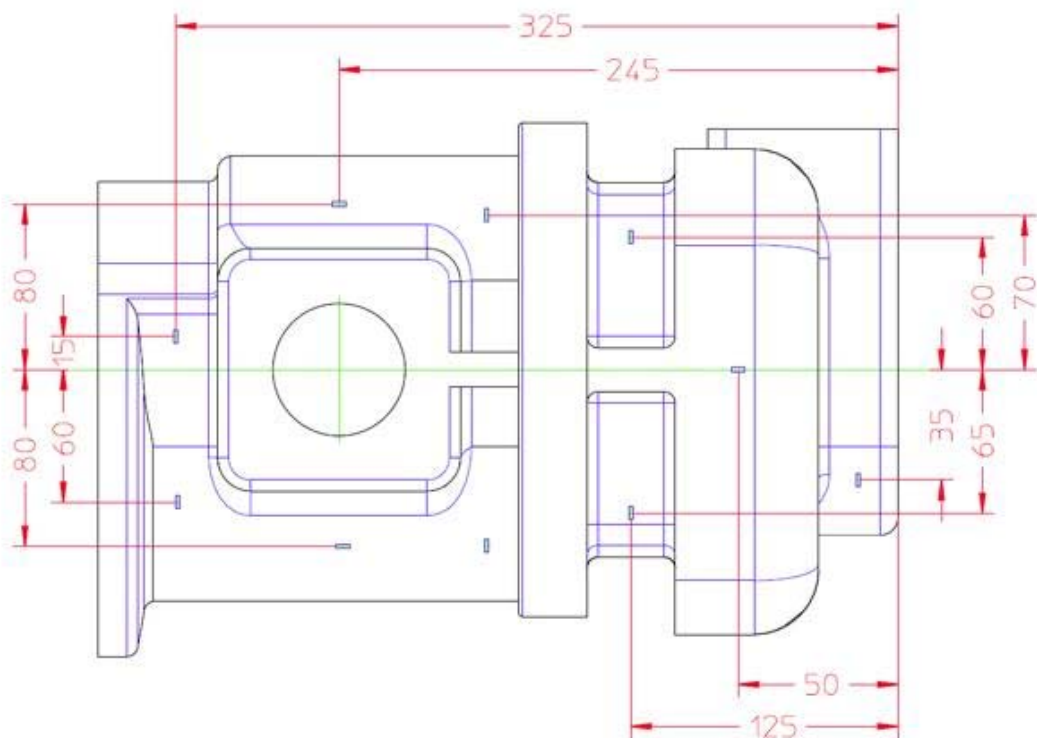


Bild 4-3: Bemaßung der Messstellen Draufsicht

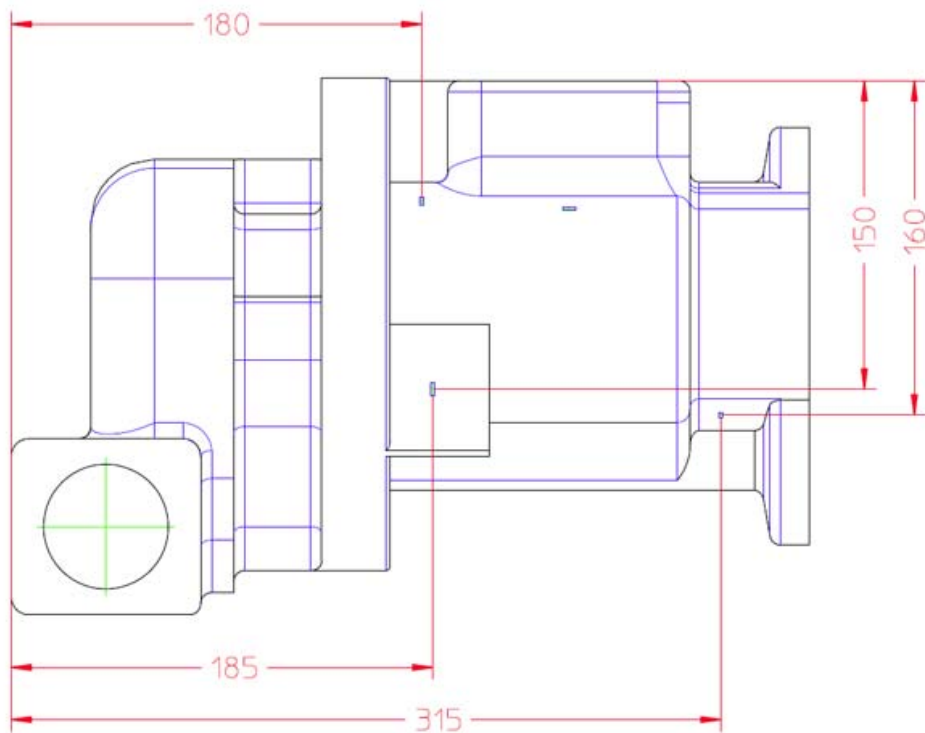


Bild 4-4: Bemaßung der Messstellen Seitenansicht Nebenläufer

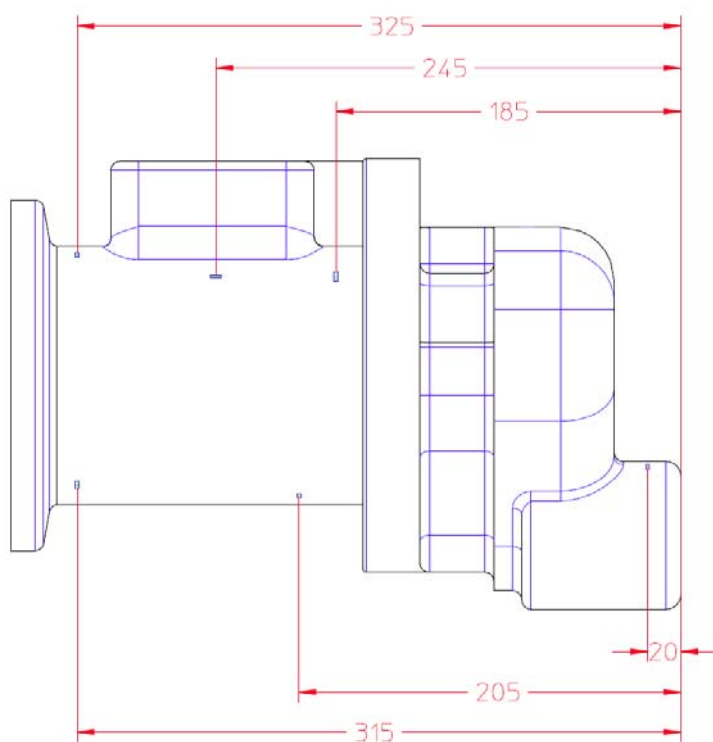


Bild 4-5: Bemaßung der Messstellen Seitenansicht Hauptläufer

Vor Beginn der Messungen wurden der Prüfstand und das Messsystem zu Testzwecken in Betrieb genommen, um die Anlage auf Funktion und Betriebssicherheit zu prüfen.

Dabei stellte sich heraus, dass der Temperaturwert an der Stelle T_{13} stark schwang. Der Fehler konnte der Messkarte zugeschrieben werden. Auswirkungen auf andere Kanäle und somit Verfälschungen der funktionierenden Kanäle konnten nicht beobachtet werden, daher wurden die Werte dieses Kanals nicht berücksichtigt.

Die Vorbereitung des Verdichtergehäuses für das Aufbringen der Messfühler erfolgte durch Reinigen mittels Trichlorethens, welches sehr gut fettlösend ist. Die einzelnen Messstellen wurden mit einem groben Schleifpapier aufgeraut, um die Einflüsse des Lackes in den Messergebnissen zu unterbinden.

Als Kleber diente ein schnell aushärtender Acrylklebstoff der Firma RS Components. Er besteht aus dem eigentlichen Klebstoff und einem Aktivator, und eignet sich aufgrund seiner Spezifikationen für die Anwendungen bei Temperaturfühlern.

Da das Gehäuse des Verdichters viele Radien aufweist, wurde bei der Montage der PT100 Messglieder darauf geachtet, dass die einzelnen Fühler mit der gesamten Fläche aufliegen, damit etwaige Kontaktfehler unterbunden werden.

4.2. Betriebszustände

Als Betriebszustände wurden die in [2] ermittelten, optimierten Betriebsparameter gewählt:

spezifische Öleinspritzmenge [l/m³]				
Druck [bar]	Frequenz [Hz] / Drehzahl [min⁻¹]			
	50 / 3000	60 / 3600	70 / 4200	80 / 4800
10	11,5	10	10	10
15	17,5	15	12,5	12,5
20	22,5	20	15	15
25	32	22,5	17,5	17,5

Tabelle 4-1: Übersicht der gefahrenen Betriebsparameterkombinationen

Der optimalen Öleinspritzmenge liegt eine Kennfelduntersuchung zu Grunde, welche für einen bestimmten Systemdruck die optimale spezifische Leistung aufzeigt [2].

Der maximale Verdichterenddruck von 30 bar wurde nicht angefahren, da ein Schraubenverdichter in der Praxis kaum im Dauerbetrieb an seiner Leistungsgrenze betrieben wird.

Die mit steigendem Druck zunehmenden spezifischen Öleinspritzmengen werden fast ausschließlich durch die in Kapitel 3.1.3 beschriebene Druckdifferenz realisiert. Gelegentlich mußten geringe Abweichungen mittels manuellen Ventils (Bild 3-1, Ventil unter dem Kompressor) feinjustiert werden.

Jede Messung wurde ausgehend von einer Gehäusetemperatur begonnen, die der Umgebungstemperatur entsprach. Auch wurde darauf geachtet, dass sich ein stationärer Betriebszustand erreicht war.

Ein völlig stationärer Betrieb der Anlage konnte nach ungefähr 45 Minuten festgestellt werden, während die Abweichungen der stationären Temperaturwerte zu jenen nach 30 Minuten Betrieb kaum mehr als 0,5°C betrugen.

Zentrale Regelgröße war neben dem Systemdruck und der Öleinspritzmenge die Temperatur des Öles. Diese war mit $T_{\text{Öl}} = 60^\circ\text{C}$ festgelegt. Die Einhaltung einer $\pm 0,5^\circ\text{C}$ Grenze konnte durch manuelle Steuerung des Kühlwasserstromes des Rohrbündelwärmetauschers während aller Versuche gewährleistet werden.

Um eine Reproduzierbarkeit der Messungen zu garantieren, wurden mehrere Durchgänge der Betriebszustände gefahren. Dabei konnten keine signifikanten Abweichungen untereinander festgestellt werden.

Im Zuge der Voruntersuchungen wurden diverse Probedurchgänge gleicher Drehzahl gemacht. Ausgehend von 10bar Druck wurde der Systemdruck während eines stationären Betriebes um jeweils 5bar bis 25bar sprunghaft erhöht.

Die sich danach einstellenden stationären Werte wurden aufgenommen, um später mit den Temperaturen des „Kaltstartes“ verglichen zu werden.

Interessanterweise waren auch hier kaum nennenswerte Temperaturunterschiede zu verzeichnen. Stichprobenartige Vergleiche lieferten höchstens Unterschiede einiger Zehntel °C.

Nach Beendigung der Versuchsfahrten wurde der Druck des Systems langsam dem Umgebungsdruck angeglichen, um ein Schäumen des Öles zu vermeiden. Für die Schaumbildung sind im Öl eingeschlossene Luftbläschen verantwortlich, die bei einer zu schnellen Expansion das Öl aufschäumen lassen.

Bei einem zu schnellen Absenken des Druckes besteht die Gefahr, dass Ölschaum vom Grobabscheider über den Feinabscheider in die Druckluftleitung gelangt und somit die nahezu ölfreie Qualität der Druckluft nicht mehr garantiert ist.

4.3. Aufgenommene Temperaturwerte

4.3.1. Temperaturen bei 50 Hz (3000 min^{-1})

50Hz													
p ₂	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T14
10	74,39	66,16	72,53	71,46	73,59	73,13	63,95	64,38	60,71	61,51	74,37	74,69	62,87
15	72,65	65,09	71,31	70,19	70,85	71,09	61,26	62,60	60,68	61,32	69,10	71,30	62,15
20	72,72	64,96	71,16	69,92	70,94	71,54	62,43	63,51	61,09	61,94	69,31	70,98	62,23
25	70,66	63,72	69,27	68,70	68,70	72,71	61,31	63,21	60,46	61,28	66,60	69,46	61,59

Tabelle 4-2: Aufgenommene Temperaturen bei 50 Hz

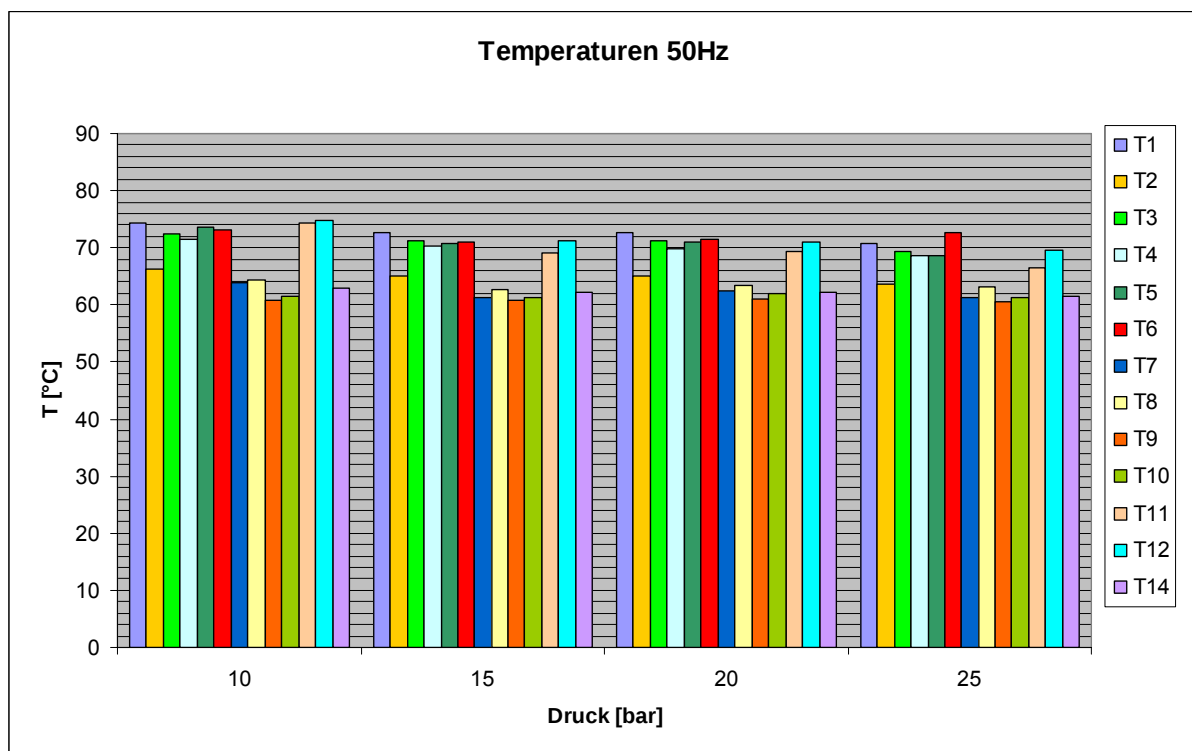


Bild 4-6: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 50 Hz

Hier werden die einzelnen Messpunkte miteinander verglichen. Auffällig ist, dass diese Temperaturen bei 10bar bis auf jene an den Stellen 9 und 10 höher liegen, als bei den anderen angefahrenen Systemdrücken. Dies ist vermutlich auf die geringe spezifische Öleinspritzmenge und die damit verbundene geringere Kühlleistung zurückzuführen.

Die Temperaturen T₅, T₆, sowie T₁₁ und T₁₂, welche alle an der Druckseite angeordnet sind, weisen die höchsten Werte auf.

4.3.2. Temperaturen bei 60 Hz (3600 min⁻¹)

60Hz	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T14
p ₂													
10	77,03	67,13	73,43	72,26	74,69	80,38	64,13	63,59	60,57	61,53	75,61	75,96	63,50
15	75,60	67,22	72,64	71,87	72,26	73,33	61,36	63,31	60,44	61,10	69,66	72,64	61,92
20	74,66	66,31	71,51	70,74	70,62	71,68	60,94	62,88	60,37	60,93	67,98	70,54	61,41
25	75,31	65,98	71,28	71,59	71,48	73,41	62,24	64,63	60,33	60,94	69,03	71,47	61,43

Tabelle 4-3: Aufgenommene Temperaturen bei 60 Hz

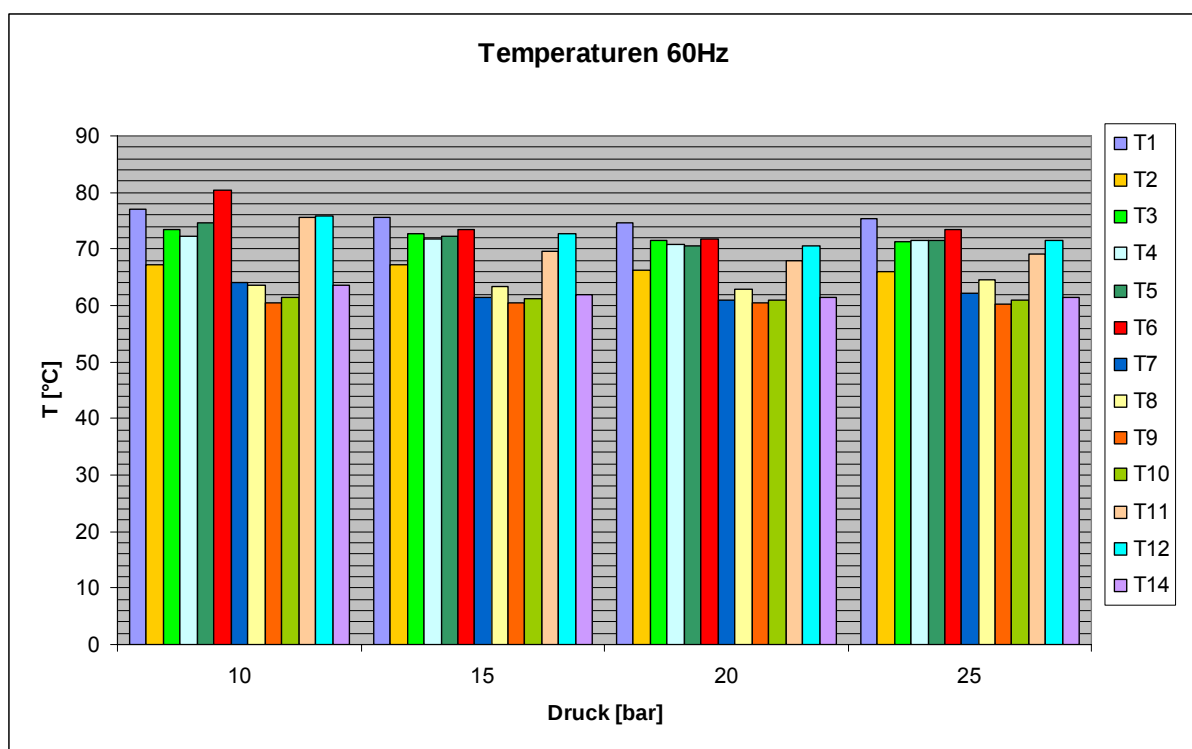


Bild 4-7: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 60 Hz

Bei den Versuchen mit 10bar fällt sofort der hohe Temperaturwert von ca. 80°C an der Stelle 6 auf. Bei einer 2. Versuchsreihe konnte der Wert reproduziert werden. Ein Messfehler aufgrund falscher Kalibrierung beziehungsweise fehlendem Off-Set der Temperaturfühler ist somit auszuschließen.

Generell ist der gleiche Trend wie bei den 50Hz Versuchen erkennbar, außer dass die Temperatur 1 bei 15bar, 20bar und 25bar den jeweils höchsten Wert aufweist. Vermutlich ist dies auf die Ölverteilung an der Gehäusewand zurückzuführen.

4.3.3. Temperaturen bei 70 Hz (4200 min⁻¹)

70Hz													
p ₂	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T14
10	77,72	68,93	73,98	72,88	73,22	78,74	61,53	63,66	60,60	61,45	72,44	74,48	62,94
15	78,18	67,90	74,42	73,35	75,61	79,59	61,87	64,14	60,36	61,26	72,79	75,37	62,36
20	79,13	67,60	74,39	73,37	75,23	79,43	63,14	64,32	60,44	61,27	73,28	74,57	62,34
25	79,50	67,28	73,70	74,29	74,83	80,59	64,72	65,65	60,58	61,59	73,18	74,81	62,23

Tabelle 4-4: Aufgenommene Temperaturen bei 70 Hz

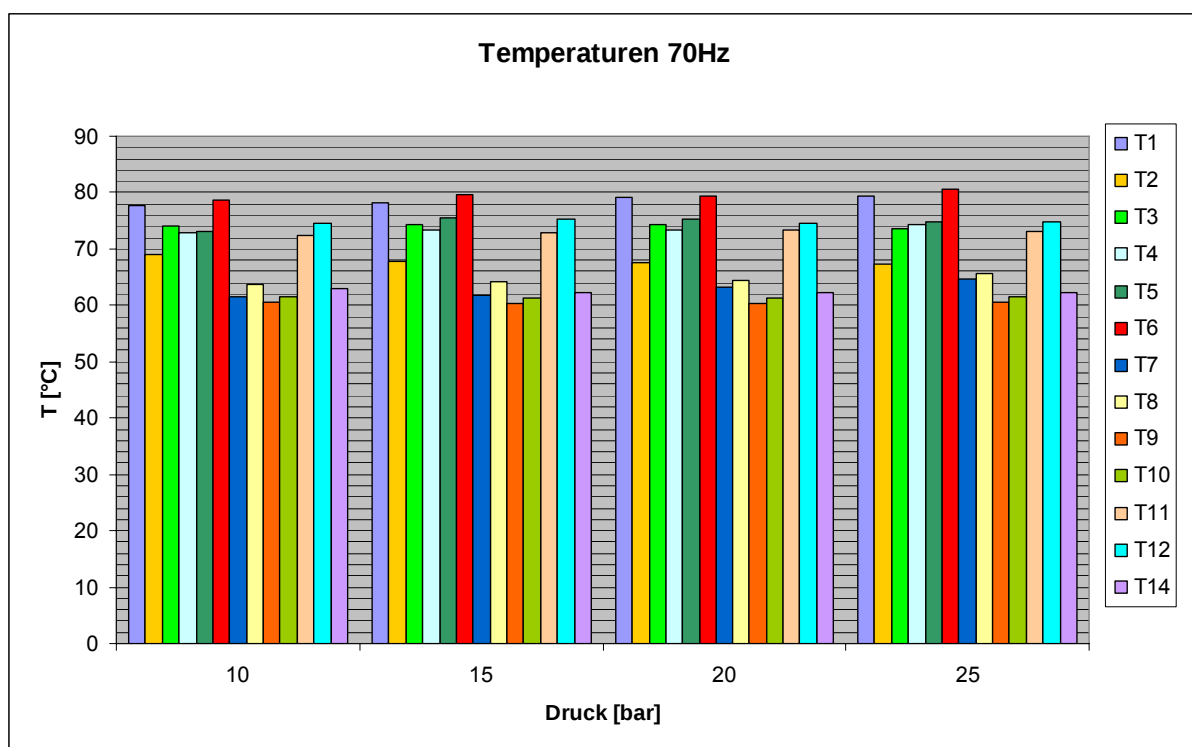


Bild 4-8: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 70 Hz

Wie in Bild 4-8 zu sehen ist, ist T₆ bei 70Hz unabhängig vom Systemdruck am höchsten. Im Vergleich zu anderen Messpositionen beträgt die Temperaturdifferenz bis zu 10°C.

Offensichtlich ist an dieser Stelle das eingespritzte Öl wegen der schlechten Strömungsverhältnisse im Inneren des Verdichters schlecht verteilt und bildet keinen nennenswert kühlenden Ölfilm.

4.3.4. Temperaturen bei 80 Hz (4800 min⁻¹)

80Hz													
p ₂	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T14
10	80,49	71,15	76,08	74,48	72,60	73,82	61,74	63,39	62,34	63,87	71,74	74,87	65,66
15	81,53	70,79	76,36	75,43	76,05	81,79	62,53	65,34	62,17	63,09	72,46	77,21	64,37
20	82,43	70,51	76,76	75,88	76,81	87,32	64,01	65,26	62,78	64,07	73,18	77,30	65,80
25	83,09	70,15	76,63	76,98	78,01	75,86	66,97	67,83	63,33	64,66	74,89	78,00	65,83

Tabelle 4-5: Aufgenommene Temperaturen bei 80 Hz

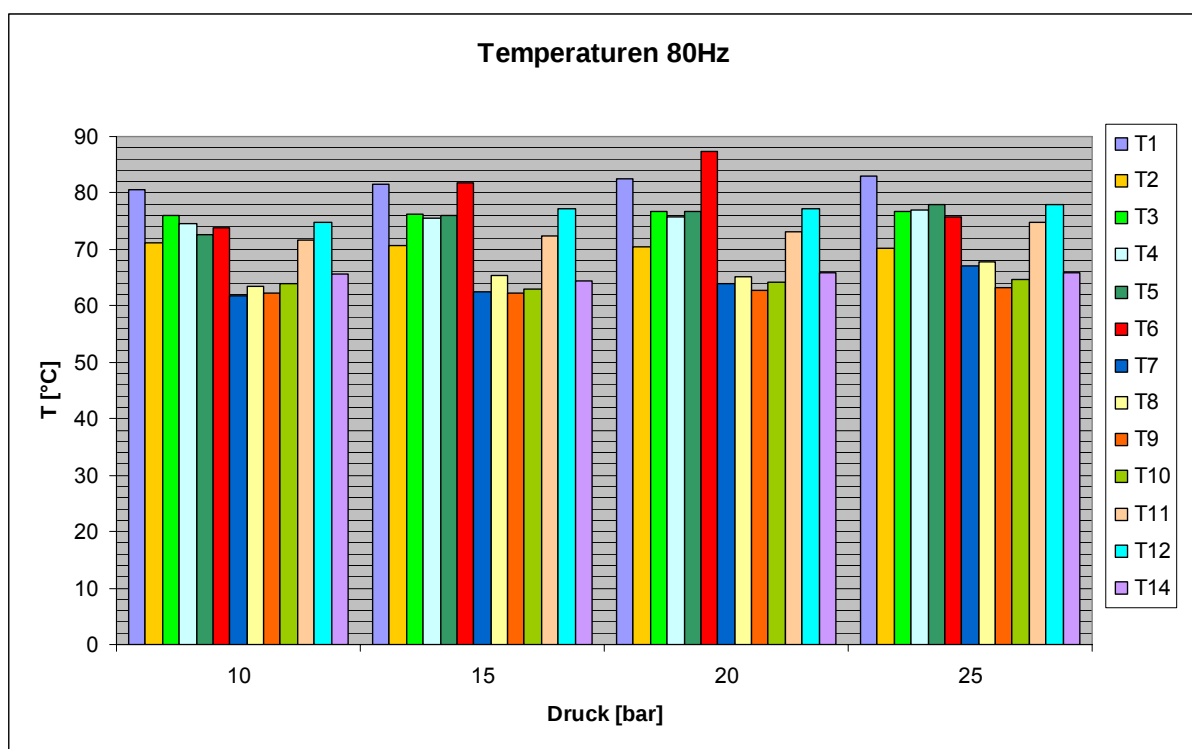


Bild 4-9: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 80 Hz

Auch hier fällt bei 20bar die stark erhöhte Temperatur am Messpunkt 6 auf, die mit 87°C einen absoluten Spitzenwert darstellt. Überhaupt sind die Temperaturwerte bei 80Hz an der Druckseite um 4 – 5°C höher als bei geringeren Drehzahlen. Unverändert hingegen sind die saugseitigen Temperaturen.

Am geringsten sind jene Temperaturen, die saugseitig nahe der Gehäuseeinspritzstelle sind. Im konkreten Fall sind die T₇, T₈, T₉ und T₁₀, welche auf der gegenüberliegenden Seite der Einspritzstelle liegen, und T₁₄, direkt daneben. Dies dürfte durch die hohe Drehzahl und den damit stattfindenden Transport des Einspritzöles durch die Fliehkraft erklärbar sein.

5. Auswertung der Ergebnisse

5.1. Kennfelder

In den folgenden Diagrammen sind die Kennfelder der angefahrenen Parameter ersichtlich. Darin sind die Messpunkte mit T_1 bis T_{14} bezeichnet. Die Messwerte der Position 13 sind aufgrund des in Kapitel 4.1 beschriebenen Problems nicht graphisch dargestellt.

Die Tabellen 5-1 bis 5-13, jeweils unter den Bildern der Kennfelder befindlichen Tabellen, dienen der Übersichtlichkeit der Werte und beziehen sich auf die vorangegangenen Kennfelder, um so eine rasche Zuordnung der einzelnen Temperaturen bezüglich Druck und Drehzahl vornehmen zu können.

5.1.1. Kennfeld T_1

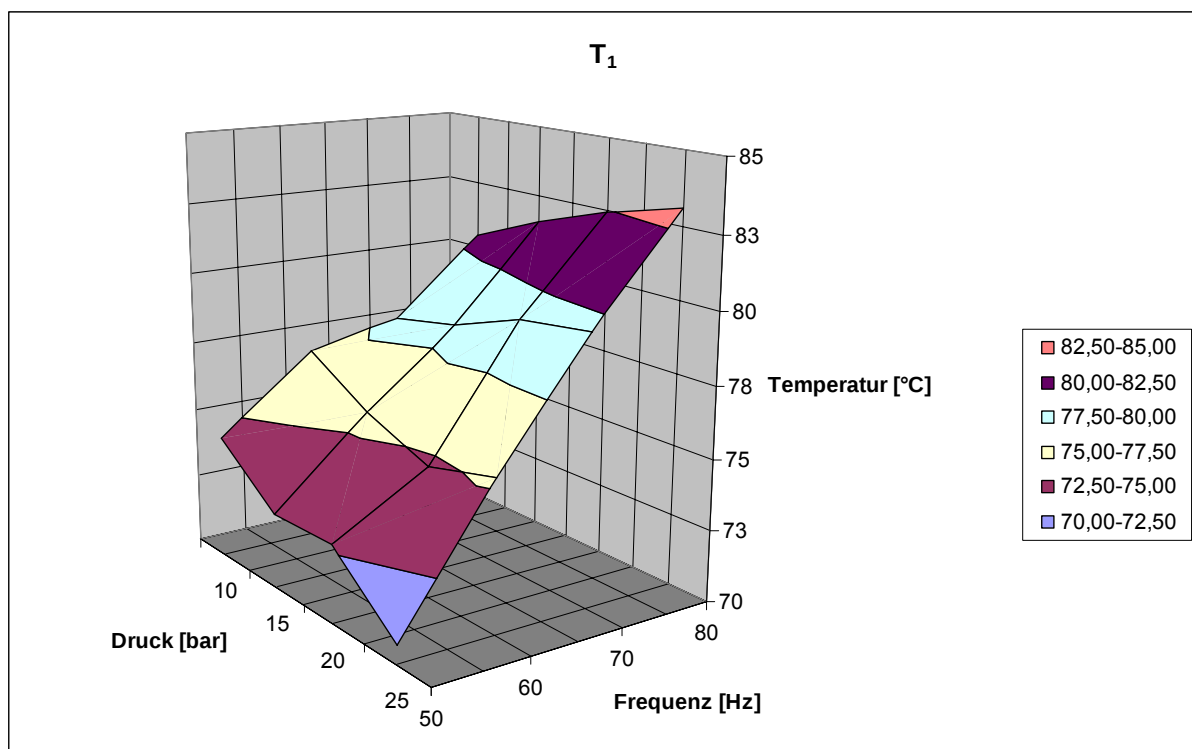


Bild 5-1: Kennfeld Temperaturfühler 1

An dieser Messstelle erkennt man den eigentlich vermuteten Temperaturverlauf in Abhängigkeit des Systemdruckes und der Drehzahl. Je höher Druck und Frequenz, desto höher auch die Gehäusetemperatur.

Auch dass bei der höchsten Drehzahl die höchsten Temperaturen auftreten überrascht nicht weiter.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
50	74,39	72,65	72,72	70,66
60	77,03	75,60	74,66	75,31
70	77,72	78,18	79,13	79,50
80	80,49	81,53	82,43	83,09

Tabelle 5-1: Werte an Position 1

Interessanterweise weist diese Messstelle aber die größte Temperaturdifferenz bei gleichem Druck und veränderlicher auf. Im Falle des Durchganges mit 25bar beträgt der Unterschied etwas mehr als 12°C.

Dafür ist die Menge des eingespritzten Öles pro m³ Luft verantwortlich. Während die spezifische Einspritzmenge bei 25bar und 50Hz 32 l/m³ beträgt, werden bei 80 Hz nur 17,5 l/m³ eingespritzt.

Neben den sehr hohen Temperaturen an Position 6, welche in Kapitel 5.1.6 näher erläutert sind, zeichnet sich auch T₁ durch hohe Werte aus. Diese hohen Werte sind dadurch zu erklären, dass die Stelle 1 direkt am Druckstutzen keine Kühlung erfährt und die Luft hier auf den Systemdruck verdichtet ist.

5.1.2. Kennfeld T_2

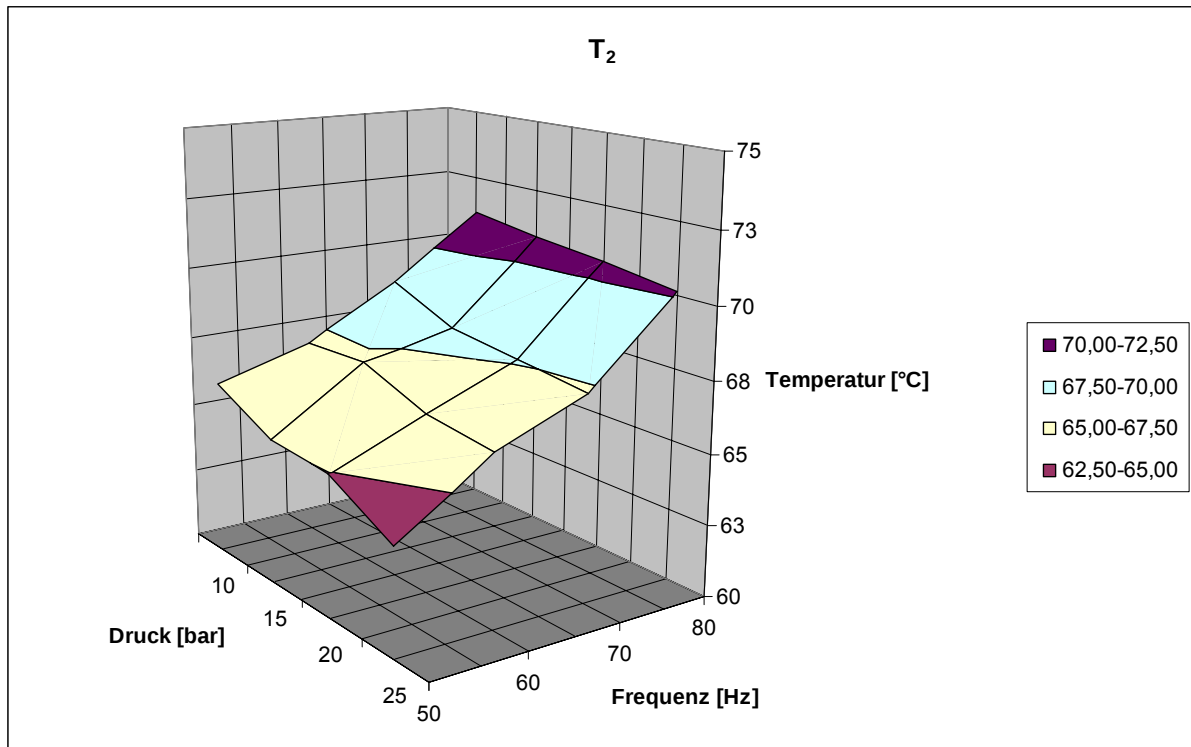


Bild 5-2: Kennfeld Temperaturfühler 2

Diese Messstelle befindet sich am oberen Gehäuseteil des Druckstutzens. Man erkennt die Zunahme der Temperatur mit steigender Drehzahl und den geringen Einfluß der spezifischen Öleinspritzmenge, welche ja mit steigendem Druck ebenso zunimmt.

Daraus ergibt sich ein eher flaches Kennfeld, mit maximalen Temperaturunterschieden bei 25bar von etwa 6°C.

Außergewöhnlich ist jedoch die Tatsache, dass bei einem Systemdruck von 25bar die geringsten Temperaturen auftreten.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	66,16	65,09	64,96	63,72
3600	67,13	67,22	66,31	65,98
4200	68,93	67,90	67,60	67,28
4800	71,15	70,79	70,51	70,15

Tabelle 5-2: Werte an Position 2

5.1.3. Kennfeld T_3

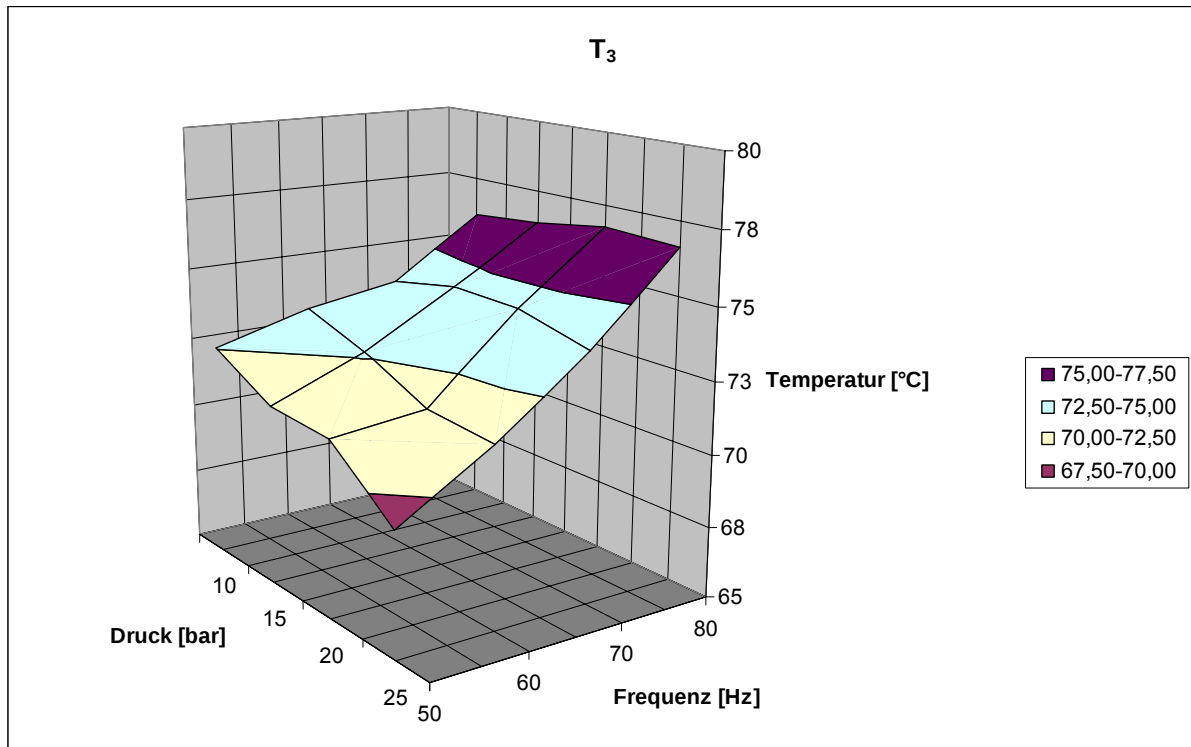


Bild 5-3: Kennfeld Temperaturfühler 3

Die aufgenommenen Werte der Stelle 3 ähneln denen der Position 2. Der Messfühler ist am Gehäuse der Lagerstelle des Hauptrotors platziert.

Die Temperaturwerte weisen eine weitgehende Unabhängigkeit gegenüber dem Druck auf, ändern aber sehr wohl bei steigender Frequenz ihre Zahlenwerte bis zu 7°C.

Genau wie bei T_2 liegt hier ein flaches Kennfeld, ohne größere Abweichungen, vor.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	72,53	71,31	71,16	69,27
3600	73,43	72,64	71,51	71,28
4200	73,98	74,42	74,39	73,70
4800	76,08	76,36	76,76	76,63

Tabelle 5-3: Werte an Position 3

5.1.4. Kennfeld T_4

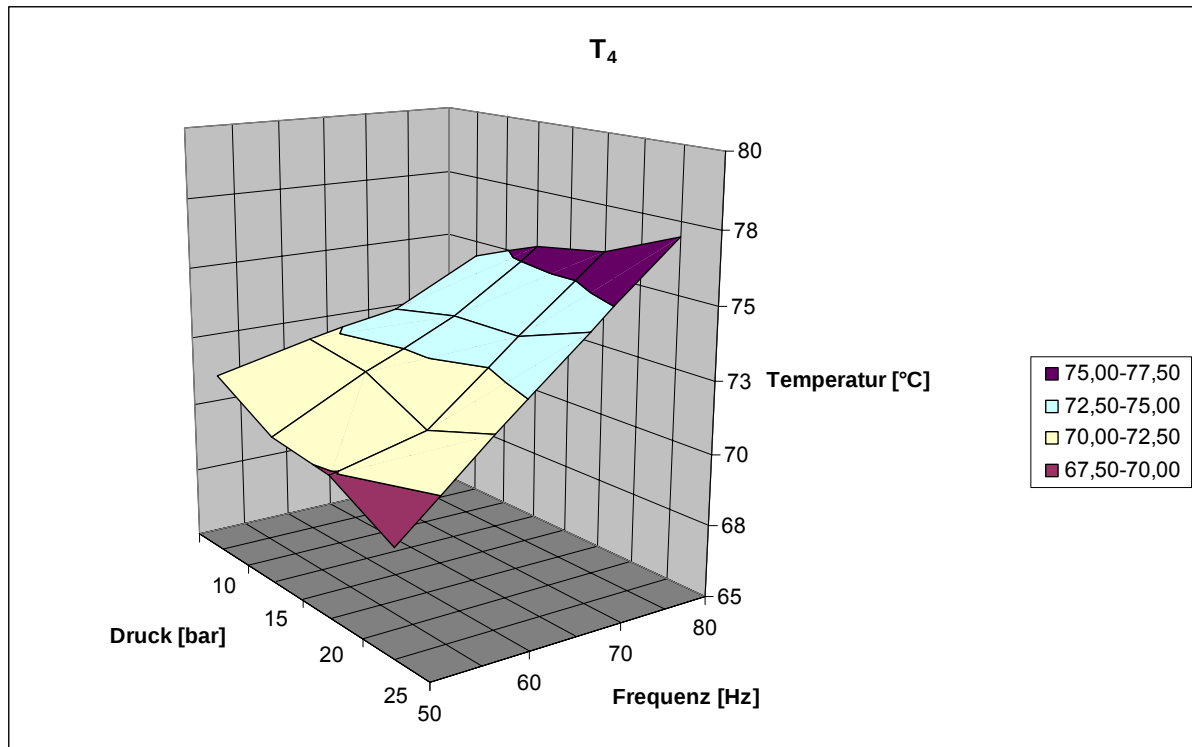


Bild 5-4: Kennfeld Temperaturfühler 4

Position 4 ist die Messstelle des Nebenläuferlagers. Auch hier ist der generelle Trend von T_2 und T_3 abzulesen.

Die Ausnahme bilden die Werte bei 80Hz, welche diesmal auch mit zunehmendem Druck steigen.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	71,46	70,19	69,92	68,70
3600	72,26	71,87	70,74	71,59
4200	72,88	73,35	73,37	74,29
4800	74,48	75,43	75,88	76,98

Tabelle 5-4: Werte an Position 4

5.1.5. Kennfeld T_5

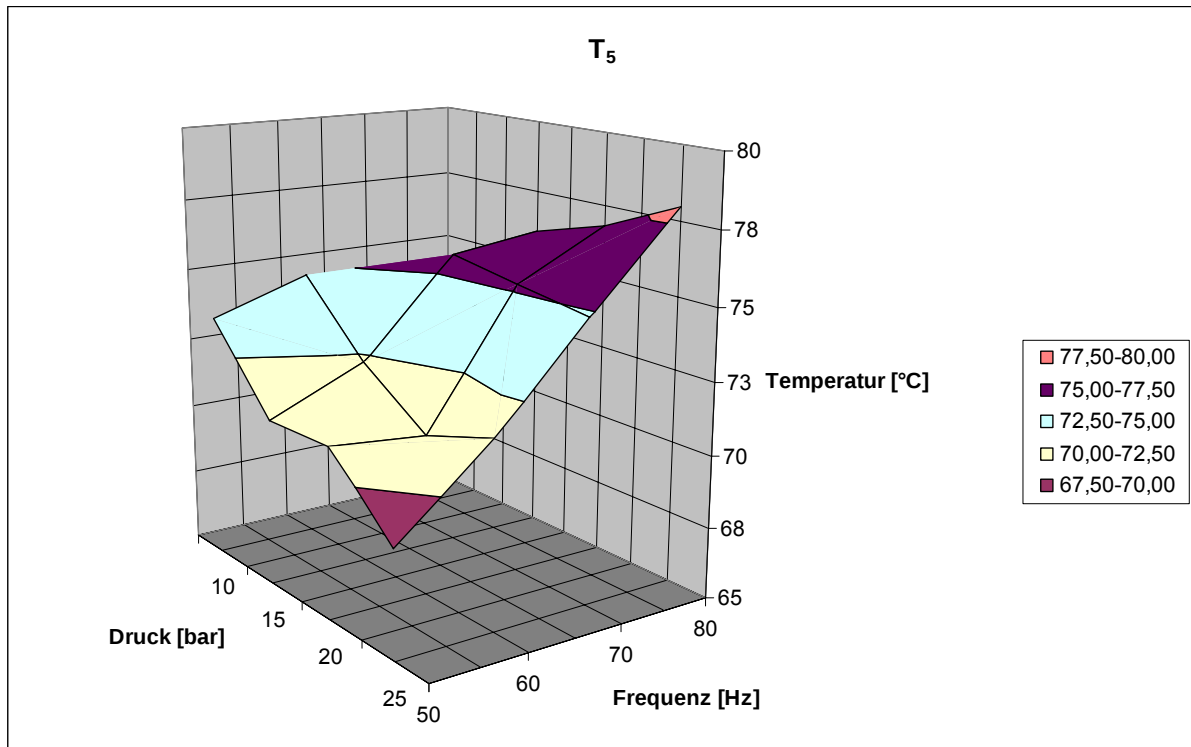


Bild 5-5: Kennfeld Temperaturfühler 5

Der erste Messpunkt am eigentlichen Verdichtergehäuse (siehe Bild 4-1) zeigt ein im ersten Augenblick sonderbares Verhalten.

Einerseits nehmen bei 50Hz und 60Hz die Temperaturen bei steigendem Druck aufgrund der höheren Kühlwirkung ab, andererseits steigen sie bei 70Hz und 80Hz.

Wie aus Tabelle 4-1 zu sehen ist, beträgt die spezifische Öleinspritzmenge bei 25bar und 50Hz fast das Dreifache gegenüber der bei 50Hz und 10bar.

Bei 80Hz wird die nicht einmal doppelte Menge eingespritzt, was natürlich zwangsläufig zu erhöhten Temperaturen führen muß.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	73,59	70,85	70,94	68,70
3600	74,69	72,26	70,62	71,48
4200	73,22	75,61	75,23	74,83
4800	72,60	76,05	76,81	78,01

Tabelle 5-5: Werte an Position 5

5.1.6. Kennfeld T_6

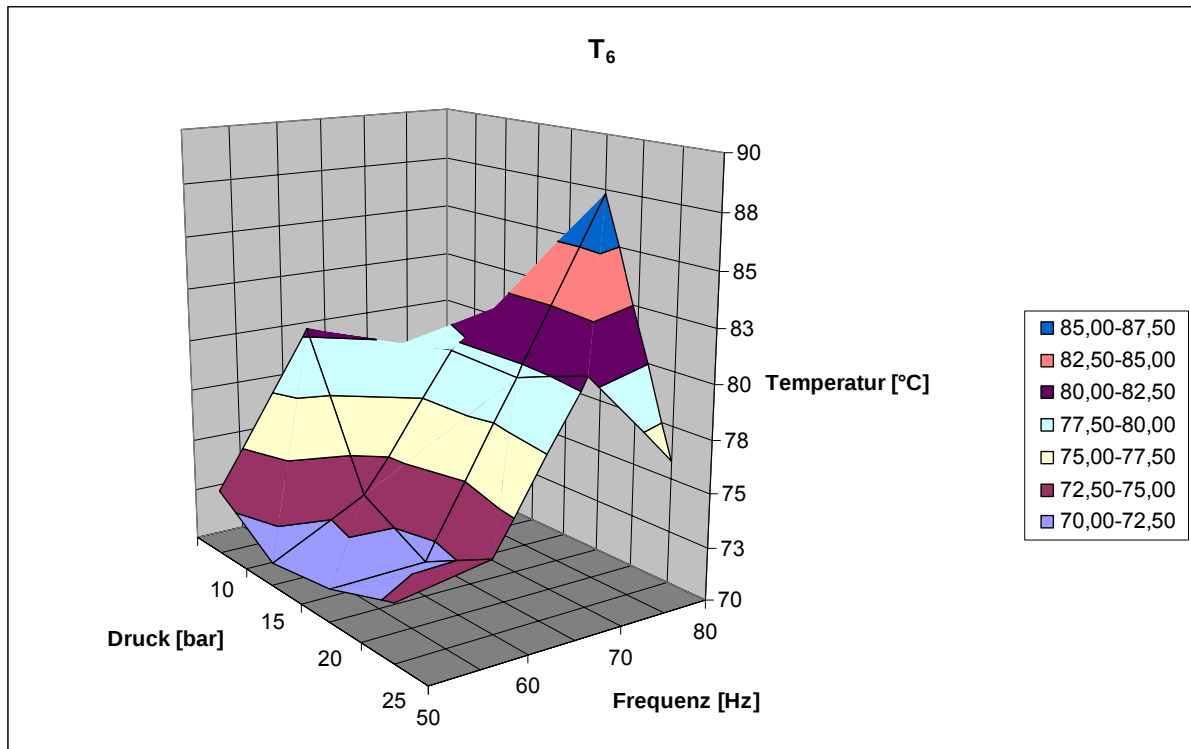


Bild 5-6: Kennfeld Temperaturfühler 6

Die Werte der Position 6 weisen, neben der größten Temperaturdifferenz von 16°C bei 20bar, auch die absoluten Temperaturhöchstwerte auf.

Neben der in Kapitel 4.3.3 geäußerten Vermutung, dass diese Stelle eine schlechte Kühlung besitzt, drängt sich auch der Verdacht des schlechten Wärmeübergangs auf.

Erstaunlicherweise ist die Temperatur bei unterschiedlichem Druck, aber bei sonst gleichen Bedingungen bei 25bar um ca. 11,5°C kleiner als bei 20bar. Worauf dies zurückzuführen ist, konnte im Zuge dieser Arbeit nicht geklärt werden.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	73,13	71,09	71,54	72,71
3600	80,38	73,33	71,68	73,41
4200	78,74	79,59	79,43	80,59
4800	73,82	81,79	87,32	75,86

Tabelle 5-6: Werte an Position 6

5.1.7. Kennfeld T_7

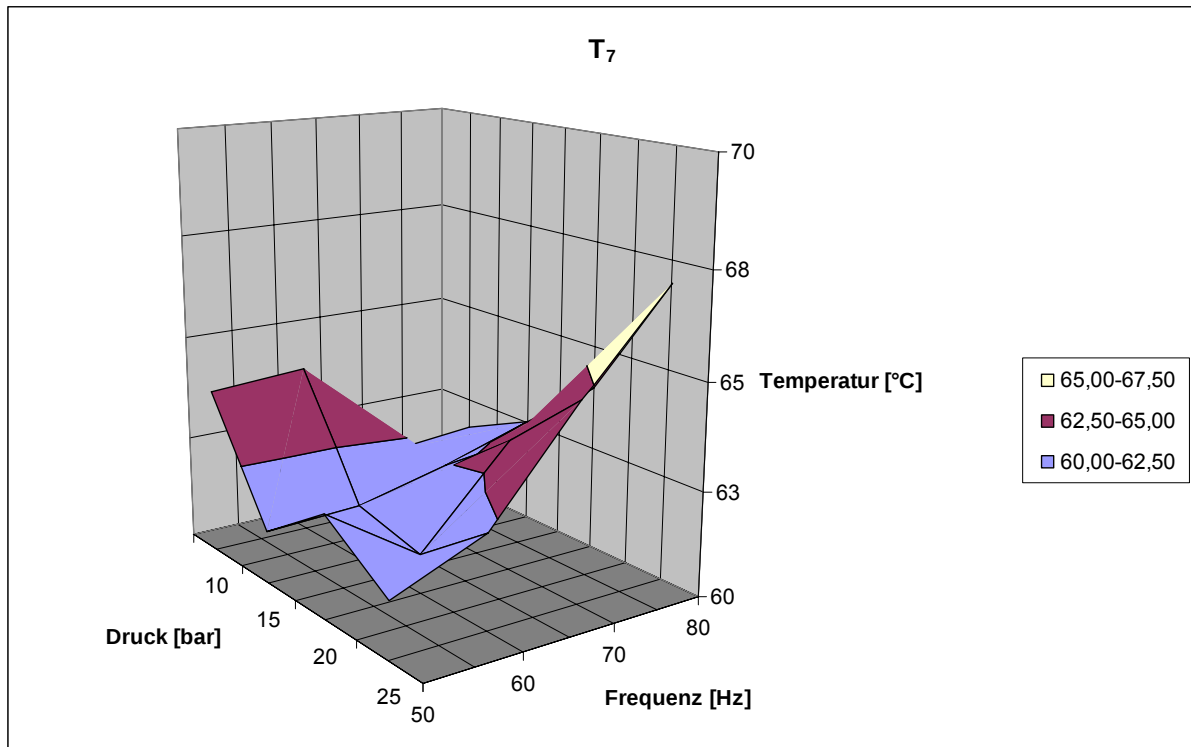


Bild 5-7: Kennfeld Temperaturfühler 7

Das Kennfeld des Temperaturfühlers 7 liegt in der Mitte des Verdichtergehäuses, siehe Bild 4-1.

Es zeichnet sich durch niedrige und, bis auf die Temperatur bei 25bar und 80Hz, nahezu konstante Werte aus.

Ein klarer Zusammenhang zwischen den einzelnen Betriebsparametern und der Temperatur ist somit aus Bild 5-7 nicht gegeben.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	63,95	61,26	62,43	61,31
3600	64,13	61,36	60,94	62,24
4200	61,53	61,87	63,14	64,72
4800	61,74	62,53	64,01	66,97

Tabelle 5-7: Werte an Position 7

5.1.8. Kennfeld T_8

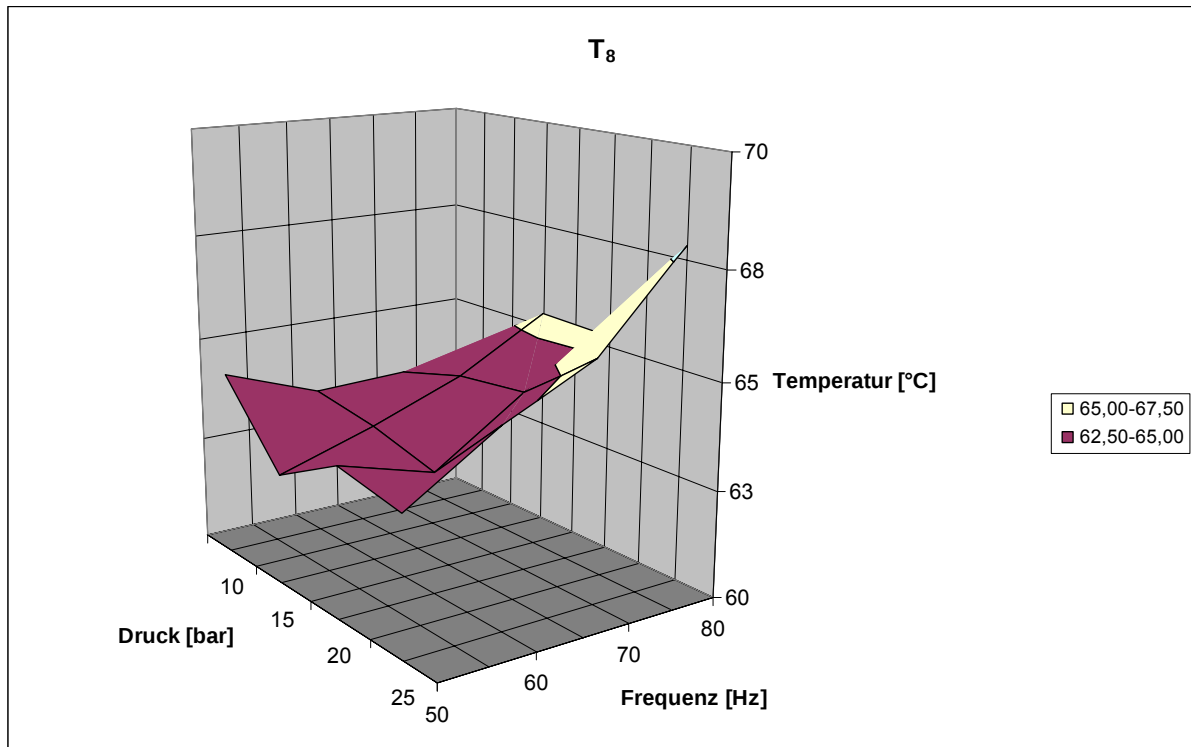


Bild 5-8: Kennfeld Temperaturfühler 8

Dieses Kennfeld unterscheidet sich kaum von jenem an der Stelle 7. Der einzige Unterschied ist der, dass die T_8 tendenziell um 1 – 2°C wärmer ist.

Da die Wärmeübertragung am Nebenrotor aufgrund der geringeren Drehzahl ungünstiger als beim Hauptrotor ist, würde die etwas höheren Temperaturen auf der Seite des Nebenläufers erklären.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	64,38	62,60	63,51	63,21
3600	63,59	63,31	62,88	64,63
4200	63,66	64,14	64,32	65,65
4800	63,39	65,34	65,26	67,83

Tabelle 5-8: Werte an Position 8

5.1.9. Kennfeld T_9

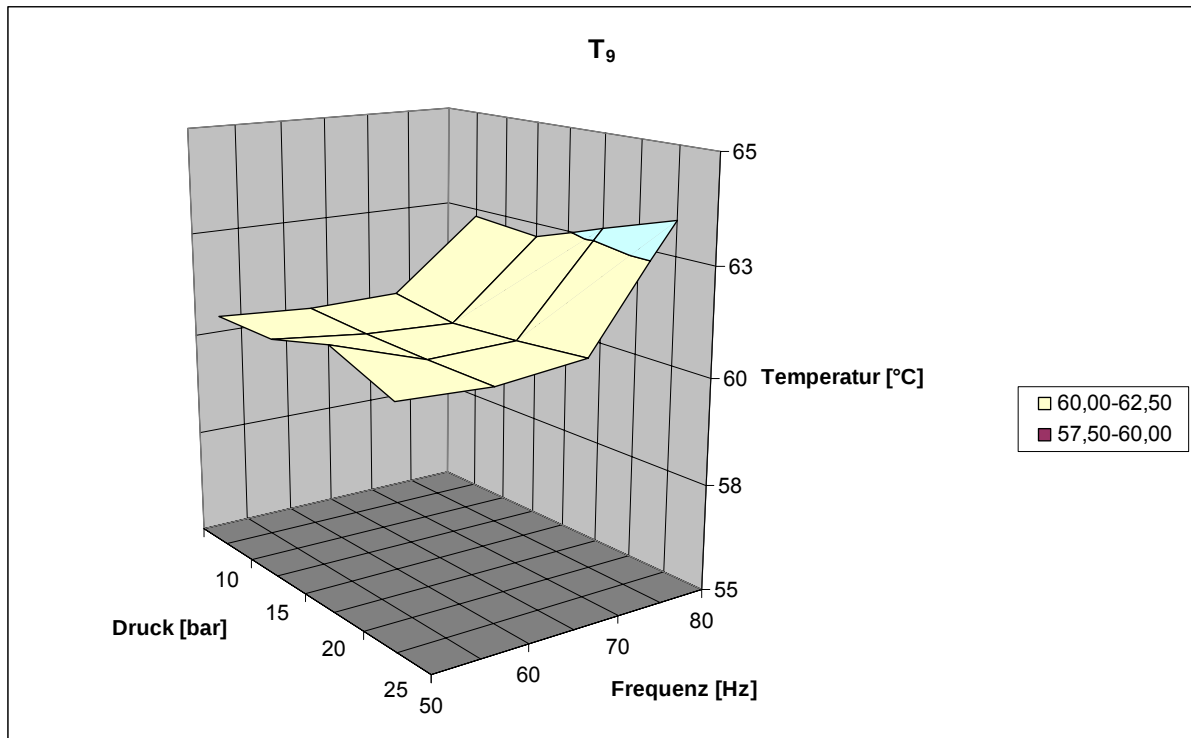


Bild 5-9: Kennfeld Temperaturfühler 9

Die mit Abstand geringsten Temperaturen treten – neben T_{10} – an der Stelle 9 auf. Mit einem $\Delta T_{\max}$ von 3°C und einer Höchsttemperatur von 63°C ist T_9 am wenigsten thermisch belastet.

Auf der Unterseite des Gehäuses, gegenüber von T_9 und T_{10} , wird das durch den Rohrwärmetauscher auf 60°C gekühlte Öl eingespritzt. Somit liegt es nahe, dass die Messpunkte in der Nähe beziehungsweise gegenüber der Einspritzstelle ungefähr die gleiche Temperatur aufweisen, zumal in diesem Abschnitt des Verdichters noch keine nennenswerte Kompression stattfindet.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	60,71	60,68	61,09	60,46
3600	60,57	60,44	60,37	60,33
4200	60,60	60,36	60,44	60,58
4800	62,34	62,17	62,78	63,33

Tabelle 5-9: Werte an Position 9

5.1.10. Kennfeld T_{10}

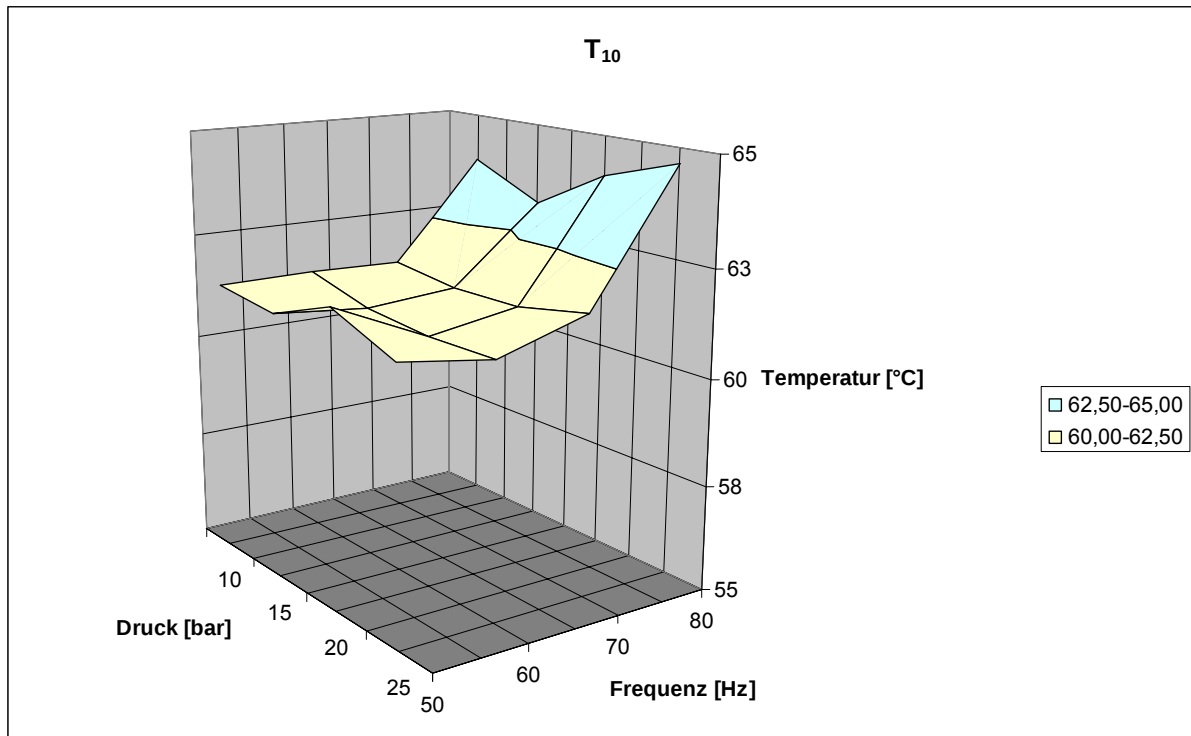


Bild 5-10: Kennfeld Temperaturfühler 10

T_{10} verhält sich wie das Kennfeld des Messpunktes 9. Geringe Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Drücken, und kaum merkliche Steigerungen bei unterschiedlichen Frequenzen.

Dennoch liegen die Durchschnittstemperaturen um 1°C höher als bei T_9 , siehe Kapitel 5.1.6 und 5.1.8.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	61,51	61,32	61,94	61,28
3600	61,53	61,10	60,93	60,94
4200	61,45	61,26	61,27	61,59
4800	63,87	63,09	64,07	64,66

Tabelle 5-10: Werte an Position 10

5.1.11. Kennfeld T_{11}

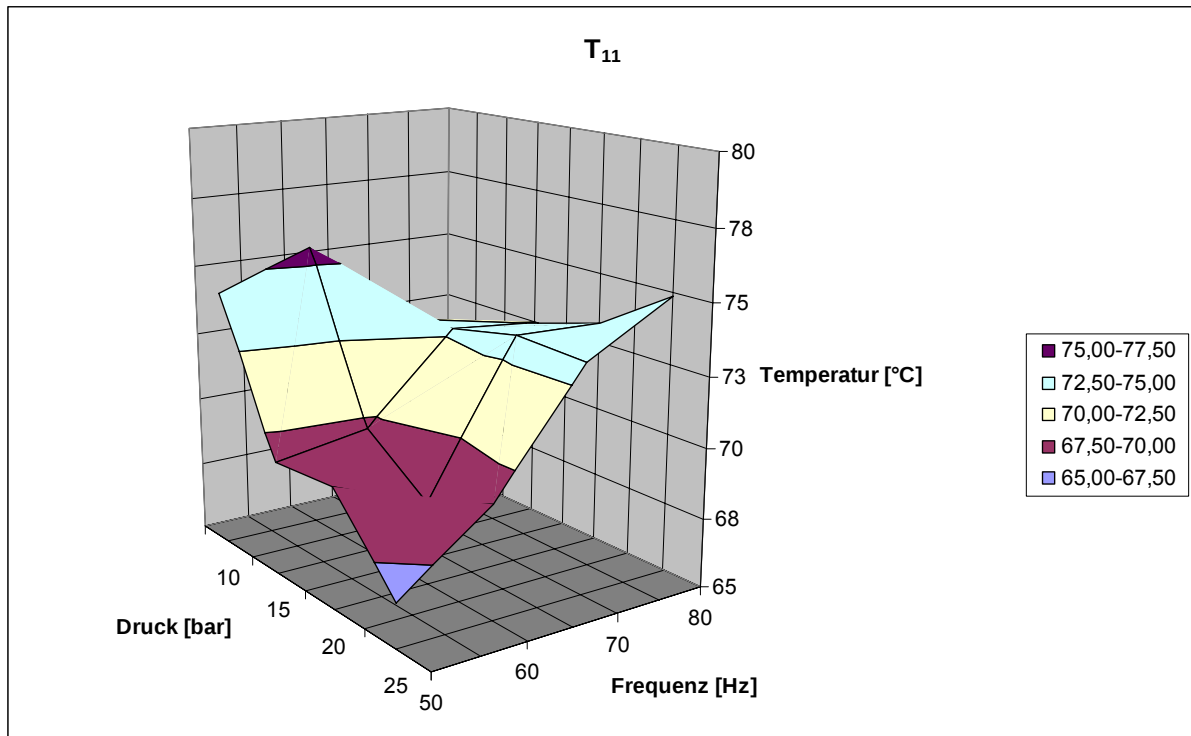


Bild 5-11: Kennfeld Temperaturfühler 11

Mit Temperaturen bis 75°C liegt diese Messstelle im Mittelfeld. Neben T_5 , T_6 und T_7 , haben T_{11} und T_{12} ihre maximale Temperatur bei 10bar und 60Hz, obwohl die spezifische Einspritzmenge bei 60Hz, 70Hz und 80Hz jeweils 10 l/m³ beträgt.

Außerdem ist an diesem Messpunkt der größte Temperaturunterschied zwischen 10bar und 25bar festzustellen, und zwar sowohl bei 50Hz als auch bei 60Hz. Offensichtlich ist an dieser Stelle, der Hauptrotor- Unterseite des Verdichtergehäuses, der Einfluß des Öles am größten, was zu einer Differenz von beachtlichen 8°C bei 50Hz führt.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	74,37	69,10	69,31	66,60
3600	75,61	69,66	67,98	69,03
4200	72,44	72,79	73,28	73,18
4800	71,74	72,46	73,18	74,89

Tabelle 5-11: Werte an Position 11

5.1.12. Kennfeld T_{12}

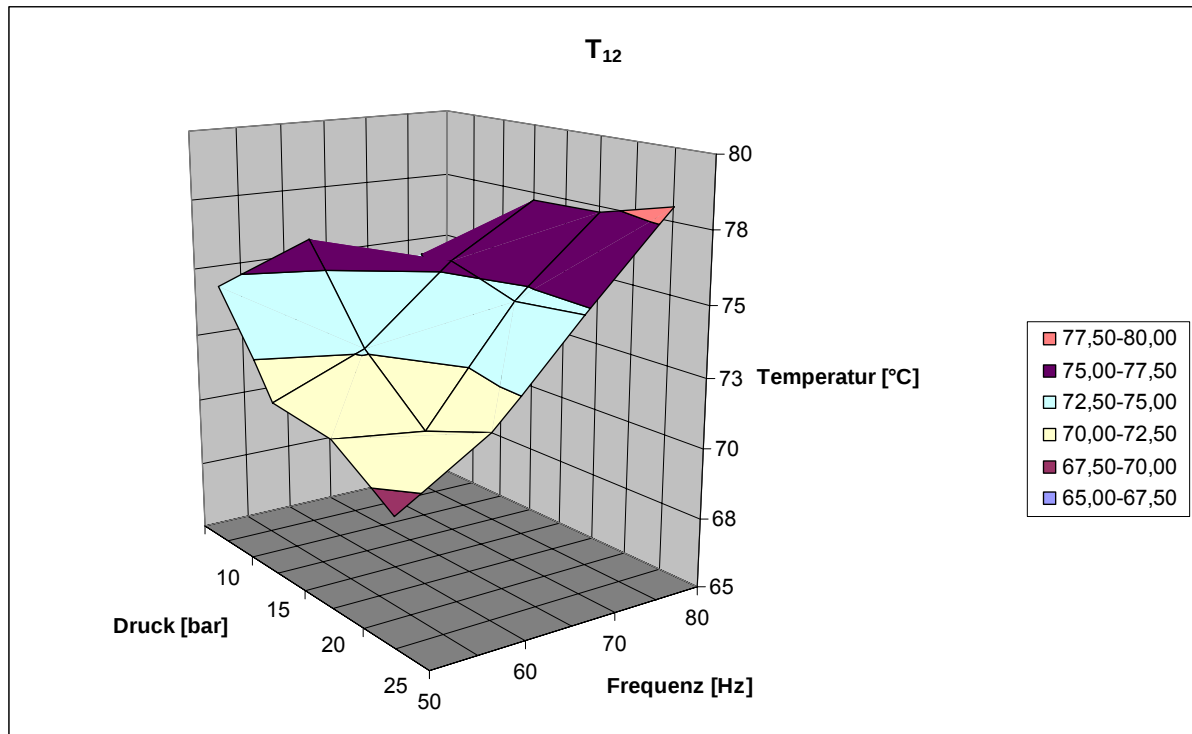


Bild 5-12: Kennfeld Temperaturfühler 12

Außer, dass das Temperaturniveau wieder etwas höher liegt (Nebenrotorseite), läßt sich kein merklicher Unterschied zum Kennfeld 11 feststellen.

Bei 50Hz beträgt die Differenz der Temperaturen bei 10bar und 25bar immer noch 5°C, während sich dieser Trend allerdings bei steigender Drehzahl umkehrt.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	74,69	71,30	70,98	69,46
3600	75,96	72,64	70,54	71,47
4200	74,48	75,37	74,57	74,81
4800	74,87	77,21	77,30	78,00

Tabelle 5-12: Werte an Position 12

5.1.13. Kennfeld T_{14}

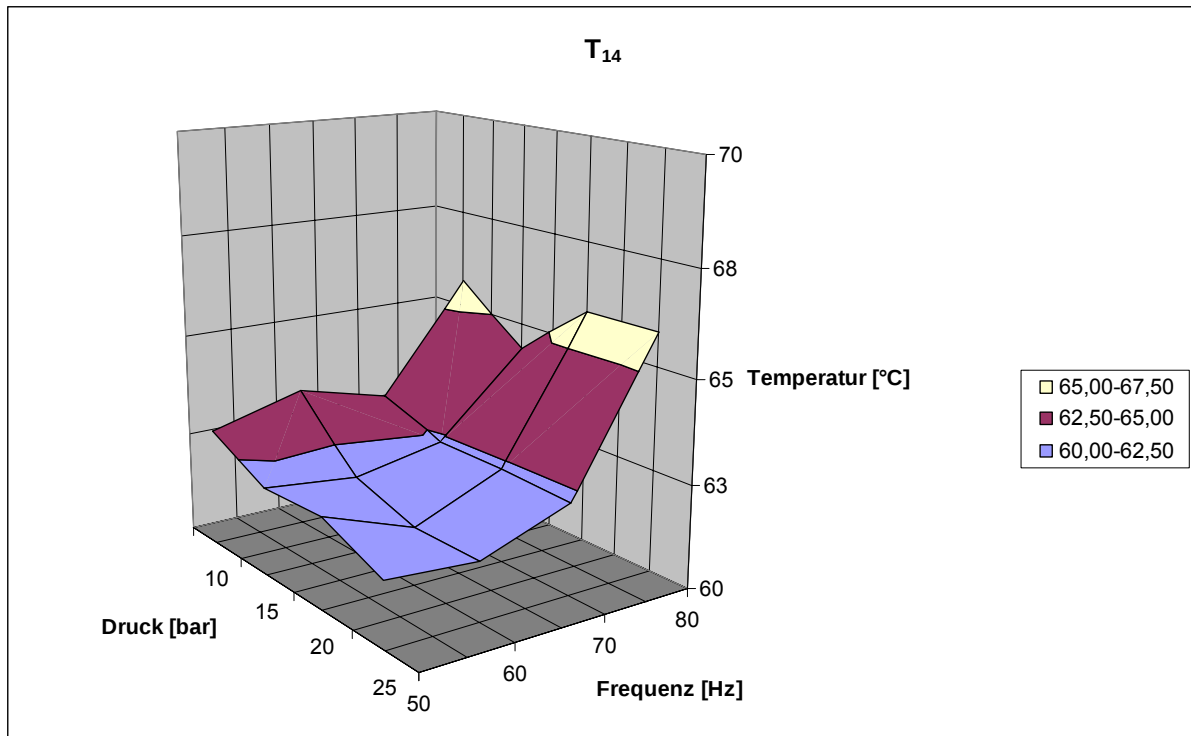


Bild 5-13: Kennfeld Temperaturfühler 14

Erwartungsgemäß sind die Temperaturen im unteren Niveau angesiedelt, denn immerhin liegt diese Messstelle saugseitig, neben der Gehäuseeinspritzstelle.

Wie auch bei einigen anderen Stellen fällt das Kennfeld flach aus. Es gibt kaum Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen angefahrenen Drücken bei gleicher Frequenz, und auch die Differenzen unterschiedlicher Frequenzen halten sich mit 4°C in Grenzen.

Druck [bar]				
Drehzahl [min ⁻¹]	10	15	20	25
3000	62,87	62,15	62,23	61,59
3600	63,50	61,92	61,41	61,43
4200	62,94	62,36	62,34	62,23
4800	65,66	64,37	65,80	65,83

Tabelle 5-13: Werte an Position 14

5.2. Temperaturverteilungen

Die Modellierung des Gehäuses wurde im 3D CAD Programm OneSpace Designer Modelling (ehemals SolidDesigner) von CoCreate vorgenommen. Zusätzlich wurden die Messpunkte als Lastfälle mit fixer Temperatur definiert und an allen Flächen freie Konvektion mit einer Umgebungstemperatur von 22°C aufgebracht, damit eine stationäre Wärmeanalyse durchführbar ist.

Das FE- Modul OneSpace Design Advisor/Thermal erstellte ein Gitternetz mit ca. 30.000 Knoten und gab dieses an das FE- Programm Nastran von MSC Software weiter. Die von Nastran berechneten Ergebnisse wurden im OneSpace Designer graphisch dargestellt.

In den Bildern 5-14 bis 5-45 sind die Temperaturen am Gehäuse dargestellt. Da aufgrund der unbekannten Wärmeeinbringung im Inneren keine Wärmequelle definierbar ist und somit keine tatsächlichen Wärmeflüsse berechnet werden können, haben die Bilder nur repräsentativen Charakter, um die diskrete Verteilung der Temperaturen und deren Werte zu verbildlichen.

5.2.1. 50Hz, 10bar

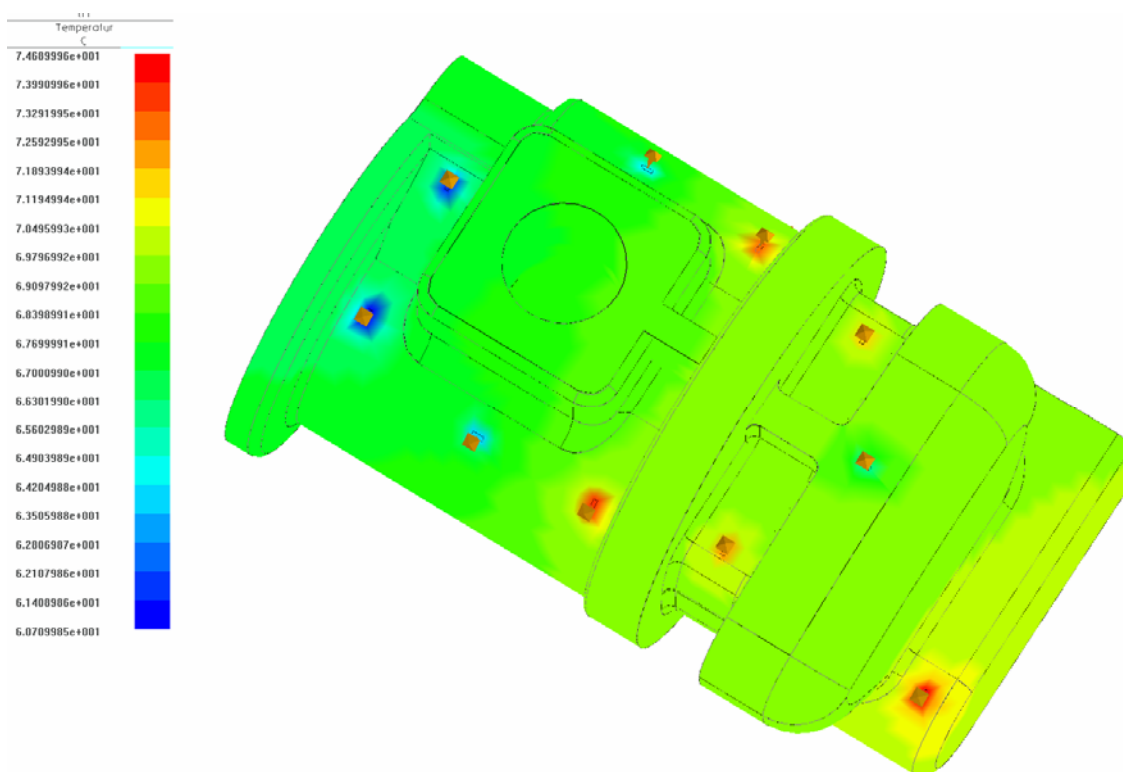


Bild 5-14: FE Auswertung 50Hz, 10 bar, Ansicht von oben

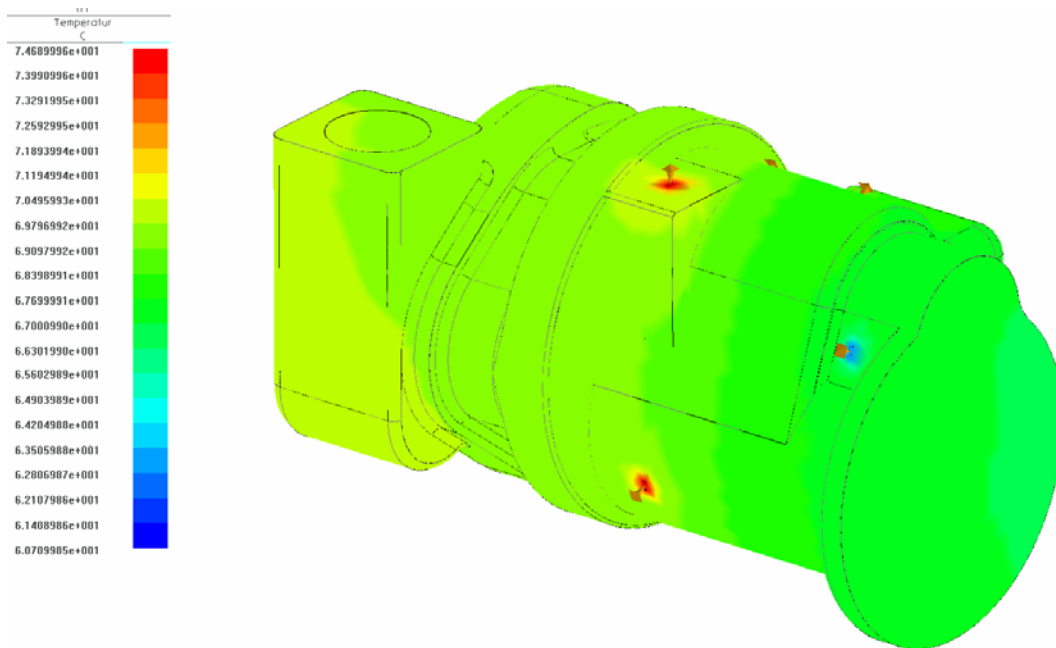


Bild 5-15: FE Auswertung 50Hz, 10 bar, Ansicht von unten

5.2.2. 50Hz, 15bar

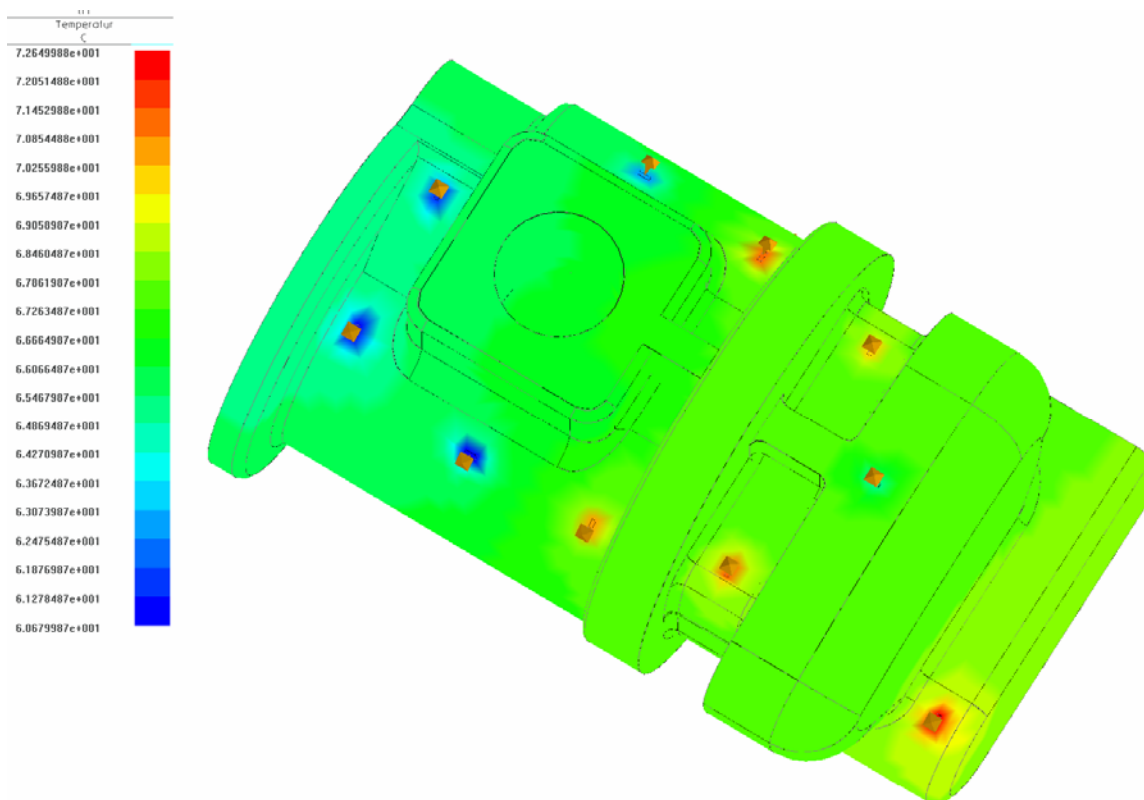


Bild 5-16: FE Auswertung 50Hz, 15 bar, Ansicht von oben

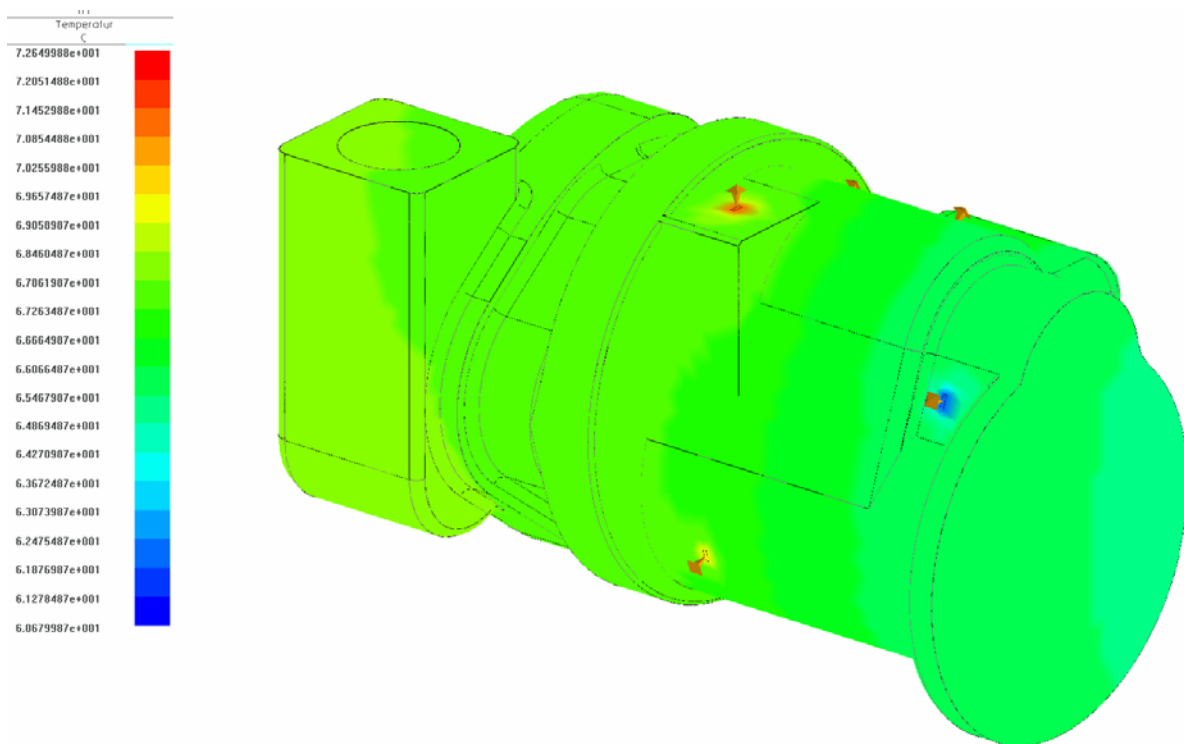


Bild 5-17: FE Auswertung 50Hz, 15 bar, Ansicht von unten

5.2.3. 50Hz, 20bar

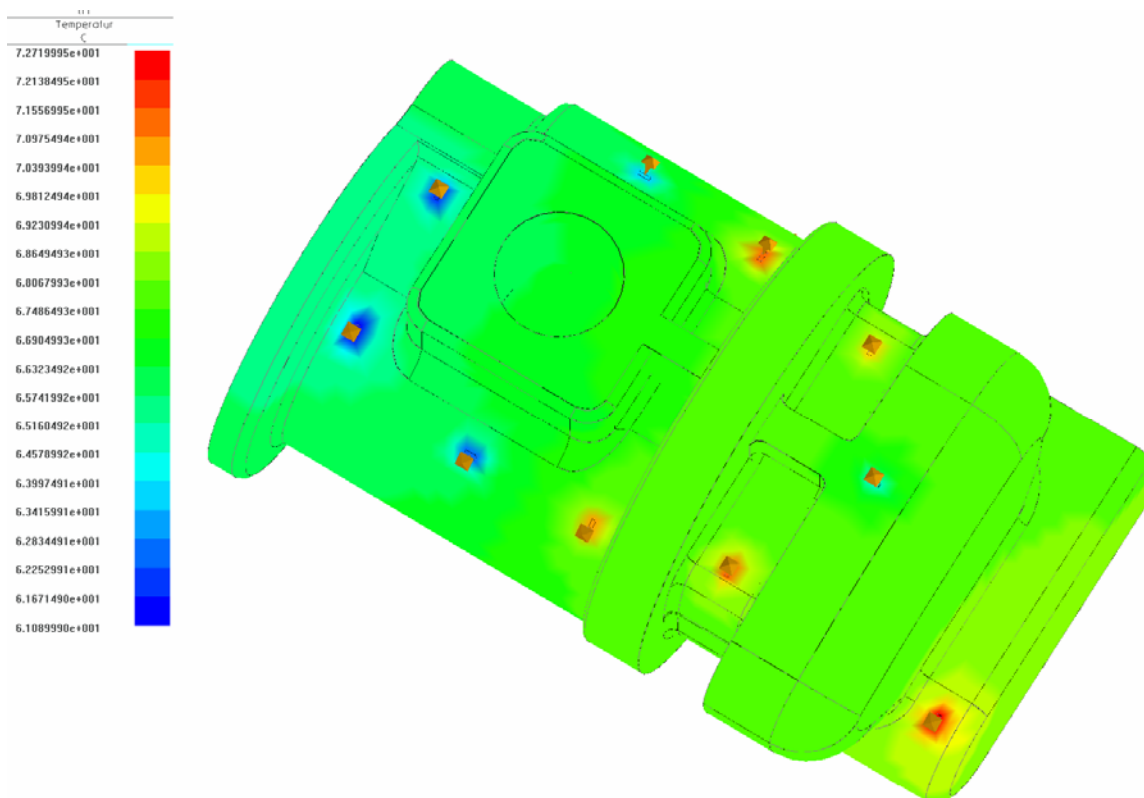


Bild 5-18: FE Auswertung 50Hz, 20 bar, Ansicht von oben

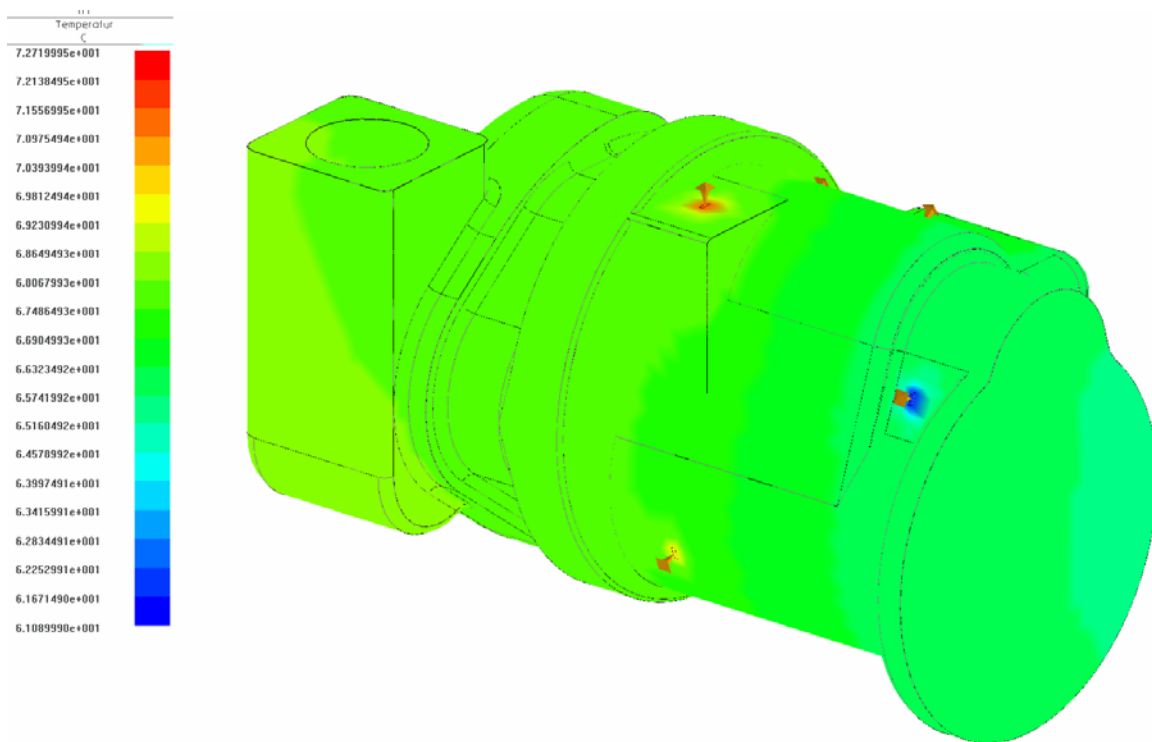


Bild 5-19: FE Auswertung 50Hz, 20 bar, Ansicht von unten

5.2.4. 50Hz, 25bar

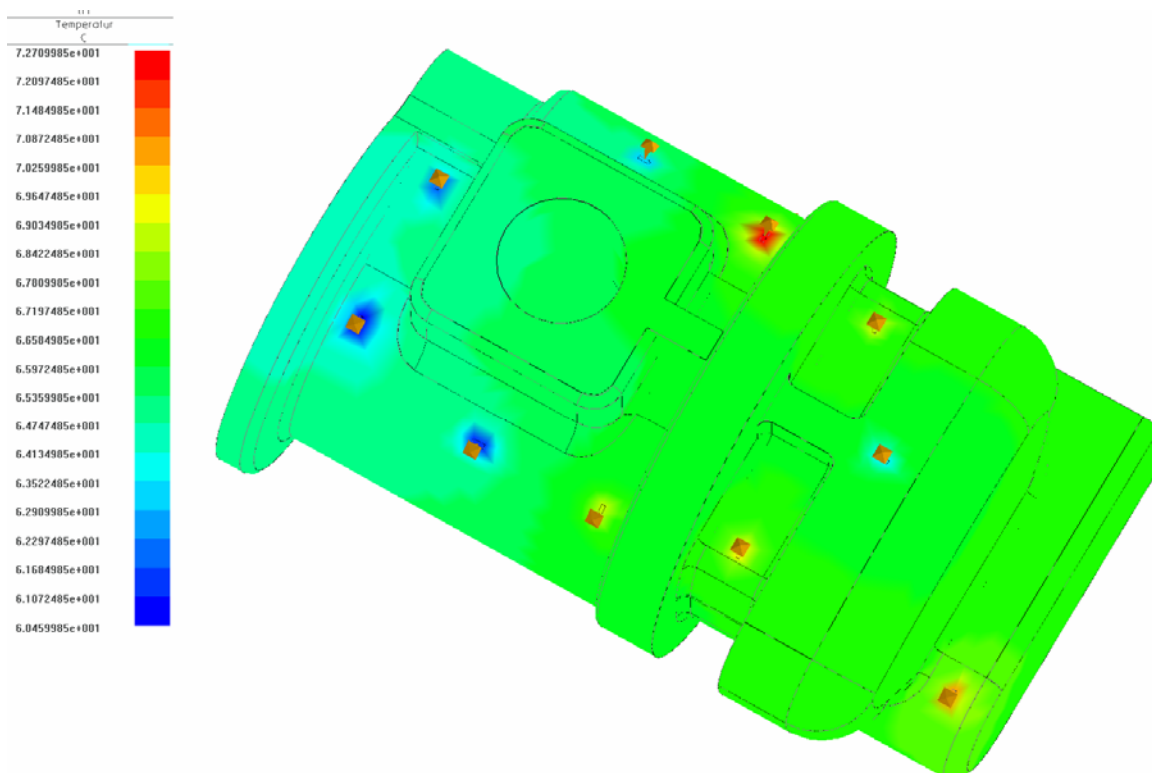


Bild 5-20: FE Auswertung 50Hz, 25 bar, Ansicht von oben

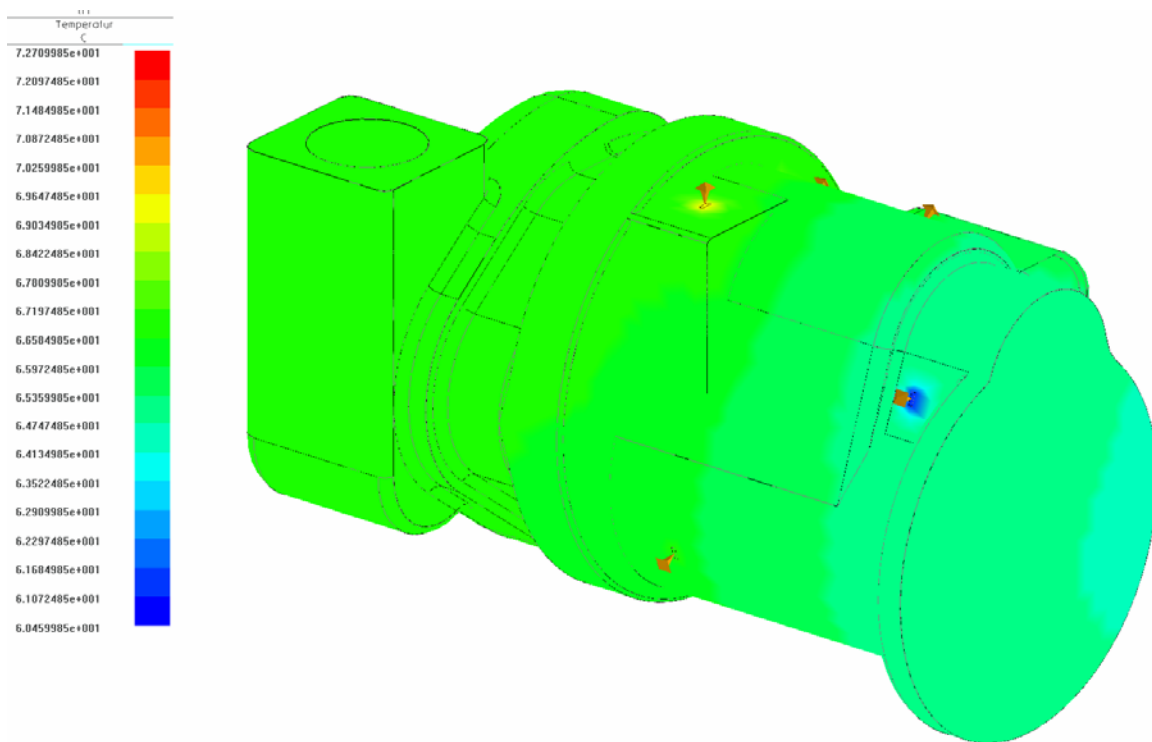


Bild 5-21: FE Auswertung 50Hz, 25 bar, Ansicht von unten

5.2.5. 60Hz, 10bar

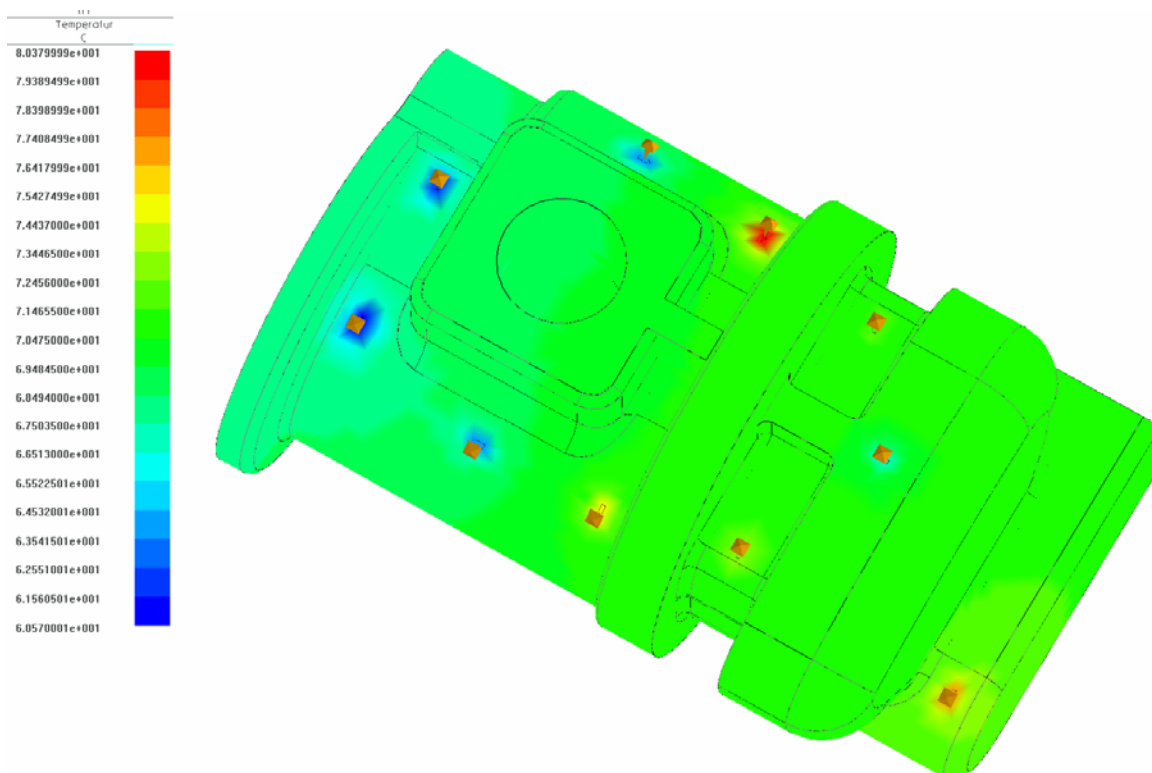


Bild 5-22: FE Auswertung 60Hz, 10 bar, Ansicht von oben

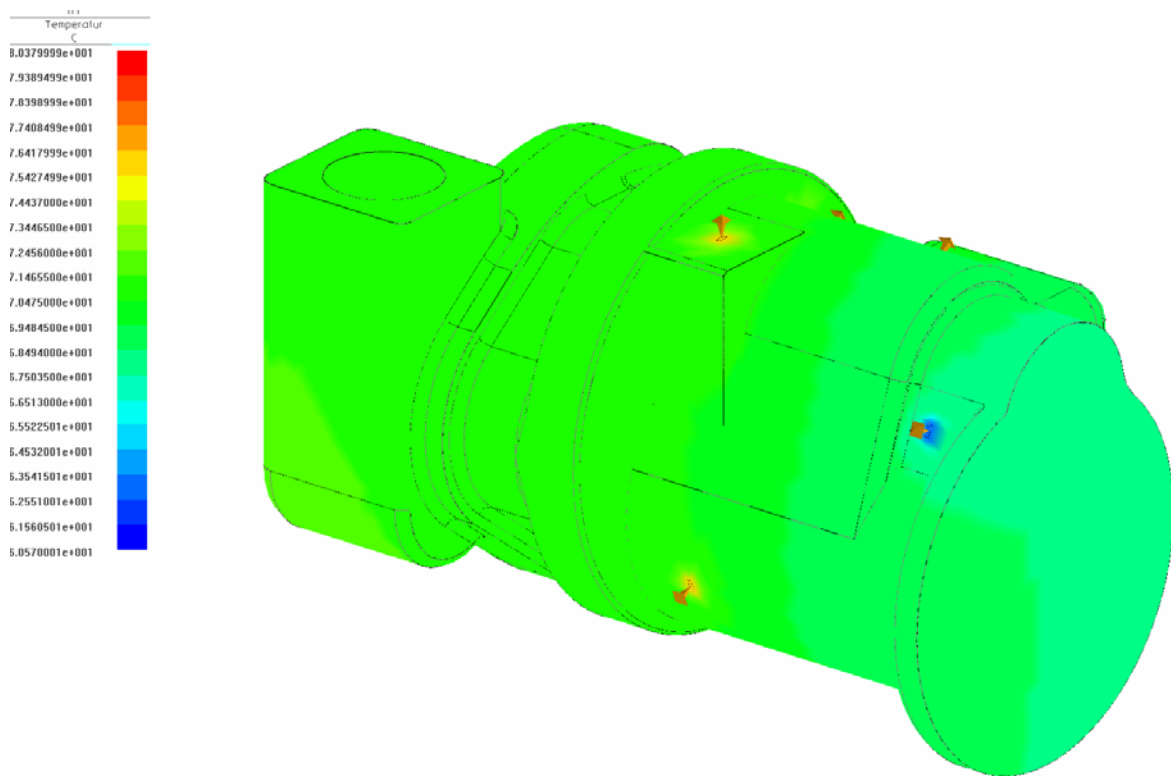


Bild 5-23: FE Auswertung 60Hz, 10 bar, Ansicht von unten

5.2.6. 60Hz, 15bar

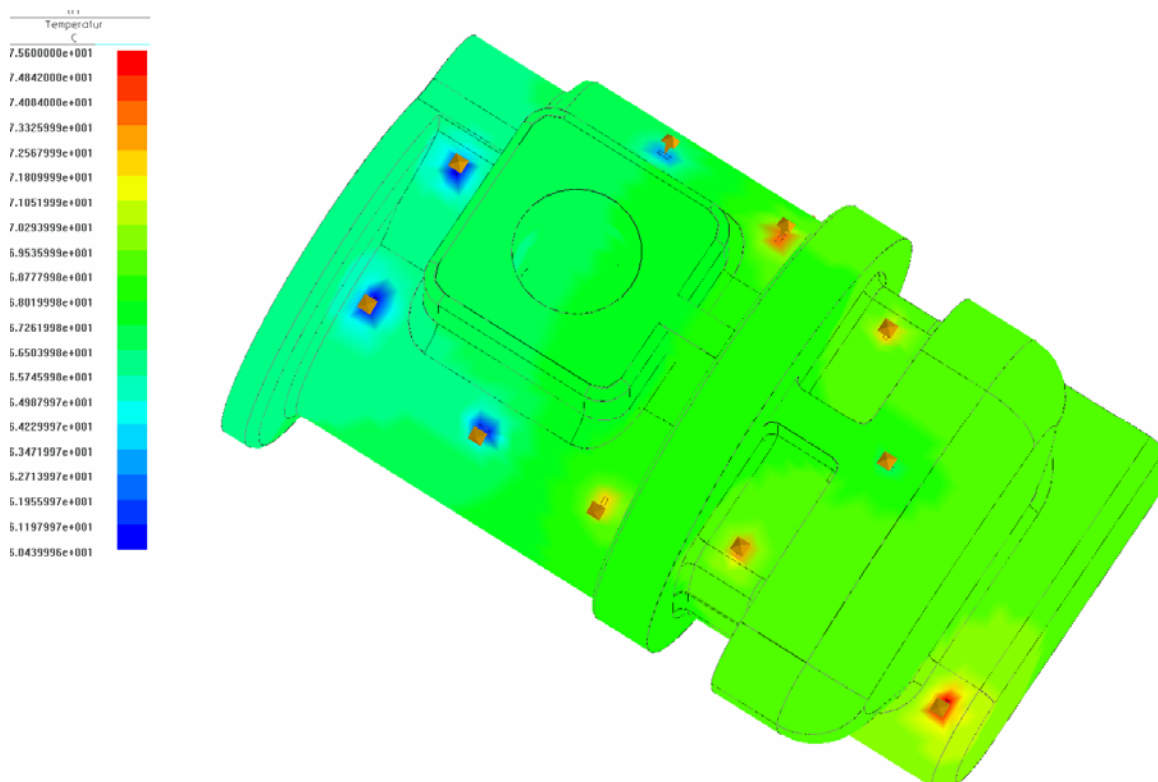


Bild 5-24: FE Auswertung 60Hz, 15 bar, Ansicht von oben

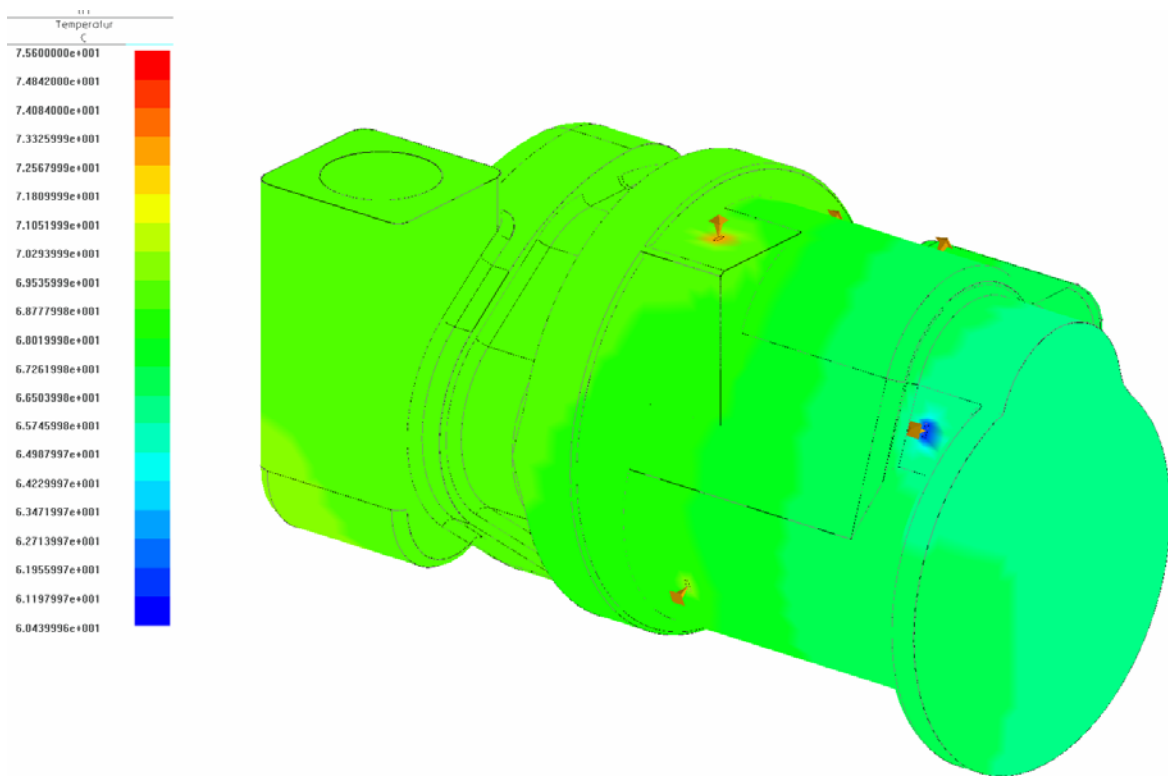


Bild 5-25: FE Auswertung 60Hz, 15 bar, Ansicht von unten

5.2.7. 60Hz, 20bar

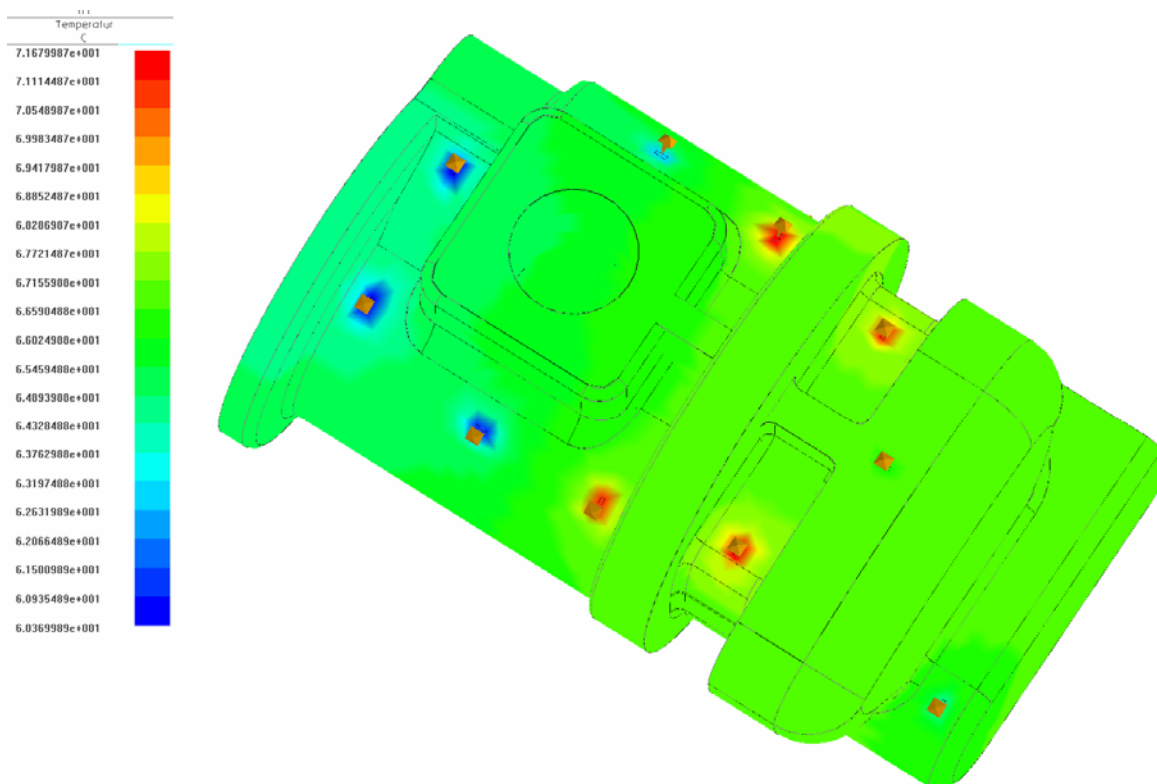


Bild 5-26: FE Auswertung 60Hz, 20 bar, Ansicht von oben

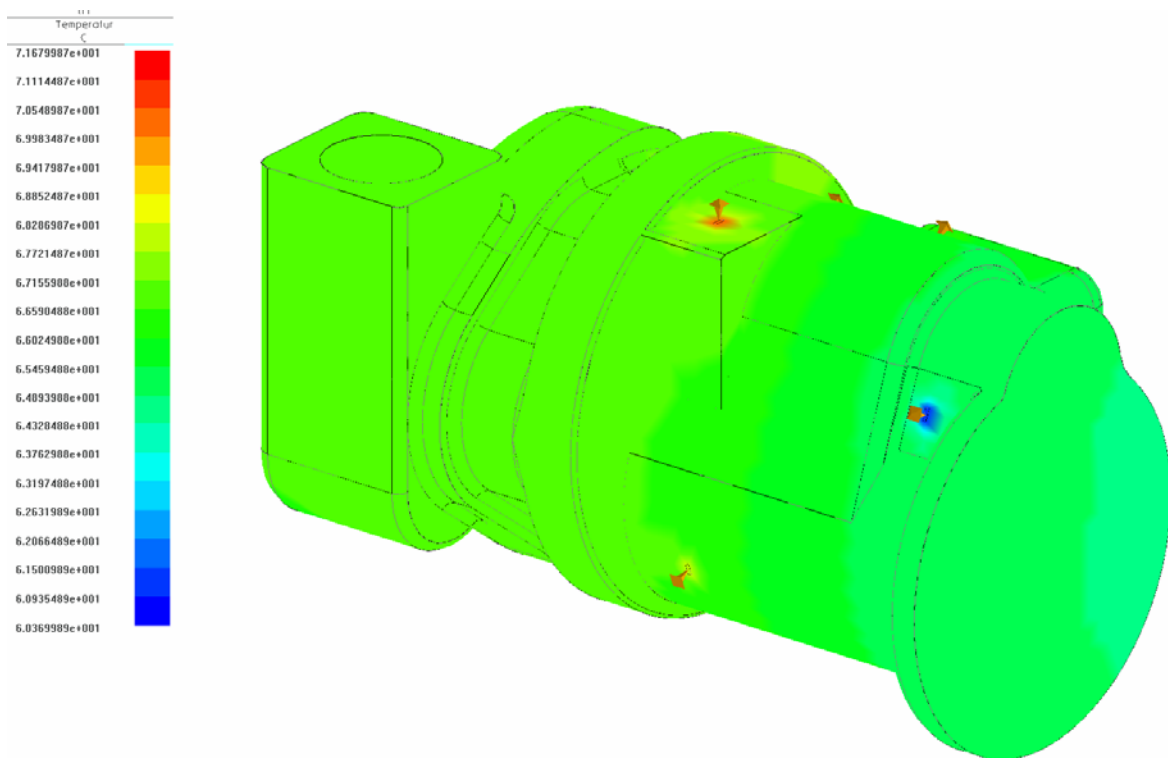


Bild 5-27: FE Auswertung 60Hz, 20 bar, Ansicht von unten

5.2.8. 60Hz, 25bar

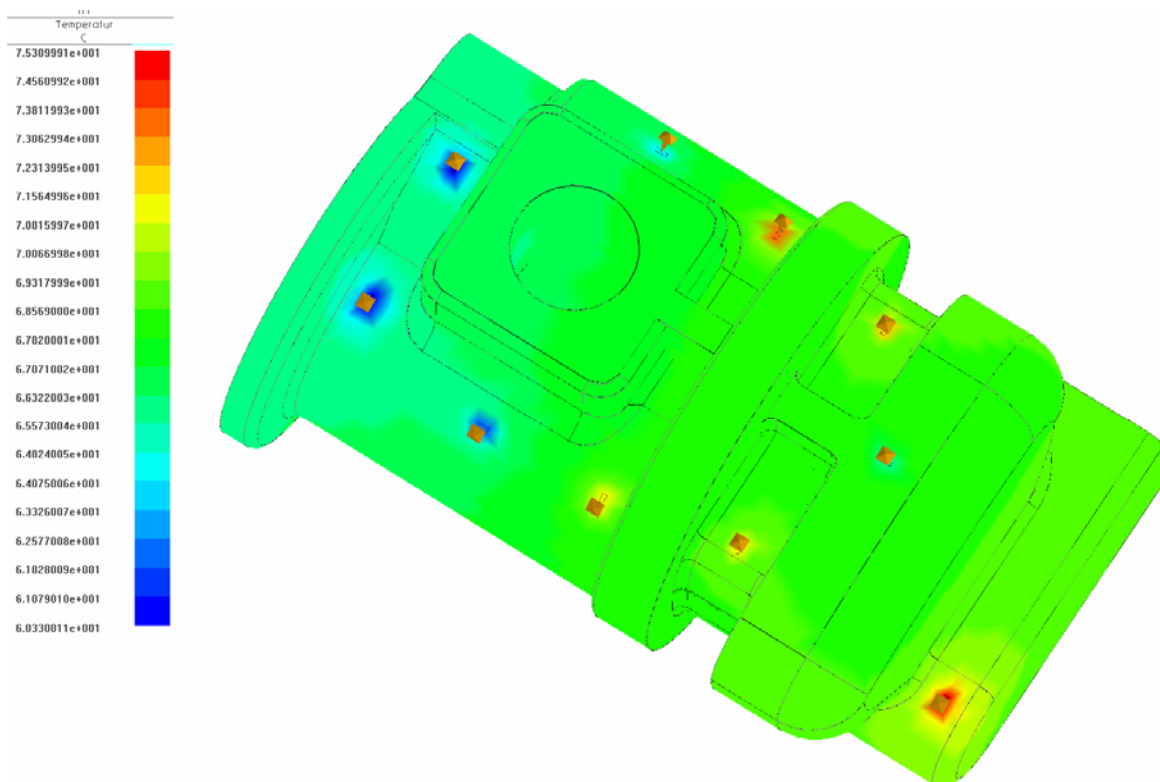


Bild 5-28: FE Auswertung 60Hz, 25 bar, Ansicht von oben

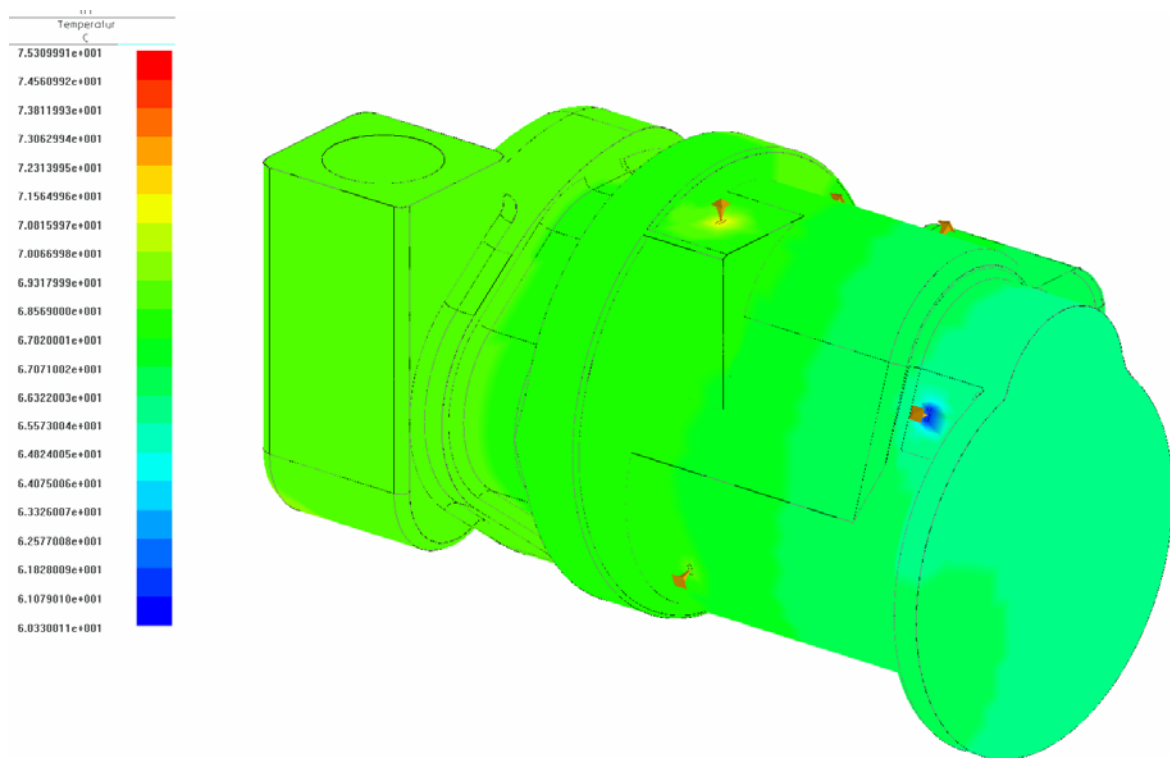


Bild 5-29: FE Auswertung 60Hz, 25 bar, Ansicht von unten

5.2.9. 70Hz, 10bar

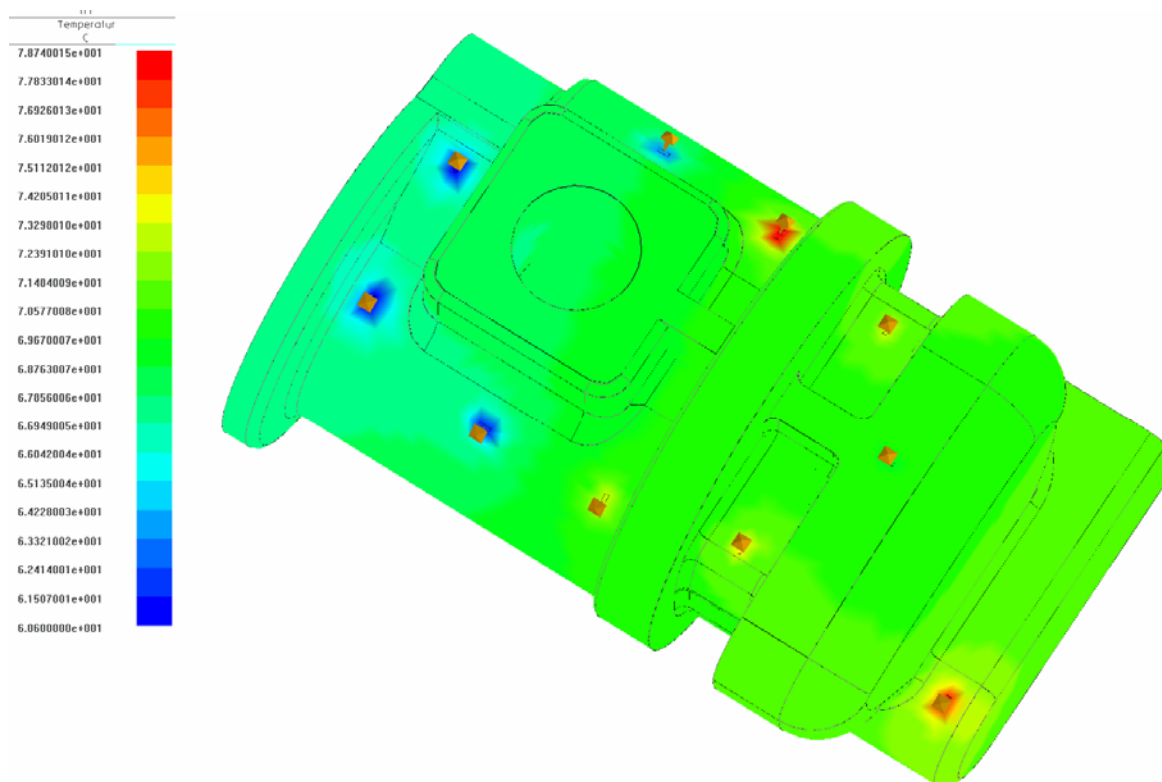


Bild 5-30: FE Auswertung 70Hz, 10 bar, Ansicht von oben

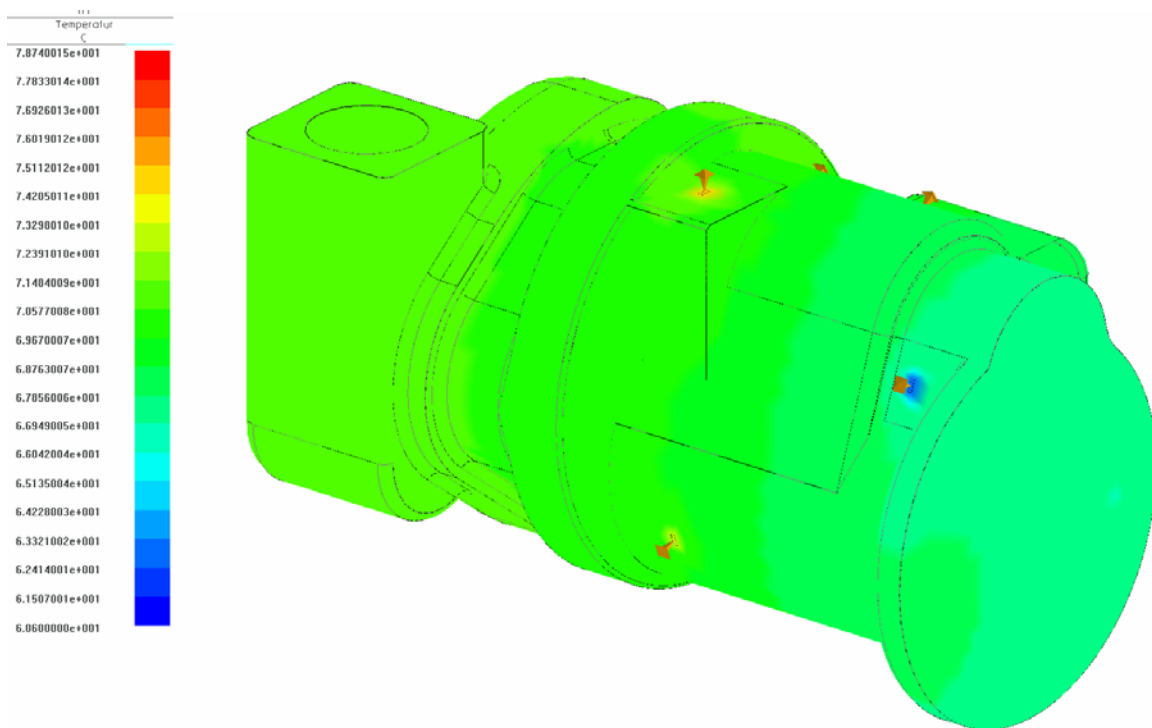


Bild 5-31: FE Auswertung 70Hz, 10 bar, Ansicht von unten

5.2.10. 70Hz, 15bar

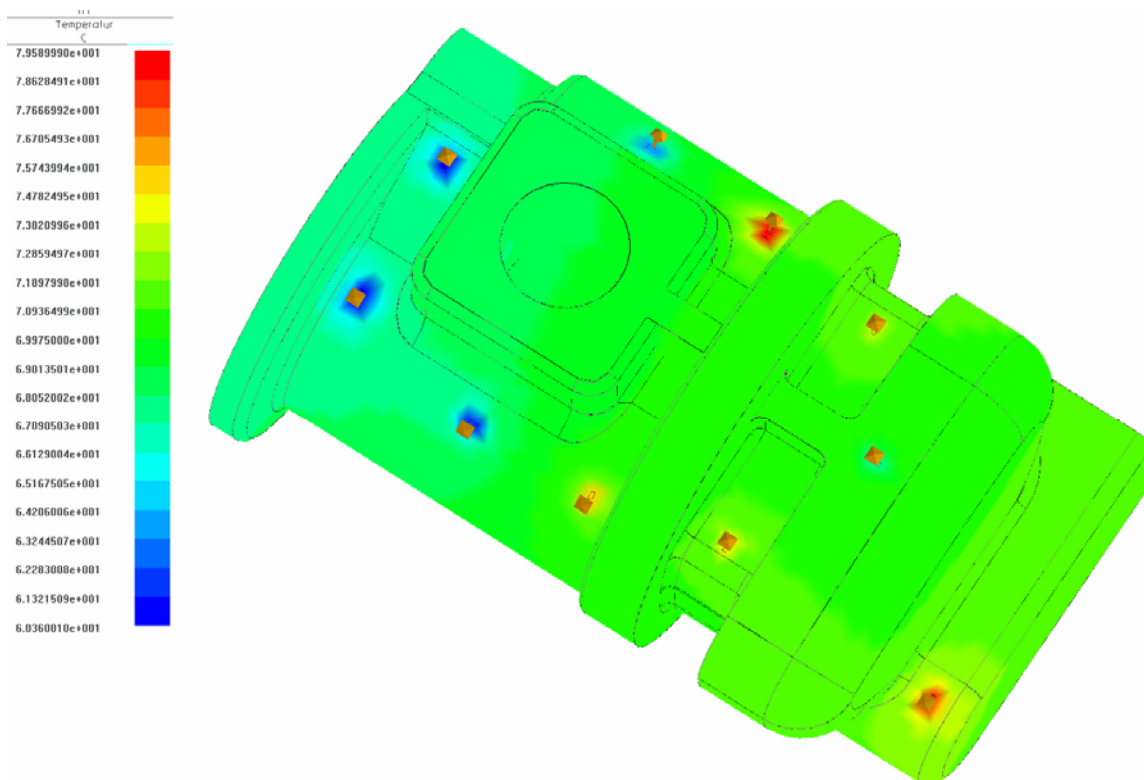


Bild 5-32: FE Auswertung 70Hz, 15 bar, Ansicht von oben

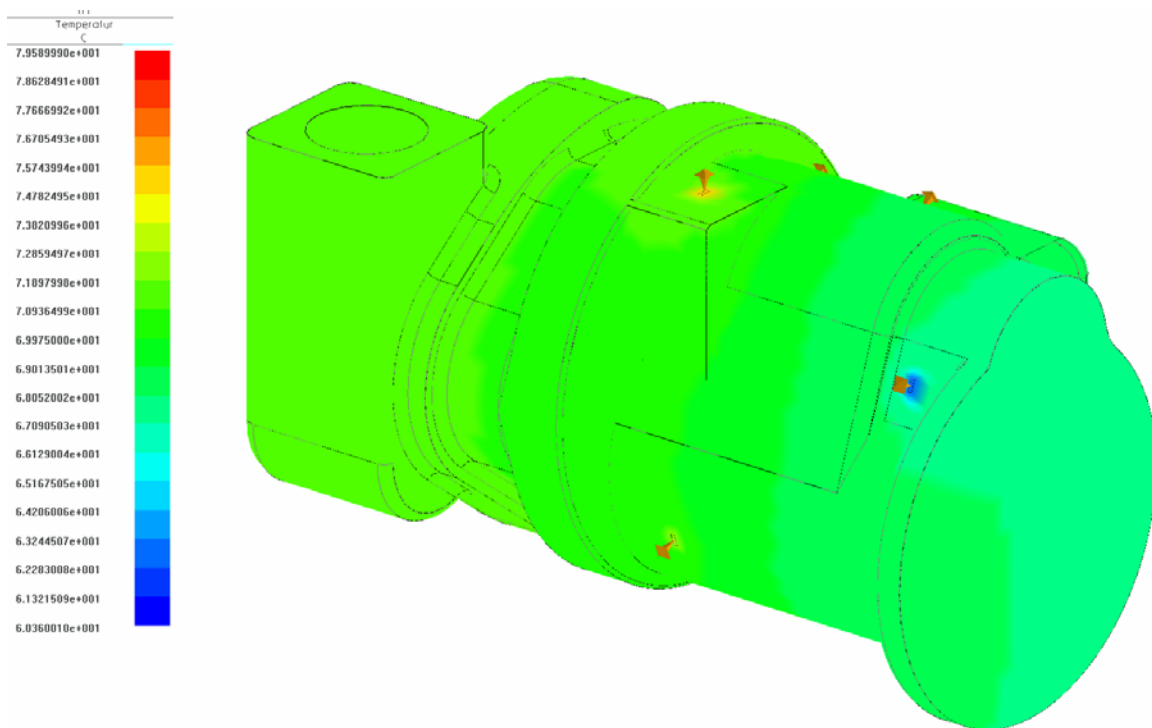


Bild 5-33: FE Auswertung 70Hz, 15 bar, Ansicht von unten

5.2.11. 70Hz, 20bar

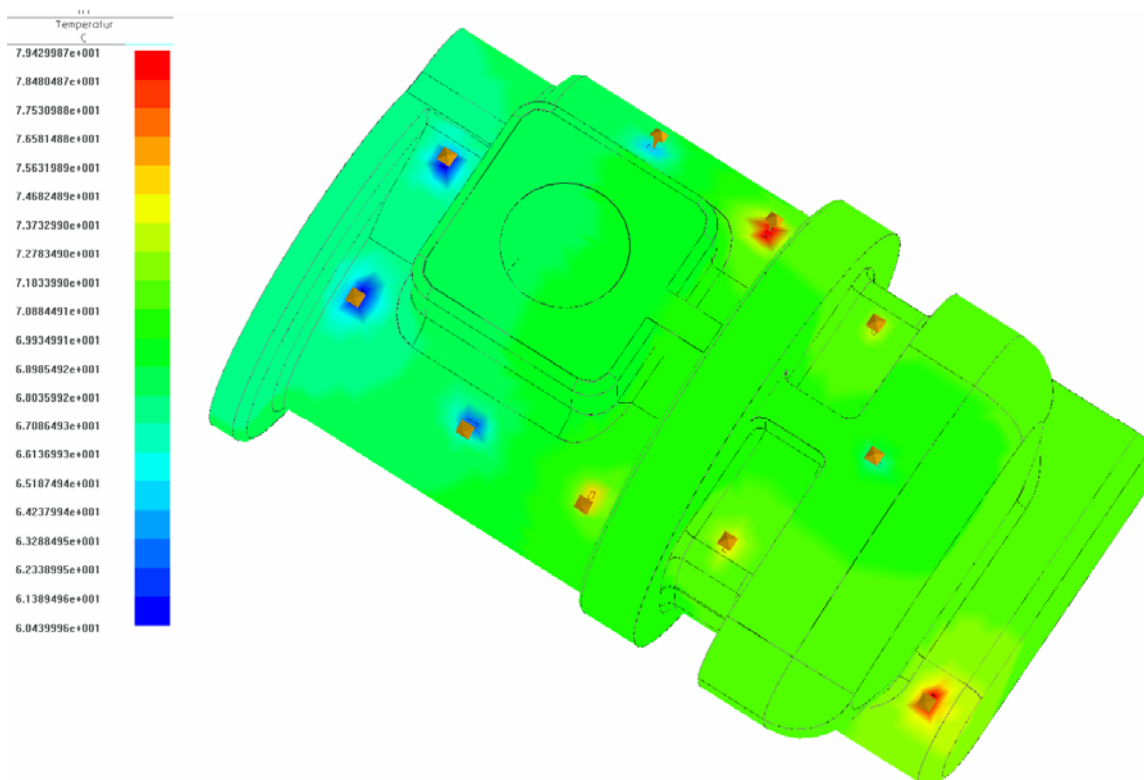


Bild 5-34: FE Auswertung 70Hz, 20 bar, Ansicht von oben

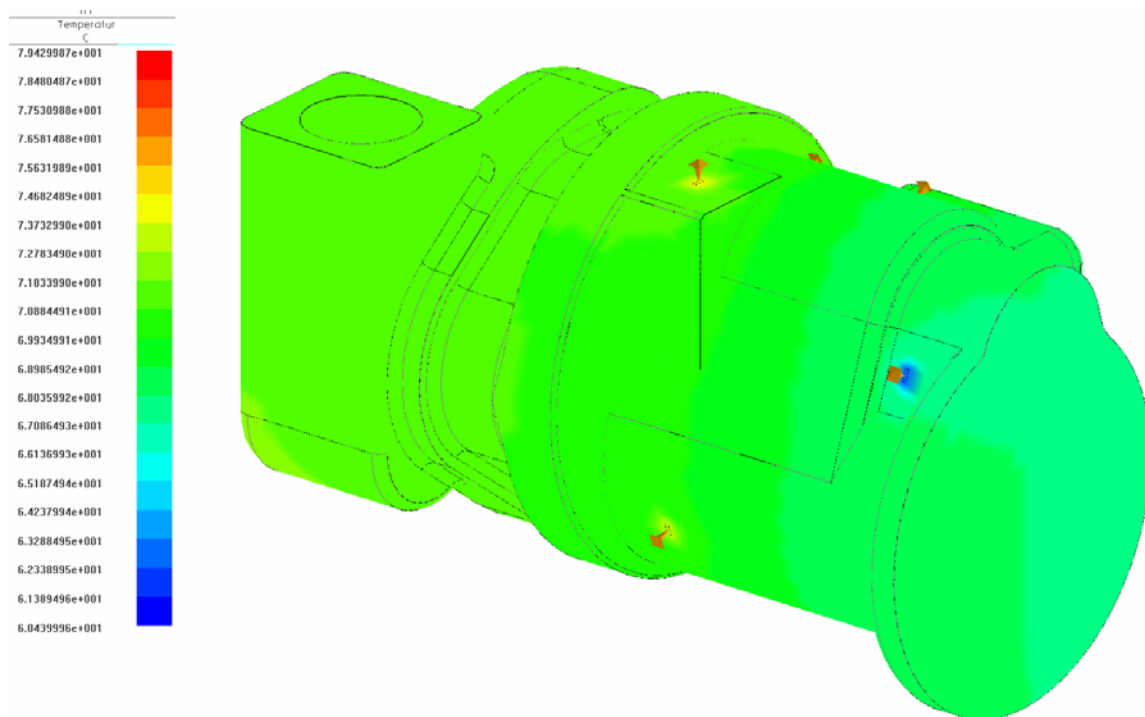


Bild 5-35: FE Auswertung 70Hz, 20 bar, Ansicht von unten

5.2.12. 70Hz, 25bar

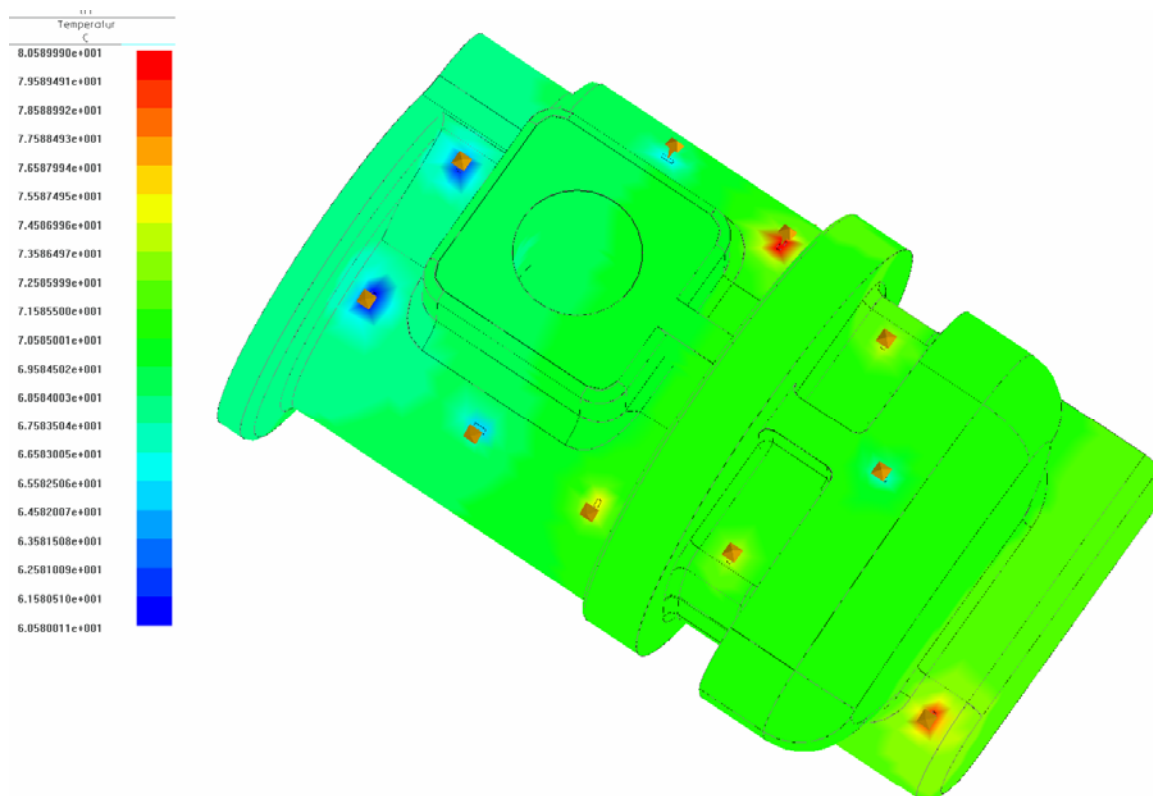


Bild 5-36: FE Auswertung 70Hz, 25 bar, Ansicht von oben

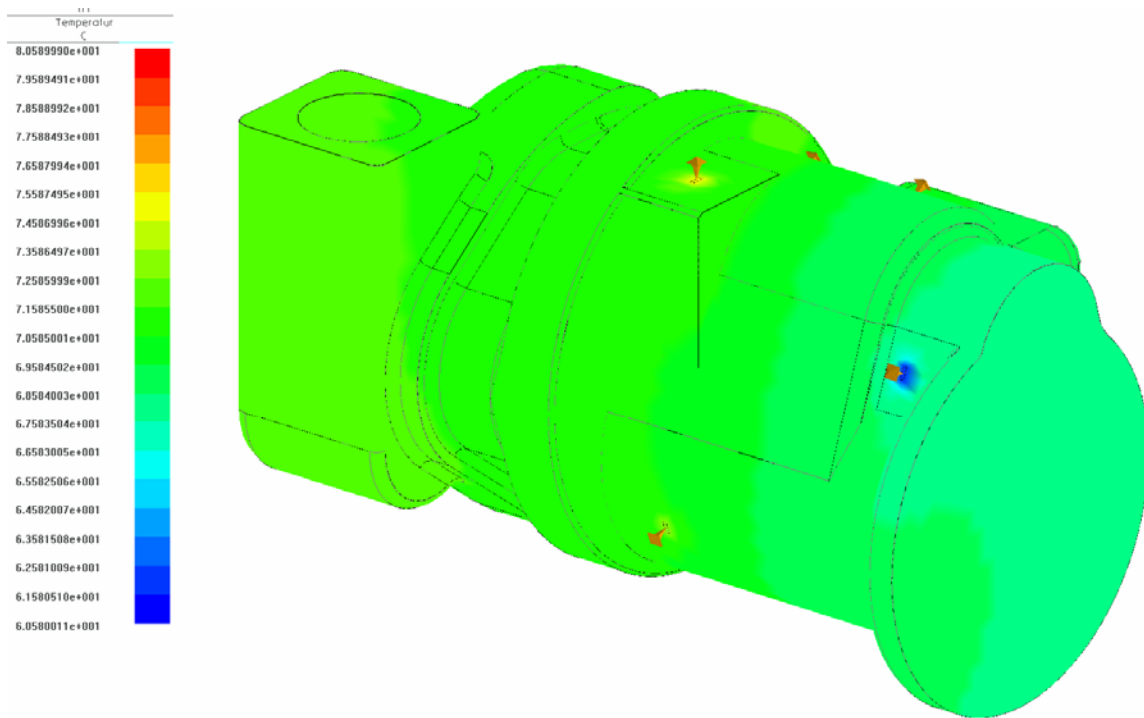


Bild 5-37: FE Auswertung 70Hz, 25 bar, Ansicht von unten

5.2.13. 80Hz, 10bar

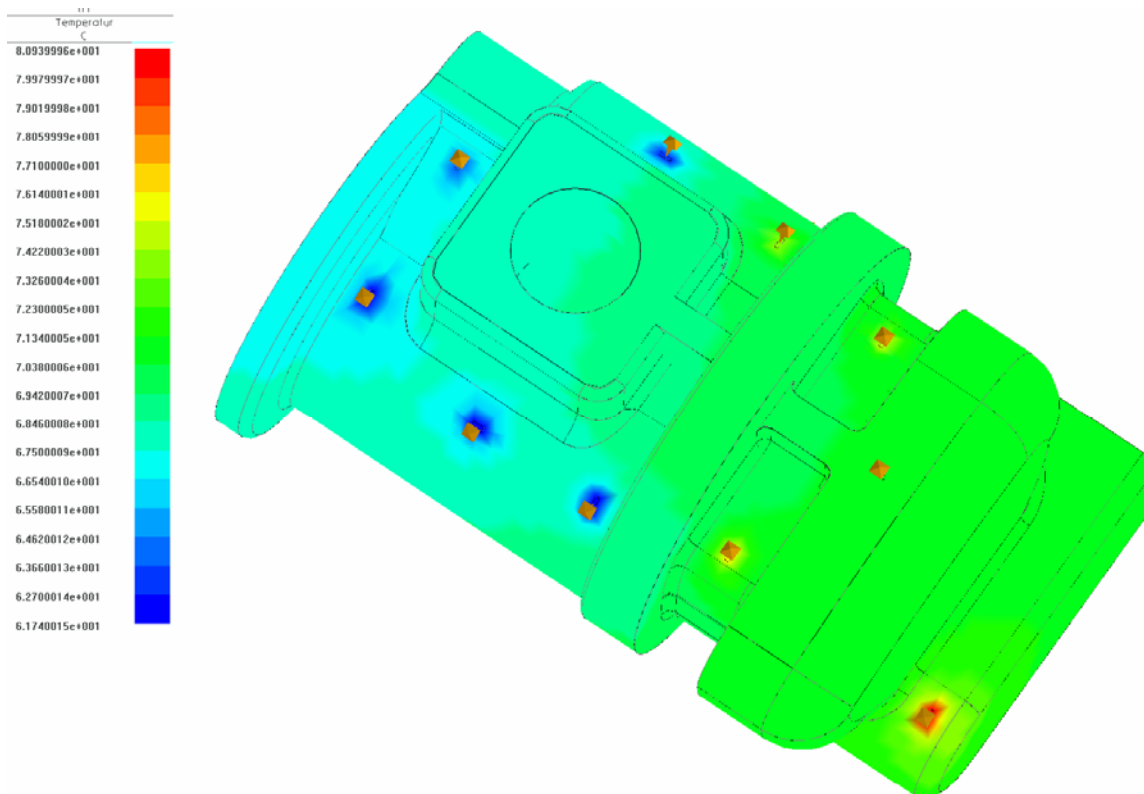


Bild 5-38: FE Auswertung 80Hz, 10 bar, Ansicht von oben

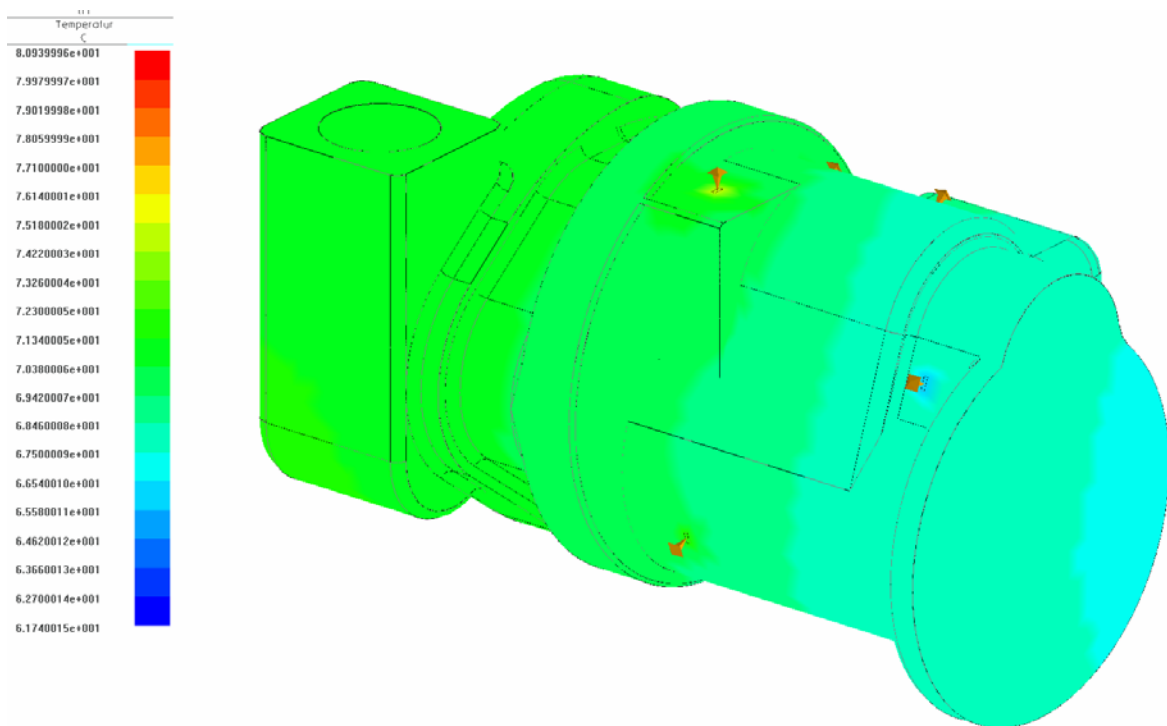


Bild 5-39: FE Auswertung 80Hz, 10 bar, Ansicht von unten

5.2.14. 80Hz, 15bar

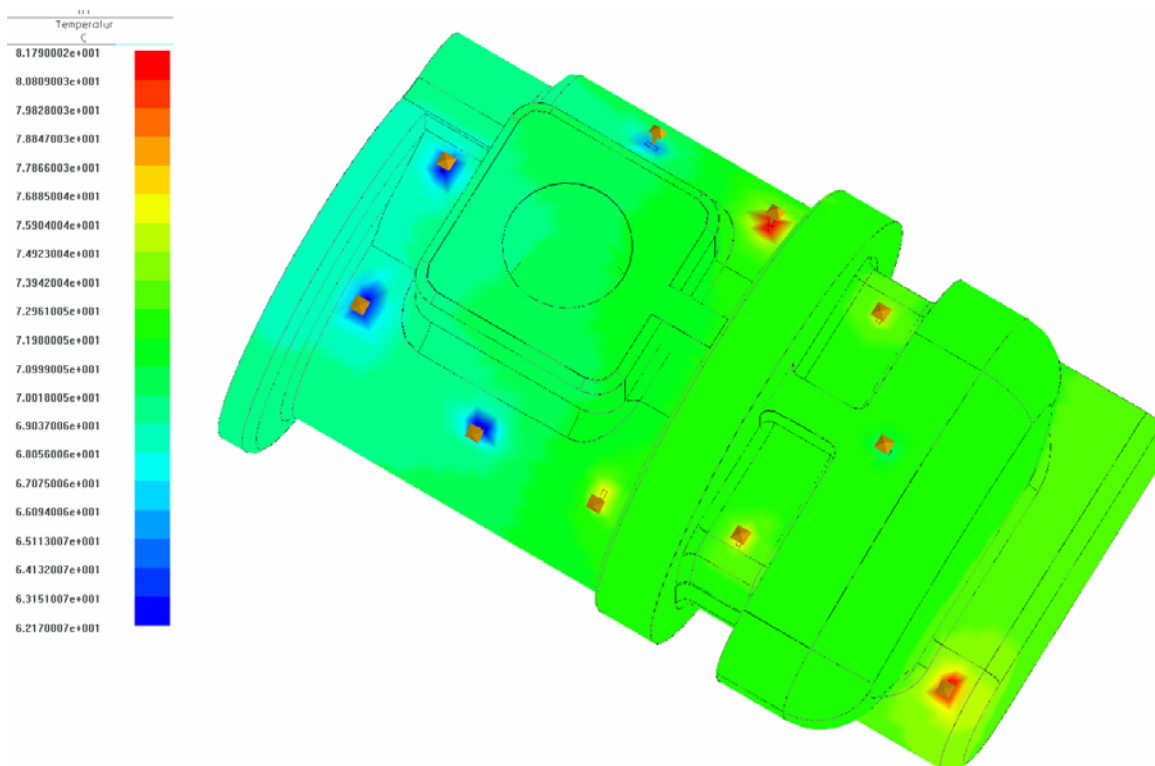


Bild 5-40: FE Auswertung 80Hz, 15 bar, Ansicht von oben

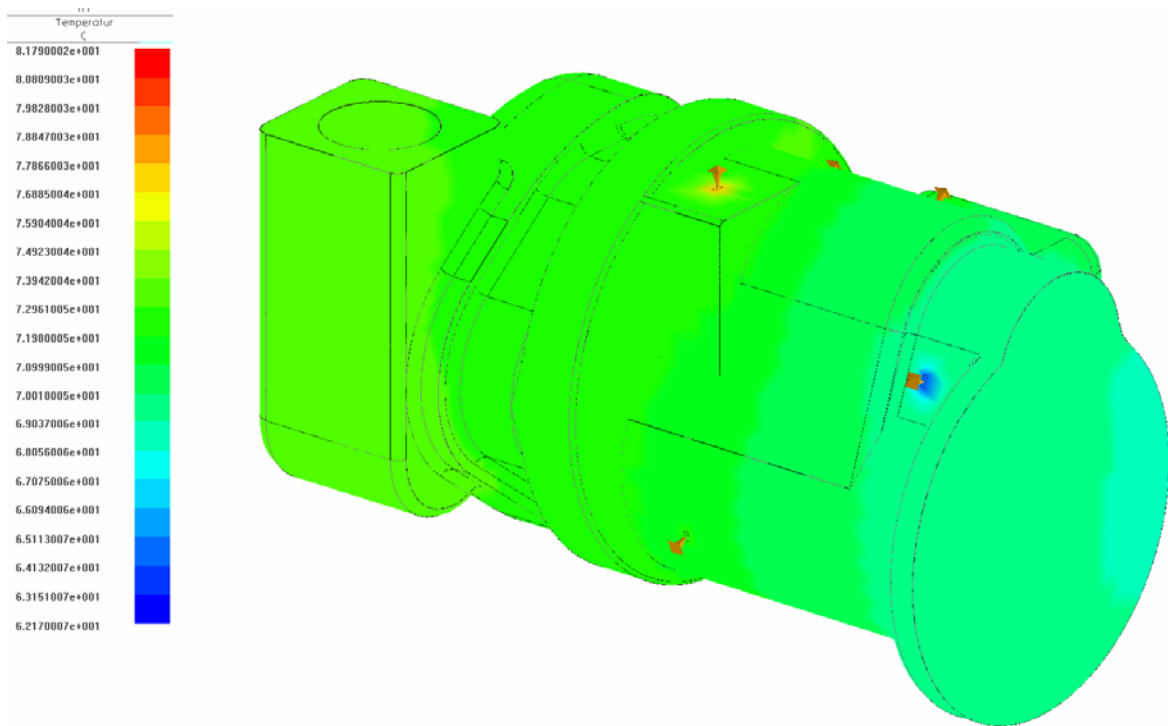


Bild 5-41: FE Auswertung 80Hz, 15 bar, Ansicht von unten

5.2.15. 80Hz, 20bar

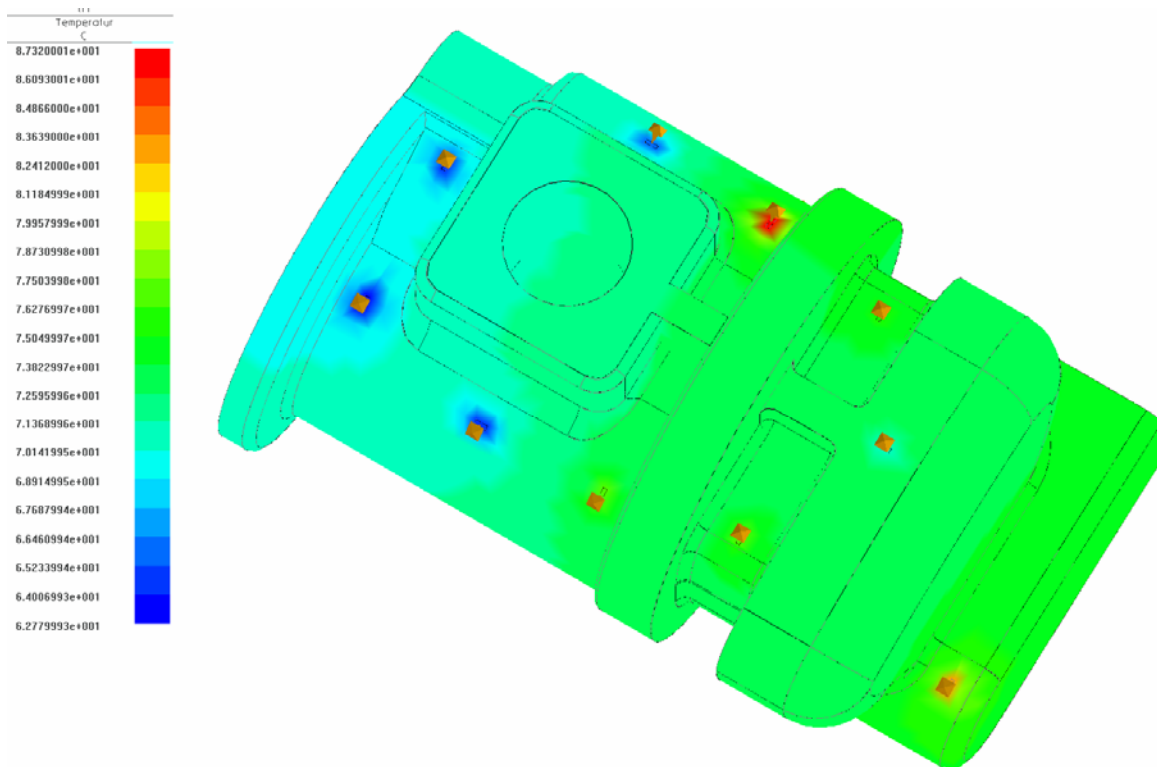


Bild 5-42: FE Auswertung 80Hz, 20 bar, Ansicht von oben

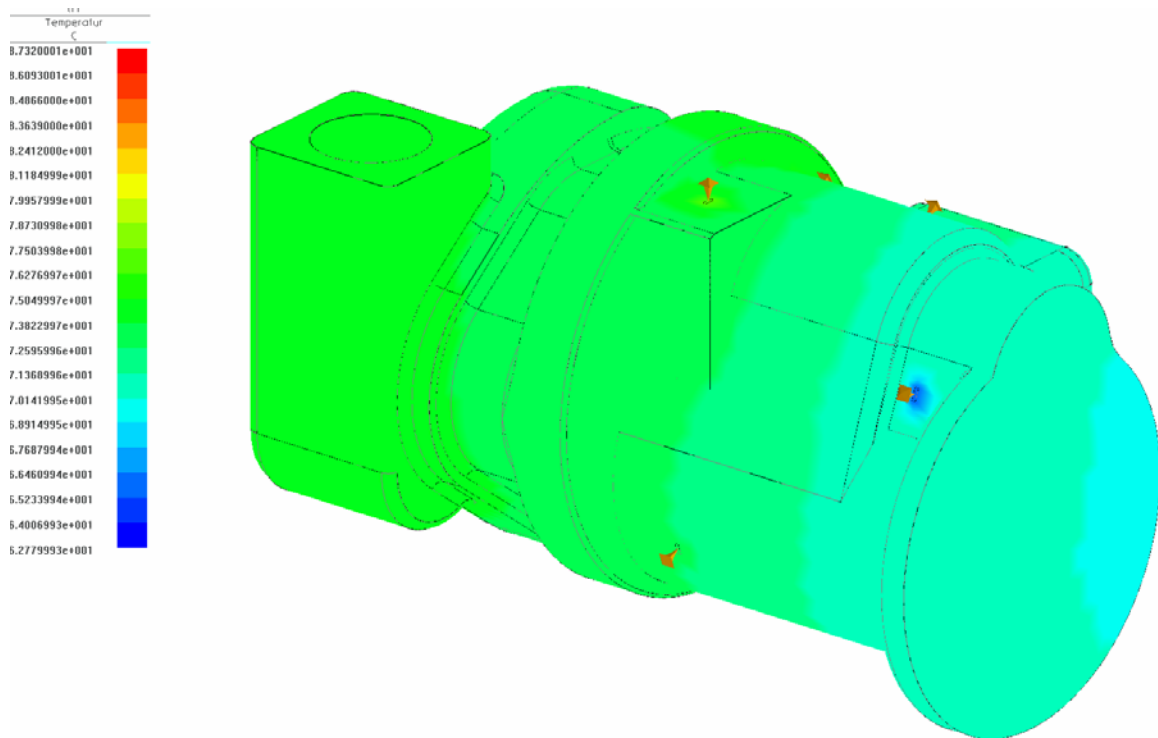


Bild 5-43: FE Auswertung 80Hz, 20 bar, Ansicht von unten

5.2.16. 80Hz, 25bar

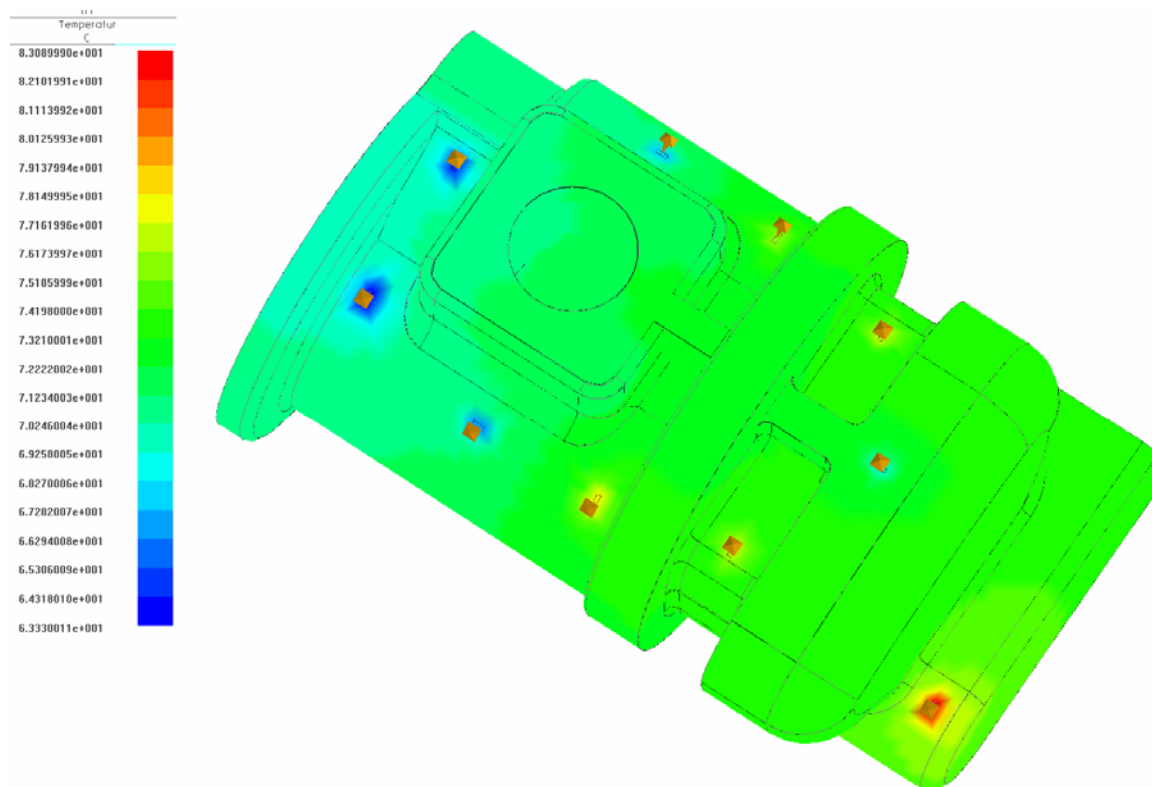


Bild 5-44: FE Auswertung 80Hz, 25 bar, Ansicht von oben

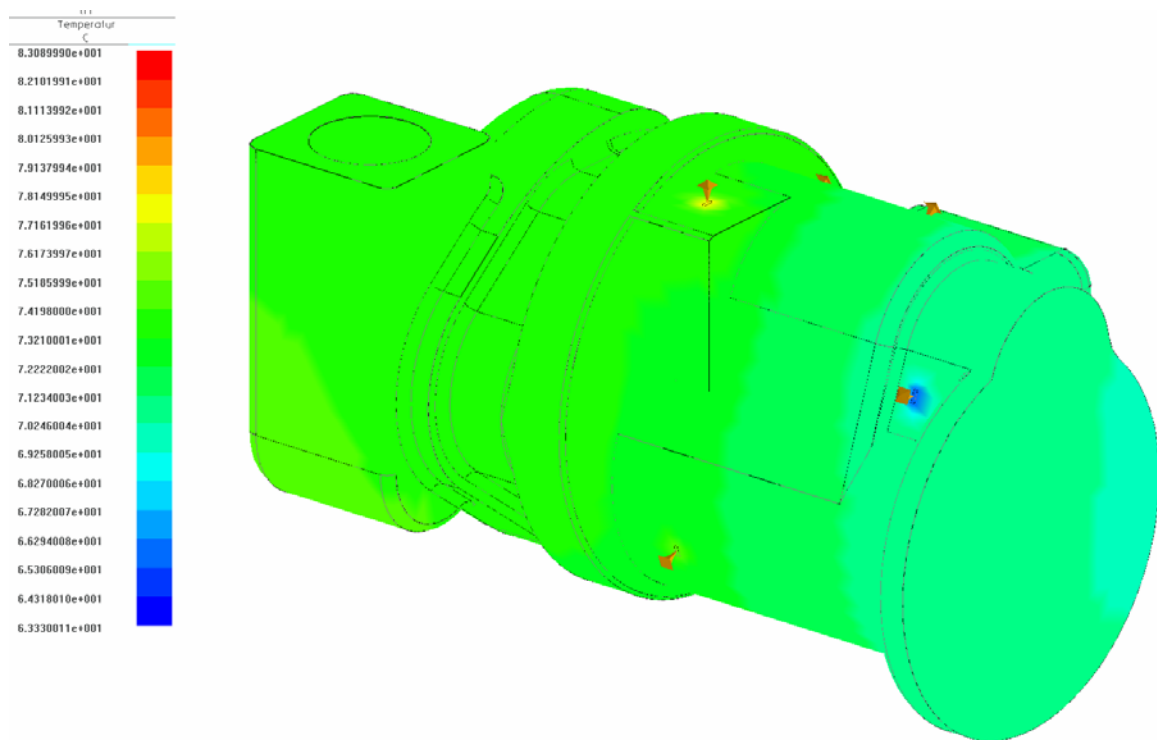


Bild 5-45: FE Auswertung 80Hz, 25 bar, Ansicht von unten

6. Zusammenfassung

Schraubenverdichter sind in den letzten Jahrzehnten, aufgrund ihrer zahlreichen Vorteile gegenüber Kolbenkompressoren, immer öfter anzutreffen. Ebenso sind sie zunehmend Forschungsobjekt verschiedener Universitäten, was zahlreiche, wichtige Publikationen zur Folge hat.

Trotzdem gibt es, wegen der Komplexität, immer noch keine zuverlässigen Modelle beziehungsweise Kenntnisse über die Strömungs- und Temperaturverteilung im Inneren des Kompressors.

Darum werden in dieser Arbeit die Parameter Druck (10/15/20/25 bar), Drehzahl bzw. Frequenz (50/60/70/80 Hz) und spezifische Öleinspritzmenge variiert, um die unterschiedlichen Temperaturen an verschiedenen Messstellen des Verdichtergehäuses zu messen.

Der generelle Trend, dass bei höheren Drehzahlen auch höhere Temperaturen auftreten, wird anhand der Tabellen in Kapitel 4.3 deutlich. Zumal bei steigender Frequenz auch die spezifische Öleinspritzmenge, im Gegensatz zu 50Hz oder 60Hz, verringert wird.

Die bei steigendem Druck oftmals sinkenden Temperaturwerte sind ebenso auf die Menge des eingespritzten Öles und auf dessen Verteilung zurückzuführen, vgl. Kapitel 4.2.

Erkennbar ist weiter, dass die Temperaturen in Richtung der Druckseite zunehmen und ihr Maximum an der Messstelle 1, d.h. am Druckstutzen haben. Dies ist insofern logisch, da der Verdichtungsprozess des Schraubenkompressors kontinuierlich erfolgt, und somit auch die durch die Verdichtung entstehende Wärme kontinuierlich zunimmt.

7. Anhang

Daten des Schraubenkompressors:

Fördervolumen bei $2900 \text{ min}^{-1}/3500 \text{ min}^{-1}$	118 m ³ /h/142 m ³ /h
Masse	65 kg
Rohranschlüsse DL/SL	42 mm/54 mm
Drehrichtung	rechts
Drehzahl	1450 min^{-1} bis 4500 min^{-1}
Verzahnung HL/NL	5/6
Eingebautes Volumenverhältnis θ	5,4

Tabelle 7-1: Versuchsverdichter (Hochdruck- Kältemittelverdichter)

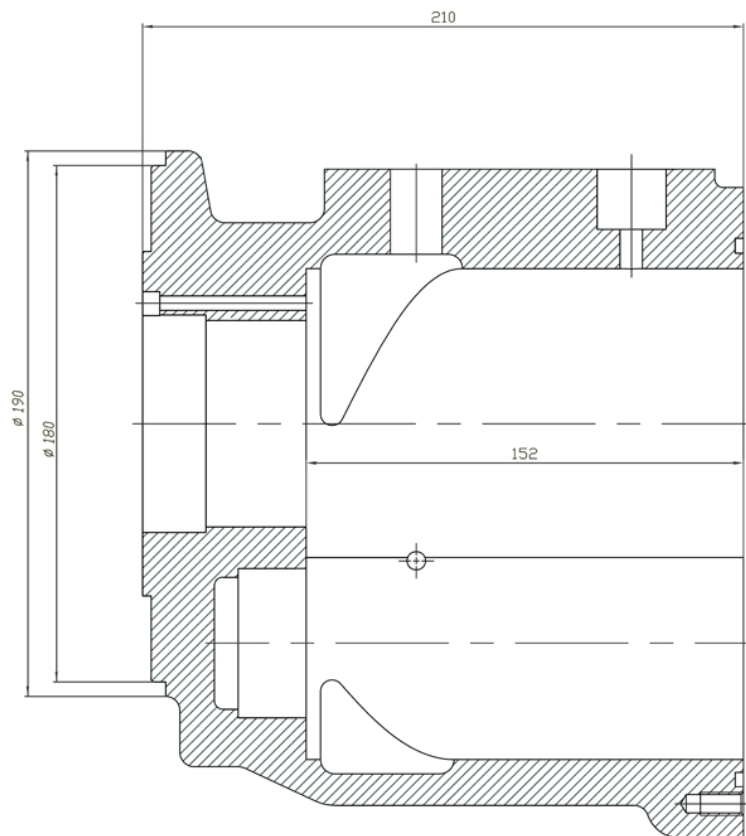


Bild 7-1: Grundriß des Verdichters

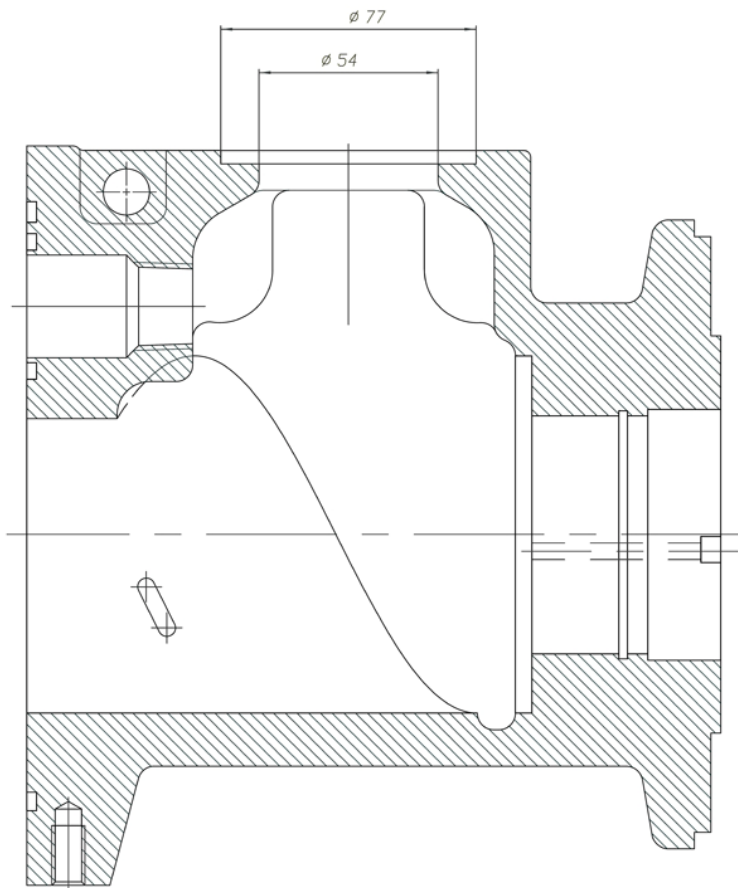


Bild 7-2: Längsschnitt durch den Verdichter

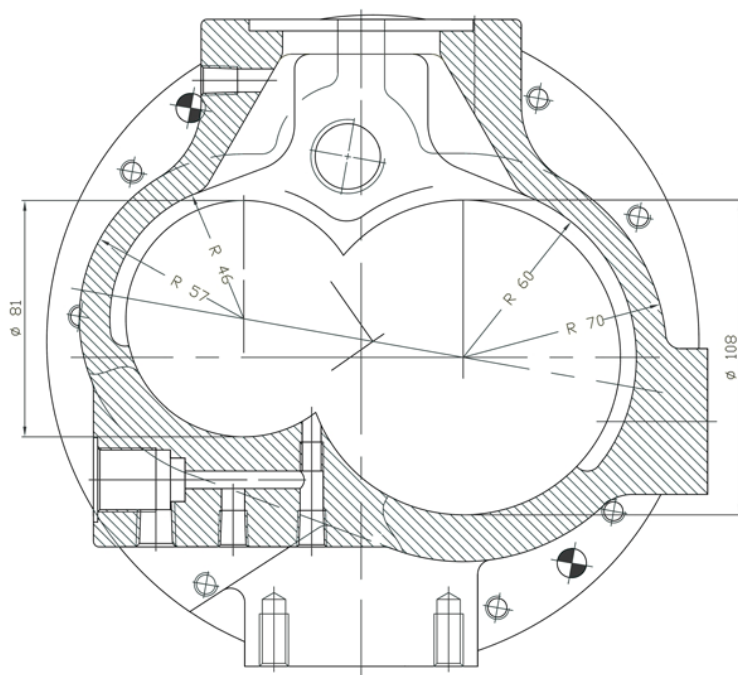


Bild 7-3: Querschnitt durch den Verdichter

Daten des Asynchronmotors:

Leistung bei 50 Hz/60 Hz	37 kW/42,5 kW
Leistungsfaktor $\cos \varphi$	0,88 bei 2950 min ⁻¹ 0,89 bei 3550 min ⁻¹
Drehzahl bei 50 Hz/400 V	2950 min ⁻¹
Nennstrom bei 50 Hz/400 V	65 A
Wirkungsgrad	93%
Anlaufstrom/Nennstrom	7,6
Anlaufmoment/Nennmoment	2,2
Gewicht	240 kg

Tabelle 7-2: Elin EBG LKG620 L02 FWB [2]

Daten des Frequenzumrichters:

Typische Motorleistung	37 kW
Dauerausgangsleistung	51 kVA
Dauerausgangsstrom	73 A
Wirkungsgrad	> 97 %
Schalldruckpegel	< 60 dB(A)
Eingangsspannung	400 V -15% bis 500 V +10%
Eingangsfrequenz	50 Hz/60 Hz ± 5 %
Ausgangsfrequenz	0 Hz bis 300 Hz
Frequenzauflösung, digital	0,01 Hz/50 Hz
Frequenzstabilität	$\pm 0,01\%$ /50 Hz

Tabelle 7-3: VA Tech Elin EBG pDrive MX plus 30/37 [14]

Daten der Messkarten:

Bustyp	PCI
Anschluß	SCSI II 68-polig
Analogeingang	
Anzahl der Kanäle	16 single ended od. 8 differentielle
Abtastrate	200 kS/s
Auflösung	16 bit
Maximaler Spannungsbereich	-10 V bis 10 V
Minimaler Spannungsbereich	-50 mV bis 50 mV
Analogausgang	
Anzahl der Kanäle	2
Update-Rate	10 kS/s
Auflösung	12 bit
Maximaler Spannungsbereich	-10 V bis 10 V
Minimaler Spannungsbereich	-10 V bis 10 V
Digital-I/O	
Anzahl der Kanäle	8
Timing	statisch
Logikpegel	TTL
Maximaler Eingangsbereich	0 V bis 5 V
Maximaler Ausgangsbereich	0 V bis 5 V
Strombereitstellung pro Kanal	24 mA

Tabelle 7-4: National Instruments PCI-6035E [15]

Daten der Temperaturfühler:

Toleranzklasse	B
Norm	DIN EN 60 751
Material	Pt-Ni
α	$3,85 \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Temperaturbereich	-70°C bis 400°C

Tabelle 7-5: Jumo PT100 PCA 1.2005.5S [16]

Daten des Acrylklebstoffes:

Aushärtezeit bei 25°C (dünner Querschnitt)	10 min
Zugfestigkeit	7 MPa
Wärmeleitfähigkeit bei 30°C	0,82 W/m°C
Spez. Durchgangswiderstand	$1 \times 10^{12} \text{ } \Omega\text{cm}$

Tabelle 7-6: Wärmeleitkleber RS 850-984 [17]

Abbildungsverzeichnis

Bild 2-1: Ansaugvorgang [6]	4
Bild 2-2: Verdichtungsvorgang [6]	4
Bild 2-3: Ausschiebevorgang [6]	5
Bild 2-4: Auslaßsteuerkanten [6]	5
Bild 2-5: Rotorbauformen [5]	6
Bild 2-6: Leckverluste [5]	7
Bild 2-7: Innere Spaltverluste [8]	8
Bild 2-8: Blasloch [6]	8
Bild 2-9: theoretisches p-V- Diagramm	9
Bild 2-10: p-V- Diagramm bei $p_2/p_1 \neq p_i/p_1$	10
Bild 3-1: Prüfstandsblockschaltbild [2]	11
Bild 3-2: Vorderansicht des Prüfstandes	12
Bild 3-3: Seitliche Ansicht des Prüfstandes	13
Bild 3-4: Seitenansicht des Kompressors [4]	14
Bild 3-5: Draufsicht auf den Kompressor [4]	14
Bild 3-6: Ölschwall im Gehäusespalt [13]	16
Bild 3-7: Schematische Darstellung des Ölkreislaufes [2]	18
Bild 3-8: Hinteransicht des Prüfstandes	19
Bild 3-9: Schematische Darstellung des Messsystems	21
Bild 3-10: Oberfläche zur Prüfstandssteuerung	22
Bild 3-11: Oberfläche zur Temperaturüberwachung	23
Bild 4-1: 3D Modell mit Messstellen, Ansicht von oben	24
Bild 4-2: 3D Modell mit Messstellen, Ansicht von unten	25
Bild 4-3: Bemaßung der Messstellen Draufsicht	25
Bild 4-4: Bemaßung der Messstellen Seitenansicht Nebenläufer	26
Bild 4-5: Bemaßung der Messstellen Seitenansicht Hauptläufer	26
Bild 4-6: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 50 Hz	30
Bild 4-7: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 60 Hz	31
Bild 4-8: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 70 Hz	32
Bild 4-9: Graphische Darstellung der Temperaturen bei 80 Hz	33
Bild 5-1: Kennfeld Temperaturfühler 1	34
Bild 5-2: Kennfeld Temperaturfühler 2	36
Bild 5-3: Kennfeld Temperaturfühler 3	37
Bild 5-4: Kennfeld Temperaturfühler 4	38
Bild 5-5: Kennfeld Temperaturfühler 5	39
Bild 5-6: Kennfeld Temperaturfühler 6	40
Bild 5-7: Kennfeld Temperaturfühler 7	41
Bild 5-8: Kennfeld Temperaturfühler 8	42
Bild 5-9: Kennfeld Temperaturfühler 9	43

Bild 5-10: Kennfeld Temperaturfühler 10	44
Bild 5-11: Kennfeld Temperaturfühler 11	45
Bild 5-12: Kennfeld Temperaturfühler 12	46
Bild 5-13: Kennfeld Temperaturfühler 14	47
Bild 5-14: FE Auswertung 50Hz, 10 bar, Ansicht von oben	48
Bild 5-15: FE Auswertung 50Hz, 10 bar, Ansicht von unten	49
Bild 5-16: FE Auswertung 50Hz, 15 bar, Ansicht von oben	49
Bild 5-17: FE Auswertung 50Hz, 15 bar, Ansicht von unten	50
Bild 5-18: FE Auswertung 50Hz, 20 bar, Ansicht von oben	50
Bild 5-19: FE Auswertung 50Hz, 20 bar, Ansicht von unten	51
Bild 5-20: FE Auswertung 50Hz, 25 bar, Ansicht von oben	51
Bild 5-21: FE Auswertung 50Hz, 25 bar, Ansicht von unten	52
Bild 5-22: FE Auswertung 60Hz, 10 bar, Ansicht von oben	52
Bild 5-23: FE Auswertung 60Hz, 10 bar, Ansicht von unten	53
Bild 5-24: FE Auswertung 60Hz, 15 bar, Ansicht von oben	53
Bild 5-25: FE Auswertung 60Hz, 15 bar, Ansicht von unten	54
Bild 5-26: FE Auswertung 60Hz, 20 bar, Ansicht von oben	54
Bild 5-27: FE Auswertung 60Hz, 20 bar, Ansicht von unten	55
Bild 5-28: FE Auswertung 60Hz, 25 bar, Ansicht von oben	55
Bild 5-29: FE Auswertung 60Hz, 25 bar, Ansicht von unten	56
Bild 5-30: FE Auswertung 70Hz, 10 bar, Ansicht von oben	56
Bild 5-31: FE Auswertung 70Hz, 10 bar, Ansicht von unten	57
Bild 5-32: FE Auswertung 70Hz, 15 bar, Ansicht von oben	57
Bild 5-33: FE Auswertung 70Hz, 15 bar, Ansicht von unten	58
Bild 5-34: FE Auswertung 70Hz, 20 bar, Ansicht von oben	58
Bild 5-35: FE Auswertung 70Hz, 20 bar, Ansicht von unten	59
Bild 5-36: FE Auswertung 70Hz, 25 bar, Ansicht von oben	59
Bild 5-37: FE Auswertung 70Hz, 25 bar, Ansicht von unten	60
Bild 5-38: FE Auswertung 80Hz, 10 bar, Ansicht von oben	60
Bild 5-39: FE Auswertung 80Hz, 10 bar, Ansicht von unten	61
Bild 5-40: FE Auswertung 80Hz, 15 bar, Ansicht von oben	61
Bild 5-41: FE Auswertung 80Hz, 15 bar, Ansicht von unten	62
Bild 5-42: FE Auswertung 80Hz, 20 bar, Ansicht von oben	62
Bild 5-43: FE Auswertung 80Hz, 20 bar, Ansicht von unten	63
Bild 5-44: FE Auswertung 80Hz, 25 bar, Ansicht von oben	63
Bild 5-45: FE Auswertung 80Hz, 25 bar, Ansicht von unten	64
Bild 7-1: Grundriß des Verdichters	66
Bild 7-2: Längsschnitt durch den Verdichter	67
Bild 7-3: Querschnitt durch den Verdichter	67

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Übersicht der Prüfstandsbestandteile	12
Tabelle 3-2: Verdichterbauelemente.....	14
Tabelle 4-1: Übersicht der gefahrenen Betriebsparameterkombinationen.....	28
Tabelle 4-2: Aufgenommene Temperaturen bei 50 Hz.....	30
Tabelle 4-3: Aufgenommene Temperaturen bei 60 Hz.....	31
Tabelle 4-4: Aufgenommene Temperaturen bei 70 Hz.....	32
Tabelle 4-5: Aufgenommene Temperaturen bei 80 Hz.....	33
Tabelle 5-1: Werte an Position 1	35
Tabelle 5-2: Werte an Position 2	36
Tabelle 5-3: Werte an Position 3	37
Tabelle 5-4: Werte an Position 4	38
Tabelle 5-5: Werte an Position 5	39
Tabelle 5-6: Werte an Position 6	40
Tabelle 5-7: Werte an Position 7	41
Tabelle 5-8: Werte an Position 8	42
Tabelle 5-9: Werte an Position 9	43
Tabelle 5-10: Werte an Position 10	44
Tabelle 5-11: Werte an Position 11	45
Tabelle 5-12: Werte an Position 12	46
Tabelle 5-13: Werte an Position 14	47
Tabelle 7-1: Versuchsverdichter (Hochdruck- Kältemittelverdichter).....	66
Tabelle 7-2: Elin EBG LKG620 L02 FWB [2]	68
Tabelle 7-3: VA Tech Elin EBG pDrive MX plus 30/37 [14]	68
Tabelle 7-4: National Instruments PCI-6035E [15]	69
Tabelle 7-5: Jumo PT100 PCA 1.2005.5S [16].....	69
Tabelle 7-6: Wärmeleitkleber RS 850-984 [17].....	69

Literaturverzeichnis

- [1] Rinder, L.: *Schraubenverdichter*, Springer-Verlag Wien, New York, 1979
 - [2] Berger, R.: *Untersuchungen zum Wärmetransport an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für 30 bar*, Dissertation TU Wien, 2006
 - [3] Berger, R.: *Untersuchungen an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für Enddrücke bis 30bar*, Diplomarbeit TU Wien, 2001
 - [4] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH: *Projektierungshandbuch Offene Schraubenverdichter OS.53 – OS.70 – OS.74 SH-500-1*, 2002
 - [5] Konka K.-H.: *Schraubenkompressoren: Technik und Praxis*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1988
 - [6] Deipenwisch, R.: *Ein Beitrag zum Einsatz von Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen*, Dissertation Universität Darmstadt, 2000
 - [7] Rinder, L.: *Optimierung und Betriebsverhalten der Läuferverzahnungen für Schraubenverdichter mit Öleinspritzkühlung*, Habilitationsschrift TU Wien, 1977
 - [8] von Unwerth, T.: *Experimentelle Verifikation eines Simulationssystems für eine GASSCREW*, Dissertation Universität Dortmund, 2002
 - [9] Helpertz, M.: *Methode zur stochastischen Optimierung von Schraubenrotorprofilen*, Dissertation Universität Dortmund, 2003
 - [10] Buthmann, P.: *Rechnergestützte Schraubenverdichterprofilentwicklung und -rotorauslegung unter Berücksichtigung der betriebsbedingten Verformungen*, Dissertation Universität Bochum, 1985
 - [11] Moser, J.: *Die Wirkung des Einspritzöles in naßlaufenden Schraubenkompressoren*, Dissertation TU Wien, 1992
 - [12] Knittl-Frank, M.: *Untersuchungen zu konstruktiven Änderungen der Öleinspritzung in nasslaufenden Schraubenkompressoren*, Dissertation TU Wien, 1996
-

- [13] Kauder, K.: *Das Öl im Schraubenkompressor – ein Faktor für optimale Betriebsverhältnisse*, Pumpen-Vakuumpumpen-Kompressoren, Übersee Post Organisation Nürnberg, 1987
 - [14] VA Tech Elin EBG: *pDrive MX plus Montageanleitung 8 074 162.03/03*, 2002
 - [15] National Instruments: Zusammenfassung der Spezifikationen NI PCI-6035E, <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/de/nid/11915>, 2007
 - [16] Jumo GmbH & Co: *Typenblatt 90.6121 für Platin-Chip-Temperatursensoren nach DIN EN 60 751*, Fulda, 2006
 - [17] RS Components: Beschreibung Wärmeleitkleber (RS Bestellnr. 850-984) für Sensoren, <http://www.rs-components.at>, 2007
-