

Neander Shark GmbH, Kiel

## **Brennverfahrensoptimierung des weltweit ersten Turbodiesel-Außenbordmotors**

Abschluss eines Entwicklungsprojektes  
Gefördert unter dem Az: 31313 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von Florian Tabbert  
Kiel, den 30.06.2014

06/02

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>31313</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>125.000,00 €</b>
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

**Antragstitel** **Brennverfahrensoptimierung des weltweit ersten Turbodiesel-Außenbordmotors**

**Stichworte**

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>9 Monate</b>	<b>01.08.2013</b>	<b>30.04.2014</b>	

Zwischenberichte

**Bewilligungsempfänger** Neander Shark GmbH, 24143 Kiel

Tel 0431-7028222  
Fax 0431-7028235

Projektleitung

Lutz W. Lester

Bearbeiter

Florian Tabbert

**Kooperationspartner**

### ***Zielsetzung und Anlass des Vorhabens***

Trotz umweltrelevanter Vorteile, wie einem geringeren Kraftstoffverbrauch und somit geringere Emissionen, konnten sich im Bereich der gewerblichen Außenbordmotoren Dieselmotoren bislang nicht gegen Benzinmotoren durchsetzen. Die Ursachen hierfür sind Vibrationen und Geräusche, sowie ein ungünstiges Leistungs-Masseverhältnis konventioneller Dieselmotoren. Ziel von Neander ist es, auf Basis der doppelten Pleuellwelle einen Dieselmotor zu entwickeln, dessen kompakte Bauart den Einsatz als Außenbordmotor ermöglicht, der ein deutlich verbessertes Vibrationsverhalten im Vergleich zu Dieselmotoren herkömmlicher Bauart aufweist und der die oben genannten Vorteile bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emissionen bietet.

### ***Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden***

Um die geforderten Ergebnisse bezüglich des Laufverhaltens und der Emissionen zu erzielen, muss das Verbrennungsverfahren des Motors umfassend untersucht und optimiert werden. Ausschlaggebend für eine optimale Verbrennung sind dabei das Verdichtungsverhältnis, die Geometrie des Brennraums, die Geometrie der Einlass- und Auslasskanäle, der Einspritzdruck, die Anordnung der Einspritzdüsen, der Ladedruck und die Ansauglufttemperatur.

Die Versuche werden auf einem Motorenprüfstand der Fachhochschule für angewandte Wissenschaften in München durchgeführt, welcher speziell für die Erprobung von Außenbordmotoren ausgerüstet wurde und über Sensoren zur Erfassung von Drehzahlen, Drehmomenten, Drücken und Temperaturen verfügt. Zusätzlich werden die gasförmigen Emissionen und die Partikelemissionen mit entsprechenden Messmitteln erfasst.

Mit diesen Mitteln wird zunächst eine Untersuchung und Optimierung von Luft- und Kraftstoffpfaden, der Emissionen und des Betriebsverhaltens des Turboladers bei stationärem und dynamischem Motorbetrieb durchgeführt.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Zu Beginn der Untersuchungen wurden Leistungs- Verbrauchs- und Schwarzrauchmessungen durchgeführt. Diese Messungen ergaben einen zu hohen Verbrauch und eine zu hohe Schwarzrauchzahl, was auf eine fehlerhafte Form der Nockenwellen zurückzuführen war. Nach dem Austausch der Nockenwellen ließen sich hier deutlich verbesserte Werte erzielen.

Um die Laufruhe des Motors zu erhöhen und ein unzulässiges Verschleißbild der Kurbelwellenlager zu beheben, wurden die verwendeten Kurbelwellen durch neue Kurbelwellen mit optimierter Auswuchtung und höherer Steifigkeit ersetzt. Außerdem musste ein Eindringen des Kühlwassers in den Ölkreislauf behoben werden.

Die Ergebnisse der mit der Basisapplikation durchgeführten Messungen konnten durch stetige Optimierung des Motormanagements, wie zum Beispiel der Veränderung des Einspritzzeitpunktes und der Einspritzmengen verbessert werden.

Die Abgasemissionen konnten somit stetig verringert werden und durch eine anschließende Testphase bei der FEV soweit verringert werden, dass der Motor die einzuhaltenen Werte der EU-Richtlinie 2003/44/EG erfüllt. Die Ergebnisse der Verbrauchs- und CO<sub>2</sub>-Messung fielen insgesamt höher aus, als bei entsprechenden PKW-Dieselmotoren. Dies liegt jedoch daran, dass die Leistungsmessung bei PKW-Motoren an der Schwungscheibe erfolgt, beim Außenborder wird erst nach dem Unterwasserteil gemessen. Der letzte in München gemessene spezifische Verbrauch von 226 g/kWh wurde bei einem Reibmitteldruck von ca. 4,4 bar gemessen. Würde man das Unterwasserteil aus der Betrachtung ausschließen, dann ließe sich der Reibmitteldruck auf ca. 2,2 bis 2,5 bar verringern. Bei der Annahme, dass sich der Verbrauch mit einem um ein Bar verringerten Reibmitteldruck um ca. 10 % reduziert, verfügt der Motor über einen spezifischen Verbrauch, der mit dem Verbrauch durchschnittlicher PKW-Dieselmotoren (ca. 220 g/kWh) vergleichbar ist.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

Das Motorenkonzept wurde dem interessierten Fachpublikum auf dem Aachener Kolloquium für Fahrzeug und Motorentechnik im Oktober 2013 vorgestellt. Außerdem wurden Artikel über den Außenbordmotor in den Fachzeitschriften „Boote“ und „Wassersportwirtschaft“ veröffentlicht. Weitere Verbreitung erfährt das Projekt durch den Bundesverband der Wassersportwirtschaft und dem Europäischen Verband IBI.

In Zukunft wird der Motor auf internationalen Messen wie der „SeaWork“ in Großbritannien, der SMM (Shipbuilding Machinery Marine) in Hamburg, der „Boot“ in Düsseldorf, sowie der „Work Boat Show“ und der „Miami Boat Show“ in den USA vorgestellt werden.

## **Fazit**

Durch die Brennverfahrensoptimierung konnten die relevanten Messwerte des Motors im Vergleich zum Basisdatenstand deutlich verbessert werden. Durch eine anschließende Testphase bei der FEV ließen sich die Emissionswerte soweit verringern, dass die EU-Richtlinie 2003/44/EG vollständig erfüllt werden konnte. Außerdem wurden wertvolle Erkenntnisse über die Mechanik des Motors gewonnen. Diverse Motorkomponenten konnten optimiert werden oder wurden komplett überarbeitet.

Somit wurde ein Entwicklungsstand erreicht, mit welchem die folgende Validierungsphase ermöglicht wird, in der der Motor unter realen Bedingungen getestet wird. Dadurch werden weitere Erkenntnisse über die Festigkeit der relevanten Bauteile gewonnen. Auch die Möglichkeiten zur Reduzierung der Emissionen und des Verbrauchs werden in der Validierungsphase weiter untersucht.



## Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung.....	6
2	Einleitung.....	7
3	Hauptteil.....	10
3.1	Aufbau für Versuche .....	10
3.1.1	Prüfstand .....	10
3.1.2	Motormanagement.....	12
3.2	Mechanische Arbeiten.....	14
3.2.1	Änderung Nockenwellen .....	14
3.2.2	Kurbelwellen.....	16
3.2.3	Arbeiten am Ölkreislauf.....	17
3.3	Applikationsarbeiten.....	18
3.4	Versuchsergebnisse .....	20
3.4.1	Messung mit Basisapplikation.....	20
3.4.2	Leerlaufuntersuchung.....	23
3.4.3	Optimierung der Injektorsteuerung.....	25
3.4.4	Emissionen.....	30
3.5	Nachtrag: Versuchsergebnisse FEV .....	34
3.6	Maßnahmen zur Darlegung der Versuchsergebnisse.....	35
4	Fazit.....	35
5	Anhang.....	36



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Prüfstands Aufbau.....	10
Abbildung 2 Railadapter .....	11
Abbildung 3 Abgasmessanlage .....	12
Abbildung 4 Motorüberwachung.....	12
Abbildung 5 ETK-Steuergerät.....	13
Abbildung 6 Aufbau Kraftstoffsystem .....	13
Abbildung 7 Abweichung Einlassnocken .....	15
Abbildung 8 Abweichung Auslassnocken .....	15
Abbildung 9 Kollision Nocke - Injektorhalter .....	16
Abbildung 10 Schwingungsmessung vor Optimierung .....	16
Abbildung 11 Schwingungsmessung nach Optimierung .....	16
Abbildung 12 Kurbelwellenlager .....	17
Abbildung 13 Wasser - Ölgemisch.....	17
Abbildung 14 Fehlende Verschraubung.....	17
Abbildung 15 Leistungsmessung Basisdatenstand.....	20
Abbildung 16 spez. Verbrauch Basisapplikation.....	21
Abbildung 17 Lambdawert Basisapplikation.....	22
Abbildung 18 Schwarzauchzahl Basisapplikation .....	22
Abbildung 19 Signal Drehzahl über Kurbelwinkel.....	23
Abbildung 20 Einspritzsignal mit Voreinspritzung.....	24
Abbildung 21 Einspritzsignal ohne Voreinspritzung .....	24
Abbildung 22 Druckverlauf mit Voreinspritzung .....	25
Abbildung 23 Leistungsdiagramm Einspritzmengenanhebung .....	26
Abbildung 24 Spezifischer Verbrauch .....	27
Abbildung 25 Kennfeld Lambda .....	27
Abbildung 26 Kennfeld Schwarzauch .....	28
Abbildung 27 Kennfeld Ladedruck .....	28
Abbildung 28 Spezifischer Verbrauch .....	29
Abbildung 29 Schwarzauchkennfeld .....	29
Abbildung 30 Lambdakennfeld .....	30
Abbildung 31 Kennfeld NOx.....	31
Abbildung 32 Kennfeld CO.....	31
Abbildung 33 Kennfeld HC.....	32
Abbildung 34 Kennfeld CO2.....	33
Abbildung 35 Reibmitteldruck .....	33
Abbildung 36 Messwerte FEV .....	34

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Vergleich Benzin – Diesel (Quelle: Richtlinie 2003/44/EG).....	8
Tabelle 2 Messwerte Drehungleichförmigkeit .....	24



## 1 Zusammenfassung

Ziel des von der DBU geförderten Projektes war es, den Prototyp eines Turbodiesel-Außenbordmotors unter Laborbedingungen zu prüfen. Im Fokus stand hierbei die Brennverfahrensoptimierung, welche erforderlich ist, um optimale Leistungs- Verbrauchs- und Emissionswerte zu erzielen. Neben der Brennverfahrensoptimierung wurde auch die Mechanik des Motors eingehend untersucht. Dadurch konnten Schwächen kritischer Bauteile erkannt und behoben und die Lauffähigkeit des Motors für die spätere Validierungsphase erhöht werden.

Im Vorfeld der Untersuchung fand eine Basisapplikation in Kooperation mit Ingenieuren der Firma Bosch aus Indien statt, weil die wesentlichen Hard- und Softwarekomponenten des Motormanagements aus der in Indien stattfindenden Serienproduktion stammen. Aus dieser Basisapplikation heraus wurden die ersten Testläufe durchgeführt und Verbrauchs- Schwarzrauch- und Lambdawerte ermittelt. Durch die Optimierung des Motor-managements konnte der spezifische Kraftstoffverbrauch bereits deutlich gesenkt werden. Allerdings besteht hier noch weiteres Optimierungspotenzial, sodass weitere Untersuchungen zur Verbrauchsreduzierung in der späteren Felderprobung vorgesehen sind. Bezüglich der mechanischen Arbeiten ist zunächst der Austausch der Nockenwellen zu erwähnen. Dieses war nötig, weil die ersten Nockenwellen falsch gefertigt wurden. Erwartungsgemäß konnten die Verbrauchs- und Abgaswerte dadurch deutlich verbessert werden. Auch die Pleuellwellen mussten aufgrund mangelnder Steifigkeit und nicht optimaler Auswuchtung noch einmal überarbeitet werden.

Die Emissionen konnten in der Projektlaufzeit stetig verringert werden und in einer anschließenden Testphase bei der FEV dahingehend optimiert werden, dass die EU-Richtlinie 2003/44/EG erfüllt wird.

Der in München gemessene spezifische Verbrauch liegt mit 226 g/kWh über dem Verbrauch moderner PFK-Dieselmotoren (ca. 220 g/kWh). Berücksichtigt man jedoch die unterschiedlichen Messmethoden von PKW-Motoren und dem Neander-Außenborder, so relativiert sich dieses Ergebnis.

Durch die in enger Kooperation mit der Hochschule München durchlaufene Projektphase der Grundabstimmung des Brennverfahrens konnte zum einen nachgewiesen werden, dass die grundsätzliche Auslegung des Motors das Potential zur Erreichung der im Lastenheft definierten Sollwerte besitzt und gleichzeitig wurde die Grundlage für die mechanische Erprobung des Außenbordmotors im Bootsbetrieb sichergestellt.



## 2 Einleitung

Im gesamten Bereich der motorisierten Schifffahrt ist Diesel als Treibstoff aus Gründen der geringeren Betriebskosten, der besseren Verfügbarkeit (Kraftstofflogistik) sowie der verringerten Brand- oder Explosionsgefahr die erste Wahl gegenüber Benzin.

Der geringere Kraftstoffverbrauch der Dieselmotoren im Vergleich zu gleichgroßen (bzw. leistungsgleichen) Benzinmotoren führt darüber hinaus zu einer verringerten Belastung der Umwelt bezüglich CO, HC und NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Das Dieselprinzip konnte sich bisher jedoch nicht auf dem Gebiet der Außenbordantriebe durchsetzen, weil auf dem Markt befindliche, ältere Dieselmotorenkonzepte im Vergleich zu Benzinmotoren sehr hohe Vibrationen und Geräusche erzeugen und ein ungünstiges Leistungs-Masseverhältnis aufweisen.

Außerdem machte die Verwendung veralteter Dieselmanagementsysteme eine wirksame Emissionskontrolle unmöglich.

Einen ersten Versuch, einen Außenbord-Dieselmotor auf den Markt zu bringen, wurde in den 90er Jahren von der Firma Yanmar aus Japan unternommen. Diese Motoren konnten sich jedoch auf Grund der oben genannten Nachteile nicht auf Dauer etablieren, sodass die Produktion mittlerweile eingestellt ist.

Das Ziel von Neander ist es, auf Basis der doppelten Kurbelwelle einen Dieselmotor zu entwickeln, der durch eine kompakte Bauweise den Einsatz als Außenborder ermöglicht, im Vergleich zu Dieselmotoren herkömmlicher Bauart ein deutlich verbessertes Vibrationsverhalten aufweist und der mit einer kennfeldgesteuerten Common-Rail-Direkteinspritzung sowie einer Turboaufladung ausgestattet ist.

Durch diese Technologie ist es grundsätzlich möglich, veraltete Dieselmotoren und Benzinmotoren mit vergleichbarer Leistung in Bezug auf das Leistungs-Masseverhältnis, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen im positiven Sinne zu übertreffen und zu ersetzen.

Insbesondere für die Anwendung als Außenborder schafft diese Technologie ideale Voraussetzungen, um die komplexen Anforderungen dieser Anwendung zu erfüllen.

Um eine Ausgangsbasis für die Entwicklung des Neander-Außenbordmotors zu schaffen, wurden Annahmen bezüglich der möglichen Kraftstoffeinsparung und der Verringerung der Emissionen getroffen.



Der jährliche Betriebseinsatz eines kommerziell genutzten Außenborders beträgt ca. 1.000 Stunden. Der Vollastverbrauch eines 60 PS Benzinmotors (den wir aufgrund seiner Leistungsstruktur einem 50 PS Neander-Dieselmotor gleichsetzen können) beträgt ca. 18 Liter pro Stunde.

Bei einem Benzinpreis von 1,60 € ergibt sich folgende Rechnung:

$$1.000 \text{ h} \times 18 \text{ l/h} \times 1,6 \text{ €/l} = 28.800 \text{ € Kraftstoffkosten pro 1.000 Stunden.}$$

Wir gehen bei einem Neander-Dieselmotor von einem Kraftstoffverbrauch von 10 Liter pro Stunde aus. Der Preis für Diesel-Kraftstoff ist für die kommerzielle Schifffahrt zoll- und steuerbegünstigt und beträgt ca. 1 €/l. Somit lassen sich für 1.000 Stunden Betriebszeit folgende Kraftstoffkosten berechnen:

$$1.000 \text{ h} \times 10 \text{ l/h} \times 1 \text{ €/l} = 10.000 \text{ €}$$

Das bedeutet, dass allein die jährliche Treibstoffkostensparnis pro Motor bei ca. 18.800 € liegen würde. Bis zum Jahr 2019 plant Neander eine bis dahin ansteigende Jahresproduktion auf bis zu 3.000 Motoren.

Ausgehend von den oben genannten Verbrauchswerten, einer angenommenen jährlichen Betriebsstundenzahl von 1.000 und einer angenommenen Anzahl der sich momentan in der EU im Einsatz befindlichen Benzinaußenborder von ca. 35.000 Stück, lässt sich nun eine Annahme über die mögliche Kraftstoffeinsparung treffen.

Demnach liegt der Gesamtverbrauch für 35.000 Benzin-Außenborder bei ca. 630.000.000 Litern. Bei einem Wechsel von 3.000 Benzinmotoren zu Neander-Motoren könnte der Gesamtverbrauch auf ca. 606.000.000 Liter gesenkt werden, was einer Kraftstoffeinsparung von ca. 24.000.000 Litern pro Jahr entspricht.

Für die Regelung von Abgaswerten im maritimen Bereich gelten momentan die EU-Richtlinien 2003/44/EG für Freizeitboote zwischen 2,5 und 24 Metern Länge, sowie die Richtlinie 2004/26/EG für anderweitig genutzte Binnenschiffe.

Aus der Richtlinie 2003/44/EG sind folgende Emissions-Grenzwerte für Benzin- und Dieselmotoren in Freizeitbooten zu entnehmen.

	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NOx [g/kWh]	Partikel [g/kWh]
Benzin	166,20	9,33	15,00	---
Diesel	5,00	1,80	9,80	1,00

Tabelle 1 Vergleich Benzin – Diesel (Quelle: Richtlinie 2003/44/EG)



Diese Richtlinie ist derzeit in Überarbeitung und wird dann auch Grenzwerte für den für Neander relevanten Bereich der kommerziell genutzten Boote bis 20m Länge beinhalten, für die bislang noch keine gesetzliche Regelung existiert. Ein Inkrafttreten der Änderung wird für 2016 erwartet. Durch die Markteinführung des Neander-Außenborders kann allerdings schon früher ein wichtiger Grundstein zur Reduzierung der genannten Schadstoffe gelegt werden.

Damit der Neander-Außenbordmotor die festgelegten Richtwerte erfüllen kann, sind umfassende Versuchsläufe, Untersuchungen und Optimierungsarbeiten erforderlich. Eine Schlüsselfunktion hat dabei das Verbrennungsverfahren, welches durch viele Parameter beeinflusst werden kann, wie z.B. Verdichtungsverhältnis, Brennraumgeometrie, Geometrie der Ein- und Auslasskanäle im Zylinderkopf, Einspritzdruck, Anordnung der Einspritzdüsen, Ladedruck und Lufttemperatur.

Diese Untersuchungen werden an einem Prototyp, welcher sich in einem Testbecken an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München befindet, durchgeführt. Der Motor ist dabei mit zahlreichen Sensoren zur Erfassung von Temperaturen, Drücken und Abgaswerten bestückt.

In der Versuchsvorbereitung wurde der Prototyp mit einem Bosch-Motormanagementsystem ausgestattet. Mit diesem System fand eine Grundkalibrierung statt.

Nach dieser Grundkalibrierung konnte mit der Brennverfahrensoptimierung begonnen werden. Hierfür wurde zunächst eine stationäre Kennfeldapplikation durchgeführt, welche dazu diente, sämtliche Betriebspunkte im Last-Drehzahldiagramm auf den Einsatzzweck hin abzustimmen. Es wurden unter anderem der Luftpfad, einschließlich Turbolader, der Kraftstoffpfad, die Abgase und NVH (Geräusche, Vibrationen, etc.) untersucht.

Anschließend wurden Sicht- und Maßprüfungen aller kritischen Motorkomponenten durchgeführt. So konnte abgeschätzt werden, ob im Langzeitbetrieb Risiken in Form von Brüchen, Rissbildung, Fressen oder erhöhtem Verschleiß an besonders beanspruchten Bauteilen zu erwarten ist.

Daraufhin wurde das Betriebsverhalten des Motors bei unterschiedlichen Drehzahlen untersucht. Es wurde zum Beispiel auf „Motorruckeln“ bei sehr niedriger Leerlaufdrehzahl geachtet.

In der anschließenden Motorbefundung wurden noch einmal alle Teile kontrolliert und auf die Tauglichkeit für eine Langzeiterprobung hin untersucht.

### 3 Hauptteil

Hier wird zunächst auf den Aufbau des Prüfstandes und die verwendeten Messmethoden eingegangen. Anschließend werden die Grundlagen des Motormanagementsystems erklärt. Danach werden die notwendigen mechanischen Arbeiten am Motor während der Versuchsphase beschrieben und planmäßige Wartungsarbeiten und Reparaturen erwähnt. Im letzten Kapitel des Hauptteils werden die ermittelten Versuchsergebnisse betrachtet und mit den festgelegten Richtwerten der jeweiligen Kategorie verglichen.

#### 3.1 Aufbau für Versuche

##### 3.1.1 Prüfstand

Für die Versuche am Motor wurde an der Hochschule München ein Wasserbecken aufgebaut, in welchem der Prototyp betrieben und getestet wurde. Am Getriebeausgang des Unterwasserteils befindet sich eine Welle, durch welche der Motor mit einer Wirbelstrombremse verbunden ist. Oberhalb des Testbeckens wurde ein Kabelschacht angebracht, der sämtliche Versorgungs- und Signalleitungen der Messtechnik aus dem Prüfstandsraum zum Kontrollraum führt.

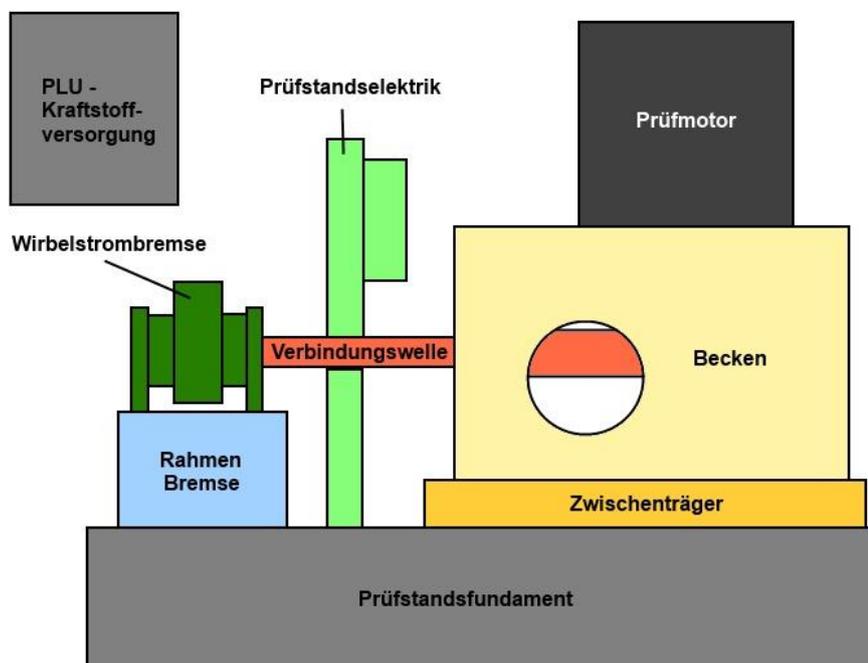


Abbildung 1 Prüfstands Aufbau

In diesem Kontrollraum wurde an einem zentralen Rechner die Steuerung der Versuchsläufe durchgeführt und alle Messwerte erfasst.

Viele der messtechnischen Systeme mussten eigens für die Versuche des Neander-Prototyps neu beschafft werden.

Um eine möglichst zuverlässige und genaue Erfassung der Zylinderdrücke zu gewährleisten, wurden für die Druckindizierung spezielle Messglühkerzen mit Quarz-Druckaufnehmern der Firma Kistler verwendet. Diese wurden an die Einbaumaße des Motors angepasst und kalibriert.

Bei der Betrachtung der Druckverläufe musste zusätzlich beachtet werden, dass sich das Druckmaximum aufgrund des sogenannten thermodynamischen Verlustwinkels um ca.  $1^\circ$  vor dem oberen Totpunkt befindet. Um dieses auszugleichen, wird der Druckverlauf um ca.  $1^\circ$  nach spät korrigiert.

Die Firma Kistler konnte ebenfalls geeignete Sensoren für die Messung des Einspritzdrucks bereitstellen. Besonders wichtig war hier die Möglichkeit, den gemessenen Druck über den jeweiligen Kurbelwellenwinkel darstellen zu können.

Um den Sensor an das Common-Rail-System anschließen zu können, musste ein Adapter angefertigt werden. Die Kalibrierung des Sensors war nicht mehr nötig, da dieses bereits von Kistler durchgeführt wurde.



Abbildung 2 Railadapter

Um Aussagen über den Betriebszustand des Turboladers treffen zu können und um sowohl

dessen Dimensionierung zu beurteilen, als auch die Betriebssicherheit zu gewährleisten, wurde die Drehzahl des Turboladers erfasst. Hierfür musste ein Messsystem gefunden werden, das die hohen Drehzahlen von bis zu 300.000 1/min zuverlässig messen und ausgeben kann.

Als geeignete Messtechnik wurde das Drehzahlerfassungssystem DZ135 der Firma MicroEpsilon ausgewählt. Dieses System ist speziell auf die Anwendung in Turboladern ausgelegt und kann Drehzahlen bis 400.000 1/min durch induktive Messung am Verdichterrad erfassen.

Für die Abstimmung des Motors hinsichtlich der gesetzlich vorgeschriebenen Emissionsgrenzen ist es essentiell wichtig, die Emissionen in jedem Betriebspunkt genau erfassen zu können. Auch als Werkzeug für die Applikation ist die Abgasanalyse unverzichtbar, denn sie erlaubt eine Beurteilung des Verbrennungsprozesses.

Für diese Aufgabe wurde die laboreigene Abgasmessanlage Horiba MEXA1600 an den Prüfmotor angeschlossen. Die Anlage ist über einem beheizten Schlauch mit dem Abgasrohr am Motor verbunden, um Kondensation über die Messstrecke zu vermeiden. Die Bedienung der Anlage erfolgt zentral am integrierten Rechner.



Abbildung 3 Abgasmessanlage

### 3.1.2 Motormanagement

Um alle Mess- und Verstellgrößen zentral überwachen, aufzeichnen und bearbeiten zu können, kommen zwei Systeme zum Einsatz. Die Messwertaufzeichnung erfolgt mit Atlantis, die Applikation der Motorsteuerung mit ETAS INCA 7.0. Um die Kommunikation mit dem Motorsteuergerät zu ermöglichen, wird als Schnittstellengerät ein ES595 Modul der Firma ETAS

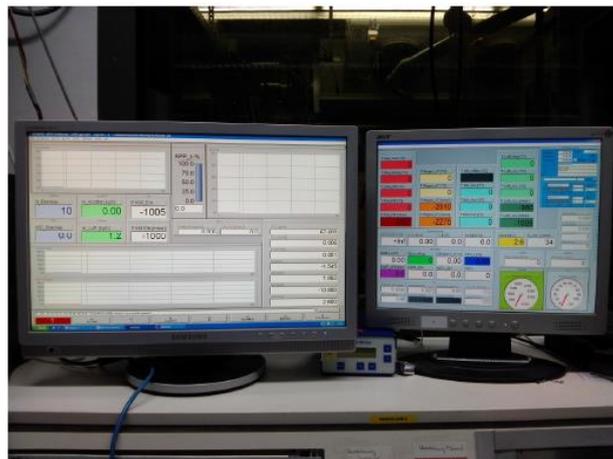


Abbildung 4 Motorüberwachung

verwendet. Dieses stellt die Verbindung zwischen dem Bosch Motorsteuergerät EDC17 und dem Applikationsprogramm INCA 7.0 her.

Über diese Schnittstelle ist es möglich, im laufenden Betrieb Daten aus der Motorsteuerung zu erfassen und zu verändern, ohne das Steuergerät ausbauen zu müssen oder eine sonstige Unterbrechung herbeizuführen.

Da serienmäßige Steuergeräte umfangreiche Eingriffe in die Software nicht unterstützen, kommt für die Neander-Versuche ein Emulatortastkopf(ETK)-Steuergerät zum Einsatz.

Um sich bezüglich des Einspritzsystems eine teure und aufwendige Entwicklung zu ersparen, wurden ausschließlich schon vorhandene Teile der Firma Bosch verwendet. Im speziellen wurden eine Einkolben-Hochdruckpumpe mit Spitzendruck 1600 bar, eine Fuel Control Unit (FCU), ein Hochdruck-Rail und entsprechende Injektoren verwendet. In Abbildung 6 ist das verwendete Kraftstoffsystem schematisch dargestellt.

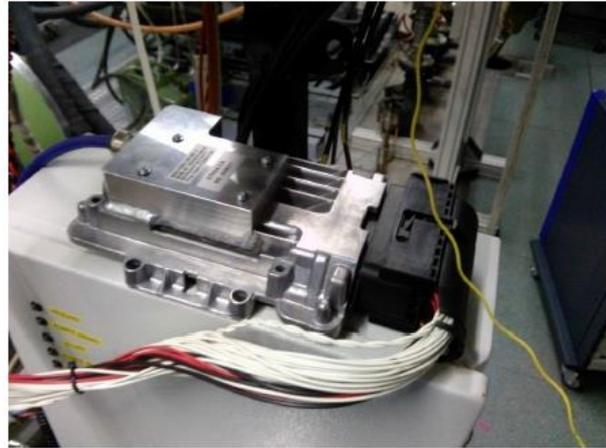


Abbildung 5 ETK-Steuergerät

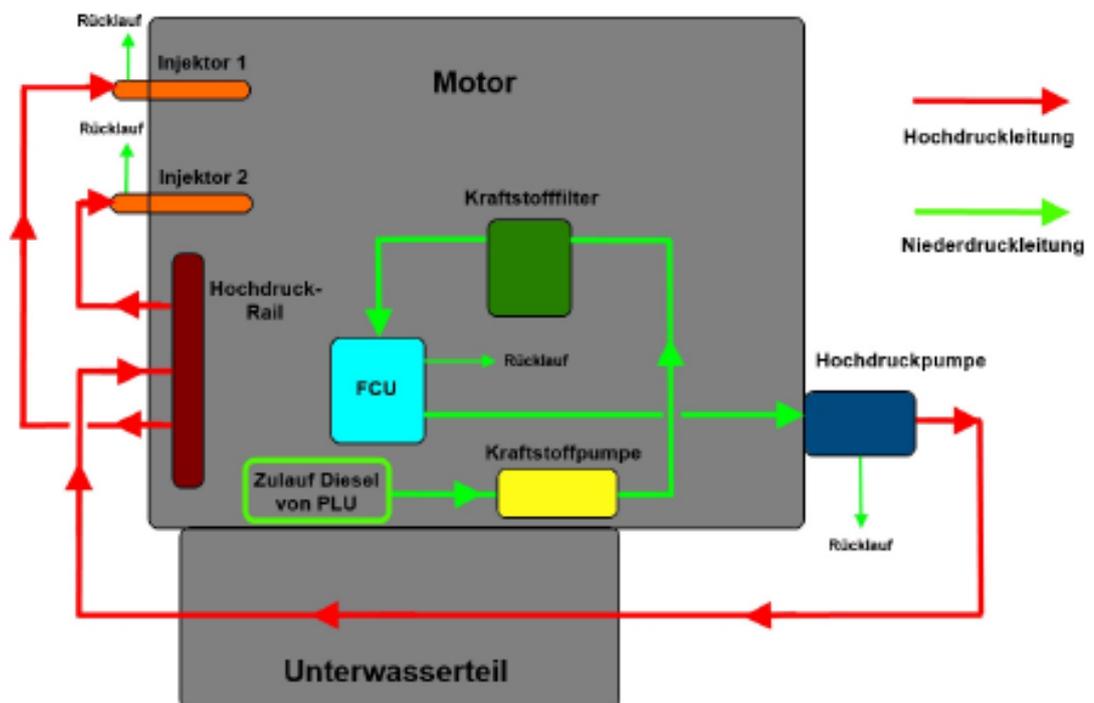


Abbildung 6 Aufbau Kraftstoffsystem

Um das dargestellte Kraftstoffsystem bezüglich der Betriebssicherheit, des Emissions- und Verbrauchsverhaltens, der geforderten Motorleistung und des NVH-Verhaltens optimal steuern zu können, benötigt das Steuergerät eine Reihe von Eingangsdaten.



Folgende motoreigene Sensoren wurden verwendet:

- Drehzahlsensor Kurbelwelle: Induktiver Sensor zur Erfassung der Motordrehzahl
- Positionssensor Nockenwelle: Hall-Sensor zur Erfassung der Nockenwellenposition
- Pedalwertsensor: Potentiometer zur Erfassung der Fahrpedalposition
- Raildrucksensor: Widerstandsveränderliche Dehnmembran zur Raildruck-Messung
- Ladedrucksensor: Widerstandsveränderliche Dehnmembran zur Ladedruckmessung
- Kühlmitteltemperatursensor: NTC-Sensor zur Erfassung der Kühlmitteltemperatur
- Überwachung der Batteriespannung

Als wichtiger Aktor im Motormanagement sind neben den oben genannten Komponenten des Kraftstoffsystems noch die Glühkerzen zu nennen. Die Ladedruckregelung erfolgt rein mechanisch über eine federbelastete Druckdose, welche die Öffnung des Wastegates steuert.

## 3.2 Mechanische Arbeiten

Neben den eigentlichen Testläufen des Motors waren die Begutachtung kritischer Motorenteile und deren Beurteilung bezüglich der Weiterverwendbarkeit von großer Bedeutung. Daher wurden zu festgelegten Zeitpunkten Motorbefundungen durchgeführt. Außerdem musste auf Beschädigungen von Teilen reagiert werden, welche zu einer Verzögerung der Versuchsdurchführung führten. Die Ergebnisse der Befundungen und aller mechanischen Arbeiten werden in den nächsten drei Abschnitten beschrieben.

### 3.2.1 Änderung Nockenwellen

Zu Beginn der Kennfeldvermessungen wurde eine sehr hohe Schwarzauchzahl (ca. 6,5) und ein hoher spezifischer Verbrauch (ca. 360g/kWh) ermittelt. Der ermittelte Lambdawert von 1,1 lag dabei unter dem Zielwert von 1,4. Nachdem der Fehler nicht in der Motorsteuerung gefunden werden konnte, wurden die relevanten mechanischen Bauteile auf ihre Funktion hin überprüft.

Bei der Überprüfung der Nockenwellen wurde dabei ein deutlicher Unterschied zwischen den realen und den vorgegebenen Nockenprofilen festgestellt.

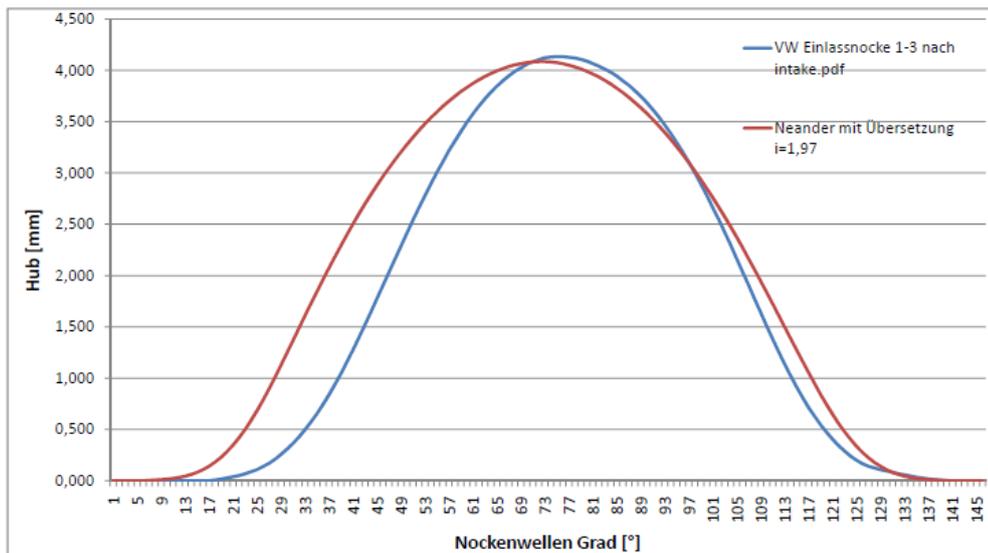


Abbildung 7 Abweichung Einlassnocken

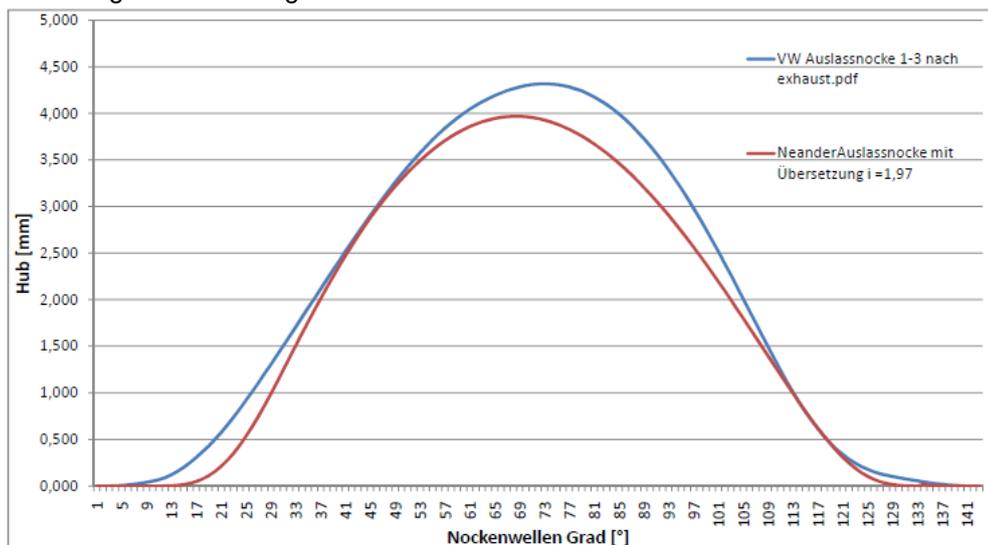


Abbildung 8 Abweichung Auslassnocken

Da eine Weiterführung der Testläufe mit diesen Nockenwellen keinen Sinn machte, wurden neue Nockenwellen mit geeigneten Nockenprofilen in Auftrag gegeben. Nach dem Einbau und der Vermessung der neuen Nockenwellen konnte der Testlauf fortgesetzt werden, wobei durch passende Nockenprofile der spezifische Kraftstoffverbrauch auf 265 g/kWh und die Schwarzauchzahl auf 1,35 gesenkt werden. Der Lambda-Wert pendelte sich bei 1,5 bis 1,6 ein. In einer nachfolgenden Motorbefundung wurde außerdem ein geringer Schaden an einer Auslassnocke festgestellt, welcher durch eine Berührung der Nocke und dem Injektorhalter entstanden ist (Abbildung 9).

Es wurde festgestellt, dass der Injektorhalter fehlerhaft bearbeitet worden war. Durch eine Nachbearbeitung konnte der Fehler behoben werden.

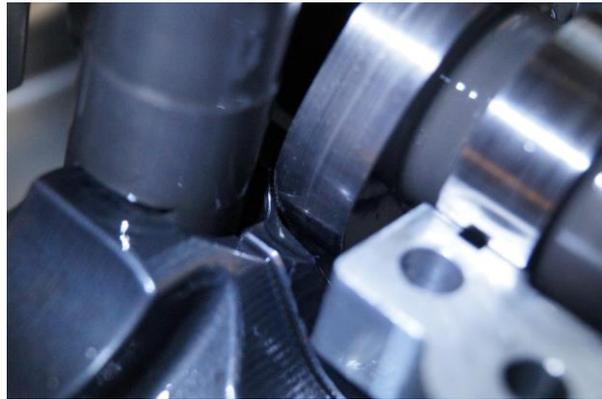


Abbildung 9 Kollision Nocke - Injektorhalter

### 3.2.2 Kurbelwellen

Bei einem Ausschwingversuch des Motors wurden außerordentlich starke Vibrationen festgestellt. Als Ursache hierfür konnten fehlerhaft ausgewuchtete Kurbelwellen ermittelt werden. Die bestehenden Kurbelwellen wurden neu ausgewuchtet und erwiesen in einem neuen Schwingversuch ein deutlich verbessertes Schwingverhalten.

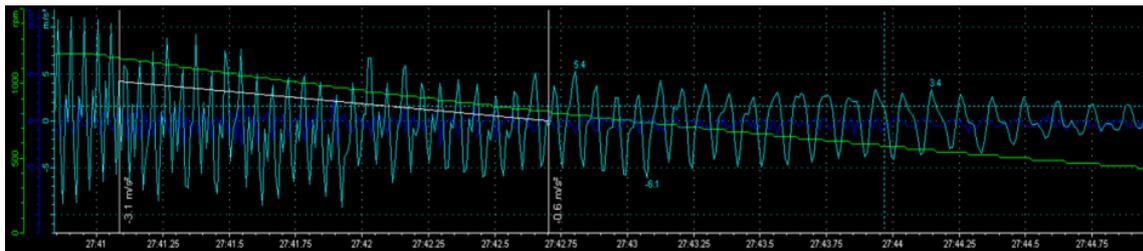


Abbildung 10 Schwingungsmessung vor Optimierung

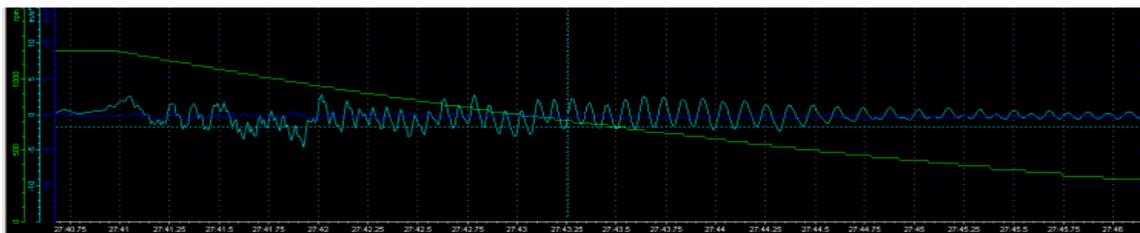


Abbildung 11 Schwingungsmessung nach Optimierung

Bei der Betrachtung der Kurbelwellenlagerschalen wurde ein ungleichmäßiges Verschleißverhalten festgestellt. Dieses wurde durch eine starke Durchbiegung der Kurbelwellen während des Motorbetriebes verursacht.

Da man die Steifigkeit der vorhandenen Kurbelwellen nicht nachträglich verbessern konnte, mussten neue Kurbelwellen gefertigt werden, welche zuvor auf rechnerischem Weg mit einer höheren Steifigkeit versehen wurden.

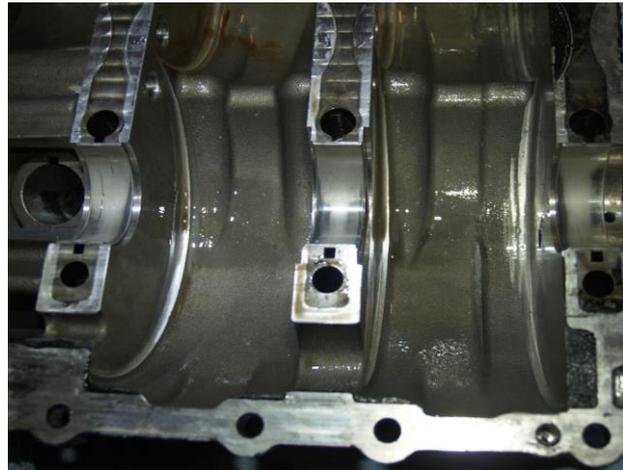


Abbildung 12 Kurbelwellenlager

### 3.2.3 Arbeiten am Ölkreislauf

Nach fortgeschrittenen Applikationsarbeiten wurde eine Trübung des Motorenöls festgestellt, welches auf eine Undichtigkeit des Ölkreislaufs und eine Vermischung des Öls mit Kühlwasser hinwies. Deshalb wurde der Testbetrieb sofort unterbrochen, um die Undichtigkeit zu ermitteln.



Abbildung 13 Wasser - Ölgemisch

Nach der Demontage des Motors vom Unterwasserteil, wurde in der Adapterplatte, welche den Prototypen mit dem Unterteil verbindet, ein Bereich lokalisiert, in dem durch eine fehlende Verschraubung kein ausreichender Druck auf die Dichtung ausgeübt wurde. Dadurch gelangte an dieser Stelle das Kühlerwasser in den Ölkreislauf. Dieser Fehler konnte durch die nachträgliche Anbringung eines Verschraubungspunktes (Material aufschweißen und fräsen) behoben werden.



Abbildung 14 Fehlende Verschraubung



### 3.3 Applikationsarbeiten

Die Applikationsarbeiten an dem Prototypen wurden mit dem von Bosch Indien voreingestellten Motormanagementsystem durchgeführt. Damit das Motormanagement die Leistungsanforderungen umsetzen kann und außerdem die geforderten Grenzwerte des Verbrauchs und der Emissionen einhalten kann, ist eine Kontrolle und Regulierung vieler Messwerte erforderlich.

Um im Bootsbetrieb die Impulse vom Fahrhebel/Fahrpedal umzusetzen, wird dieser Impuls zunächst erfasst und überprüft. Entsprechend der Fahrpedalstellung wird aus einem Kennfeld der zugeordnete Momentenwert ermittelt und an den Motormomentenordinator weitergeleitet. Diese Funktion errechnet nun unter Berücksichtigung von Sicherheitsgrenzen (Motorschutz), Betriebsart (z.B. Leerlauf) und festgelegten Größen wie Reibverlusten die benötigte Momentenanforderung und leitet sie weiter an die Funktion zur Umrechnung von Motormoment in die benötigte Kraftstoffmenge.

Um eine dem Momentenwunsch entsprechende Kraftstoffmenge zuführen zu können, wird im Kraftstoffmengenordinator drehzahlbasiert und unter Berücksichtigung von diversen Korrekturen die exakte Einspritzmenge errechnet. Diese Mengenvorgabe wird schließlich an die Funktion zur Regelung des Einspritzsystems weitergeleitet und dort in eine Ansteuerdauer für die Injektoren umgerechnet. Dabei werden sowohl der aktuelle Einspritzdruck als auch die physikalischen Eigenschaften des Systems (zuvor experimentell vom Hersteller ermittelt) berücksichtigt. Außerdem können auch Einflüsse wie die Alterung der Injektoren durch entsprechende Kennfelder und Berechnungen ausgeglichen werden.

Um einen Überblick über alle für diese Arbeit relevanten Stellgrößen (Labels) zu geben, werden diese nachfolgend aufgelistet:

Wichtige Messgrößen:

- Drehzahl [1/min]
- Betriebsmodus Motor
- Fahrpedalstellung [%]
- Einspritzmenge unkorrigiert [mg/Hub]
- Luftmasse [kg]
- Batteriespannung [V]
- Kraftstofftemperatur [°C]



- Kühlmitteltemperatur [°C]
- Status Raildrucksteuerung
- Raildruck Istwert [kPa]
- Raildruck Sollwert [kPa]
- Einspritzbeginn Haupteinspritzung [°KW vor OT]
- Einspritzdauer Haupteinspritzung ( $\mu\text{s}$ )
- Einspritzdauer Voreinspritzung 1 ( $\mu\text{s}$ )

Wichtige Kennfelder und Verstellwerte:

- Pedalkennfeld
- Umrechnung Momentenanforderung zu Menge
- Basiskennfeld Raildrucksollwert
- Basiskennfeld Einspritzbeginn [°KW vor OT] ohne Voreinspritzung
- Basiskennfeld Einspritzbeginn [°KW vor OT] mit Voreinspritzung 1
- Basiskennfeld Einspritzbeginn [°KW vor OT] mit Voreinspritzung 2
- Min. Leerlaufdrehzahl bei warmem Motor [1/min]
- Kennlinie Leerlaufdrehzahl abhängig von der Motortemperatur
- Umschaltverzögerung für Leerlaufdrehzahl warmer Motor [s]
- Höchstdrehzahl Motor [1/min]
- Hysterese Umschaltwert Warmlauf [°C]
- Hysterese Umschaltwert Kaltlauf [°C]
- Maximalwert für Raildruck [kPa]
- Kennfeld für Menge Voreinspritzung 1
- Kennfeld für Menge Voreinspritzung 2
- Kennfeld für Menge Voreinspritzung 3
- Basiskennfeld 1 für Spritzbeginn Voreinspritzung 1
- Basiskennfeld 2 für Spritzbeginn Voreinspritzung 1
- Basiskennfeld 1 für Spritzbeginn Voreinspritzung 2
- Basiskennfeld 2 für Spritzbeginn Voreinspritzung 2
- Maximale Anzahl Einspritzungen pro Arbeitsspiel
- Injektorkennfeld
- Wert für Überdrehzahlerkennung [1/min]
- Basiswert Leerlaufdrehzahl kalter Motor [1/min]
- Basiswert Mengenbegrenzung Einspritzung [mg/Hub]
- Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel

Da das erklärte Leistungsziel von 55 PS bei 4000 1/min bislang rechnerisch ermittelt wurde, sollte der Motor während der Projektphase diese Leistung erstmals auch im realen Prüfbetrieb erreichen. Dazu musste die Möglichkeit geschaffen werden, die Einspritzmenge deutlich zu erhöhen und entsprechende andere Begrenzungen aus dem Basisdatenstand auf- bzw. anzuheben. Um gleichzeitig die Betriebssicherheit weiter zu gewährleisten, durfte dies natürlich nur soweit stattfinden wie es die mechanische Belastung zulässt. Weiterhin sollten die definierten Grenzwerte bezüglich Schwarzrauch und Lambda nicht wesentlich überschritten werden.

### 3.4 Versuchsergebnisse

In den folgenden Abschnitten werden die Versuchsergebnisse Leistungs- und Verbrauchsmessung, sowie die Messungen der Emissionen vorgestellt. Die Untersuchungen zur Leistung und zum Verbrauch wurden nach der Montage der neuen Nockenwellen durchgeführt. Bevor mit der Messung der Emissionen begonnen wurde, wurde die Undichtigkeit des Ölkreislaufs behoben und es wurden die optimierten Kurbelwellen verbaut. Diese Arbeiten wurden im Kapitel der mechanischen Arbeiten beschrieben.

#### 3.4.1 Messung mit Basisapplikation

Mit dem Basisdatenstand des Motormanagements und den neuen Nockenwellen wurde die folgende Leistungsabgabe ermittelt. Es wurden Betriebspunkte von 1500 bis 3250 1/min mit jeweils 3-7 Laststufen gefahren. Dieser Test sollte zunächst der grundsätzlichen Funktionsüberprüfung des Motors in einigen Betriebspunkten dienen.

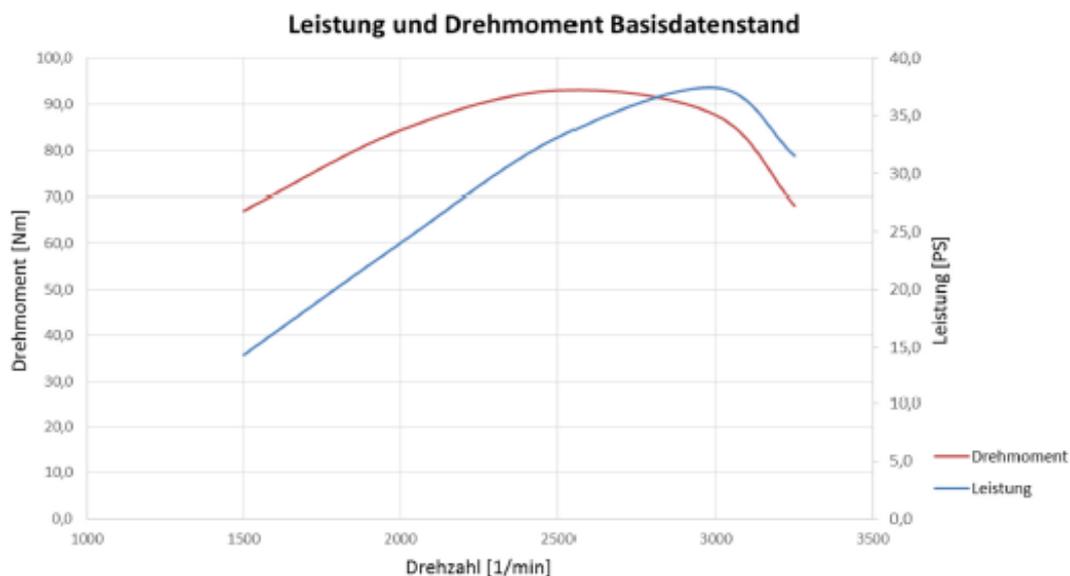


Abbildung 15 Leistungsmessung Basisdatenstand



Hier ist deutlich erkennbar, dass der ermittelte Drehmoment- und Leistungsverlauf relativ gleichförmig mit einem stetigen Anstieg bis 2500 1/min verläuft. Weiterhin ist erkennbar, dass durch die im Basisdatenstand hinterlegte Rücknahme der Einspritzmenge ab 3000 1/min Drehmoment und Leistung bereits wieder deutlich abfallen.

Die Spitzenwerte lagen bei:

Max. Leistung: 37,4PS bei 3000 1/min

Max. Drehmoment: 93,0Nm bei 2500 1/min

Diese Werte lagen noch deutlich unter den angeforderten Werten. Das primäre Ziel dieser Messung wurde jedoch erreicht, der Motor konnte ohne Probleme in allen angefahrenen Punkten betrieben werden.

Bei einer ersten Messung des spezifischen Verbrauchs wurde ein Bestwert von 265 g/kWh gemessen. Dieser Wert war noch deutlich entfernt von den durchschnittlichen Verbrauchswerten vergleichbarer Serienmotoren. Bestwerte für PKW-Dieselmotoren liegen bei ca. 220 g/kWh. Bedenkt man aber, dass dieser Wert ohne jegliche Optimierung und mit dem ersten Prototypenstand erreicht wurde, relativiert sich das Ergebnis in Bezug auf den Entwicklungsstand.

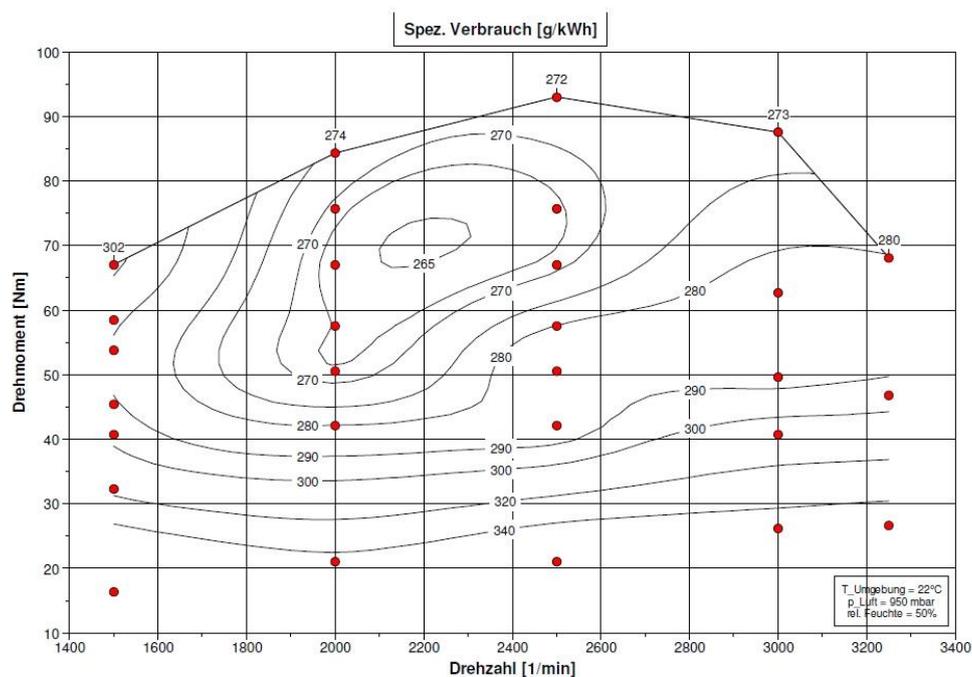


Abbildung 16 spez. Verbrauch Basisapplikation

Was die Schwarzrauchzahl und Lambdawerte betrifft, so wird deutlich, dass im Bereich bis ca. 2000 1/min die Grenze von Schwarzrauch 3, bzw. Lambda 1,4 bereits erreicht ist. Im Bereich oberhalb von 2000 1/min wurde jedoch deutlich, dass die Grenze der umsetzbaren Kraftstoffmenge noch nicht erreicht wurde.

Sowohl Schwarzrauch als auch Lambda waren noch deutlich von den zulässigen Werten entfernt. In diesem Bereich lässt sich daher erwarten, dass durch Steigerung der Einspritzmenge das Drehmoment noch weiter erhöht werden kann.

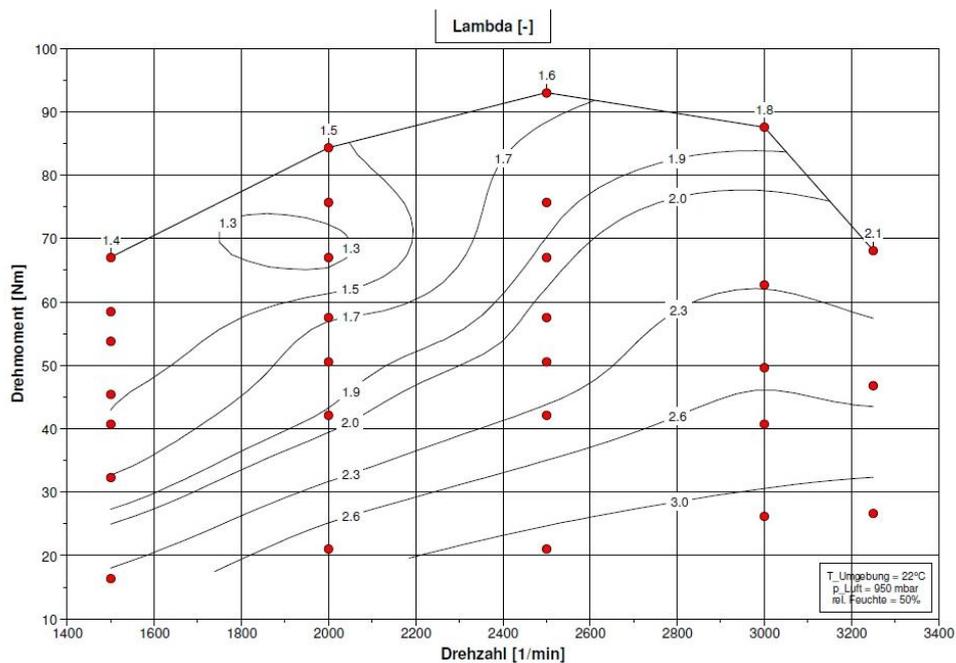


Abbildung 17 Lambdawert Basisapplikation

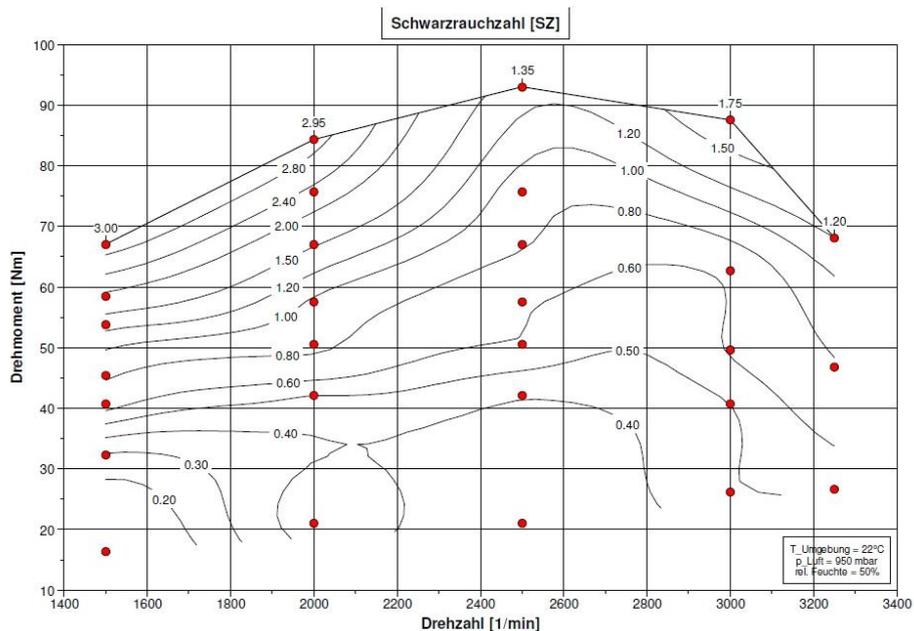


Abbildung 18 Schwarzrauchzahl Basisapplikation



Auch die Abgastemperaturen mit Maximalwerten um 600°C und die erreichten Ladedrücke von 1,35 bar lassen noch Potential für Steigerungen erkennen.

### 3.4.2 Leerlaufuntersuchung

Um das Leerlaufverhalten schrittweise zu untersuchen wurde die Leerlaufdrehzahl in Stufen von 50 1/min abgesenkt. Ausgehend von einer Leerlaufdrehzahl von 900 1/min konnte die Drehzahl so bis auf 500 1/min abgesenkt werden, ohne dass der Motor stoppte. Betrachtet wurde dabei sowohl die Drehungleichförmigkeit als auch der Einfluss der Voreinspritzung.

Festgestellt werden konnte dabei, dass auch eine Leerlaufdrehzahl von 500 1/min keine Probleme im Motorlauf hervorruft. Der Leerlauf blieb stabil, die Zu- und Abschaltung der Voreinspritzung hatte keinen nennenswerten Einfluss auf das Laufverhalten.

Abbildung 19 zeigt das Drehzahlsignal in feiner Auflösung über den Kurbelwinkel aufgetragen. Erkennbar ist ein wellenförmiger Verlauf der Drehzahl, bedingt durch die Beschleunigung des Kurbeltriebs im Arbeitstakt und das Abbremsen während der Verdichtung. Dies wird als Drehungleichförmigkeit bezeichnet.

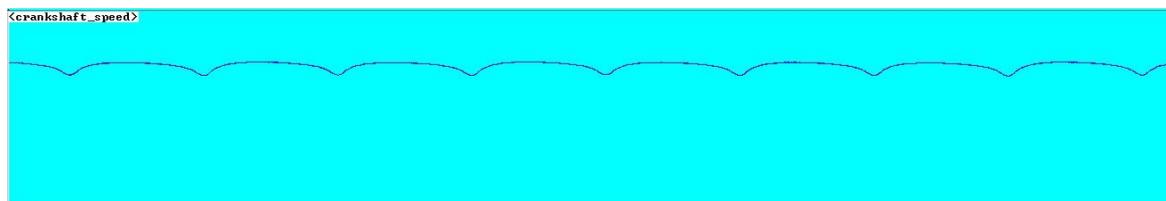


Abbildung 19 Signal Drehzahl über Kurbelwinkel

Die Unterschiede bei Betrieb mit und ohne Voreinspritzung sind im Leerlauf nicht nur subjektiv zu vernachlässigen, auch die gemessenen Werte zeigen, dass der Einfluss äußerst gering ist. Die größte Abweichung ergibt sich bei 500 1/min, wobei hier die Drehungleichförmigkeit ohne Voreinspritzung lediglich 4% höher liegt als mit Voreinspritzung. In den anderen Betriebspunkten liegt die Abweichung zwischen 2,7% und 0,9%.

Betriebspunkt	Drehzahl max.	Drehzahl min.	Drehzahl delta
500 1/min mit Voreinspritzung	566	355	211
500 1/min ohne Voreinspritzung	564	344	220
600 1/min mit Voreinspritzung	657	482	175
600 1/min ohne Voreinspritzung	650	471	179
700 1/min mit Voreinspritzung	749	581	168
700 1/min ohne Voreinspritzung	755	589	166
800 1/min mit Voreinspritzung	694	846	152
800 1/min ohne Voreinspritzung	691	845	154
900 1/min mit Voreinspritzung	801	945	144
900 1/min ohne Voreinspritzung	800	945	145

Tabelle 2 Messwerte Drehungleichförmigkeit

In Abbildung 20 Abbildung 21 ist nochmals der Unterschied im Einspritzsignal zwischen Betrieb mit und ohne Voreinspritzung dargestellt. Gut zu erkennen sind in Abbildung 20 die zwei dicht aufeinander folgenden Signale, wohingegen in Abbildung 21 lediglich ein längeres Signal erkennbar ist.

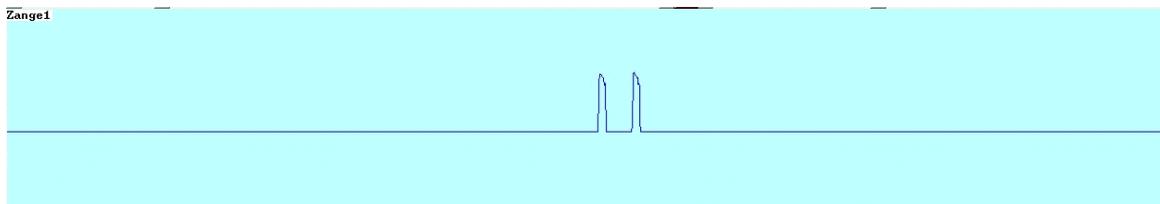


Abbildung 20 Einspritzsignal mit Voreinspritzung

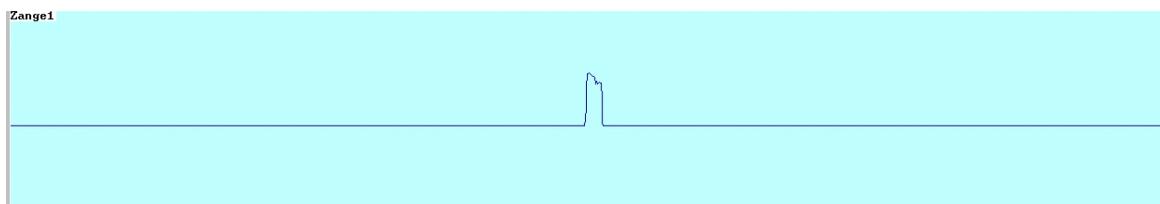


Abbildung 21 Einspritzsignal ohne Voreinspritzung

Auffällig ist außerdem, dass die Voreinspritzung in etwa die gleiche Länge wie die Haupteinspritzung hat. Hier werden zukünftig applikative Änderungen vorgenommen. Die Voreinspritzung sollte deutlich kürzer gewählt werden um den in Abbildung 22 dargestellten Druckverlauf gleichmäßiger zu gestalten.

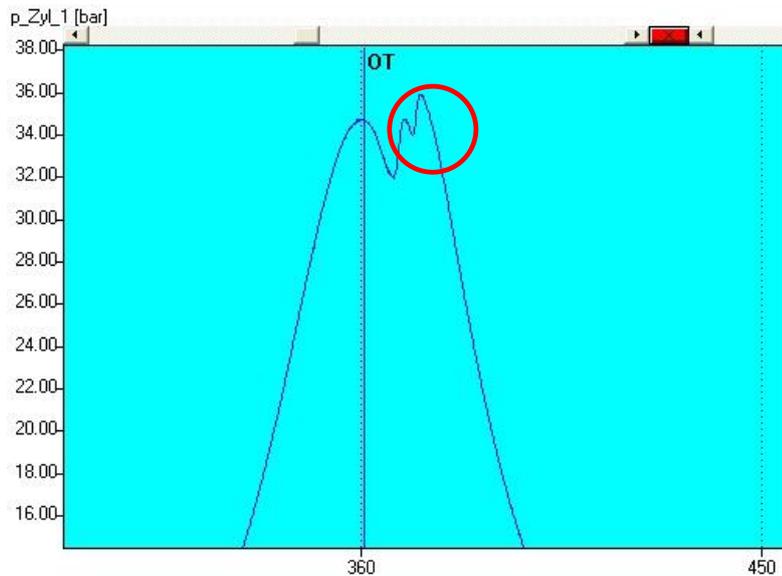


Abbildung 22 Druckverlauf mit Voreinspritzung

### 3.4.3 Optimierung der Injektorsteuerung

Wie bereits bei den Untersuchungen zum Basisdatenstand festgestellt wurde, konnte die Einspritzmenge ab 2000 1/min noch angehoben werden, um mehr Drehmoment zu erzielen. Die Anpassung wurde schrittweise im laufenden Versuchsbetrieb durchgeführt und die Ergebnisse überprüft. Dabei wurde darauf geachtet, dass die gesetzten Grenzen, insbesondere der Zylinderspitzenruck, nicht überschritten wurden. Der letztendlich erreichte Leistungs- und Drehmomentverlauf ist in Abbildung 23 dargestellt.

Zum Vergleich ist in diesem Diagramm der interpolierte Verlauf einer angenommenen Propellerkurve dargestellt. Wie man erkennen kann, liegt die zur Verfügung stehende Leistung in jedem Betriebspunkt deutlich über der Bedarfsleistung (Propellerkurve). Damit ist sichergestellt, dass jederzeit noch Beschleunigungsreserven vorhanden sind.



Abbildung 23 Leistungsdiagramm Einspritzmengenanhebung

Die erreichten Maimalwerte liegen bei:

Max. Leistung: 56,1PS bei 4000 1/min

Max. Drehmoment: 113,6Nm bei 3000 1/min

Betrachtet man den spezifischen Verbrauch, kann hier gegenüber dem Basisstand eine deutliche Verbesserung von minimal 265 g/kWh auf minimal 240 g/kWh festgestellt werden (Abbildung 24).

Aus den Daten der Druckindizierung geht dabei hervor, dass der Verbrennungsschwerpunkt im Bereich des Bestverbrauchs bei etwa 13,5°KW nach OT liegt. Damit ist man sogar noch einige Grad von der verbrauchsoptimalen Schwerpunktlage bei 8°KW nach OT entfernt. In Bezug auf den Verbrauch ist also noch Optimierungspotenzial erkennbar.

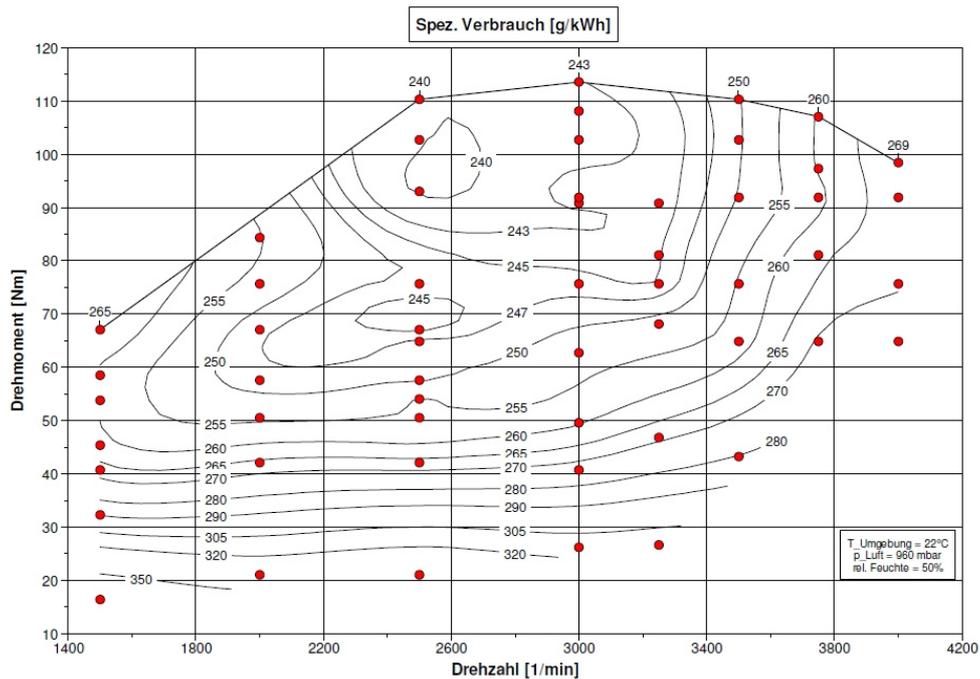


Abbildung 24 Spezifischer Verbrauch

In Bezug auf die Grenzen hinsichtlich Lambda und Schwarzrauch wurde bei diesem Versuch das maximal mögliche ausgelotet ohne weitere Einspritzparameter zu verändern. Mit Lambdawerten zwischen 1,34 und 1,44 und Schwarzrauch zwischen 2,0 und 3,5 in der Vollast wurden die angestrebten Ziele bezüglich Motorleistung und Drehmoment erfreulicherweise auf Anhieb erreicht (Abbildung 25 & Abbildung 26).

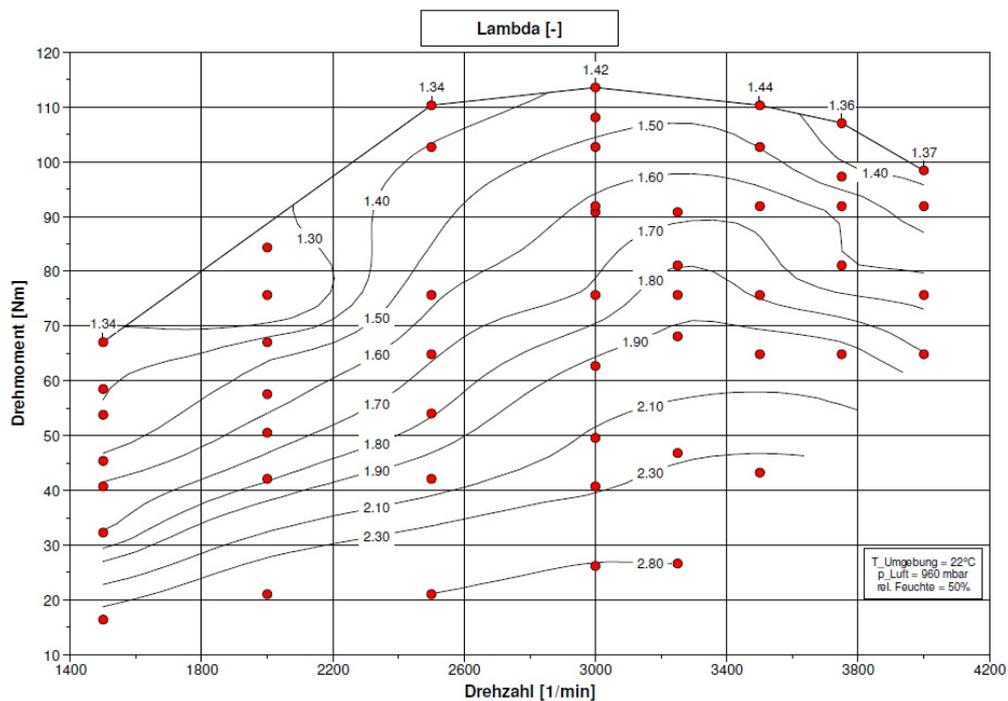


Abbildung 25 Kennfeld Lambda

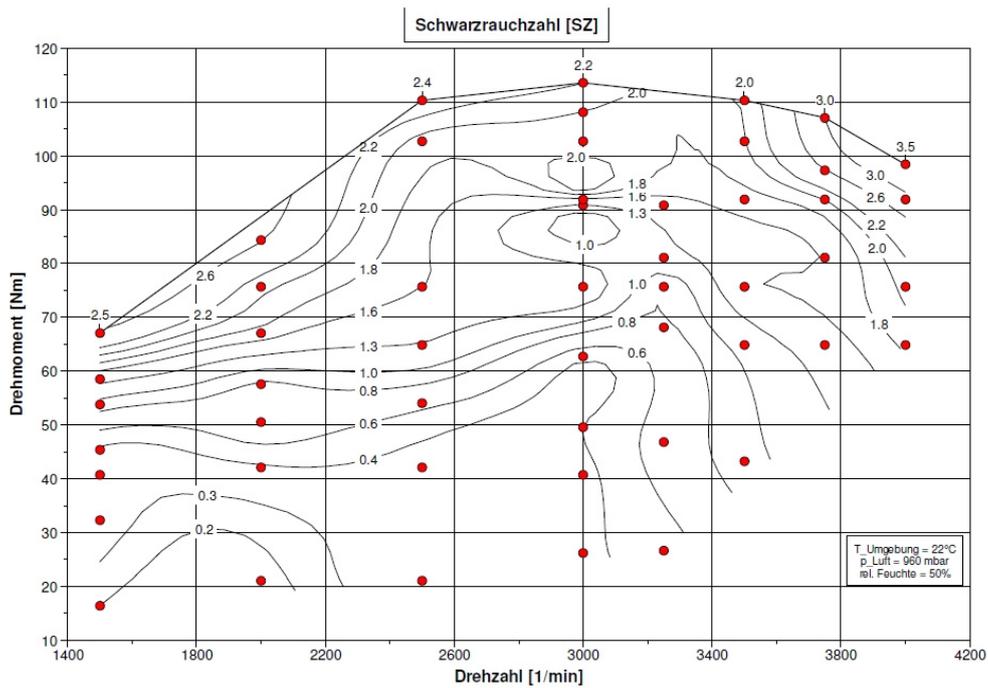


Abbildung 26 Kennfeld Schwarzrauch

Eine weitere Leistungssteigerung mit der verwendeten Hardware ist aber nicht möglich. Der Grund dafür liegt in dem verwendeten Turbolader. Aus dem Kennfeld für den relativen Ladedruck (Abbildung 27) und den zugehörigen Turboladerdrehzahlen geht hervor, dass der Turbolader an seiner Grenze betrieben wurde. Mit einem Ladedruck von max. 1,54 bar und einer Turboladerdrehzahl von ca. 306000 1/min ist hier keine weitere Steigerung mehr möglich, ohne Veränderungen an der Hardware vorzunehmen.

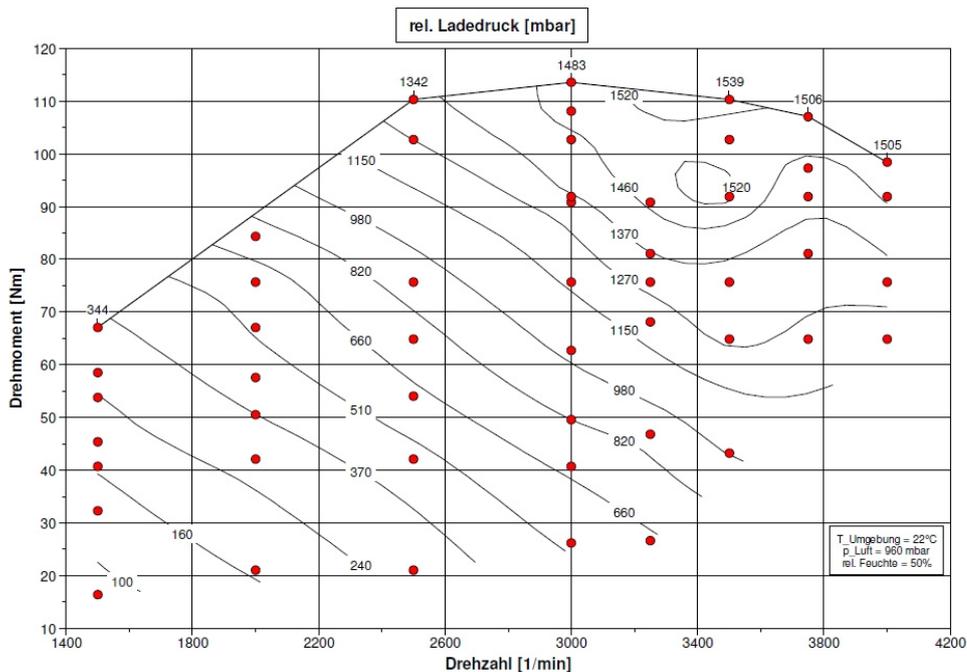


Abbildung 27 Kennfeld Ladedruck



Die Reduktion des Schwarzrauchs resultiert aus der besseren Kraftstoffzerstäubung und Verteilung im Brennraum. Damit ergibt sich für zukünftige Anpassungen genügend Spielraum um Verbesserungen der Stickoxidemissionen im Zusammenspiel mit den Partikelemissionen zu erreichen. Denkbar wäre dabei z.B. eine Spätverstellung des Einspritzbeginns. Auch im Lambdakennfeld sind die positiven Auswirkungen der Optimierungsarbeiten sichtbar (Abbildung 30).

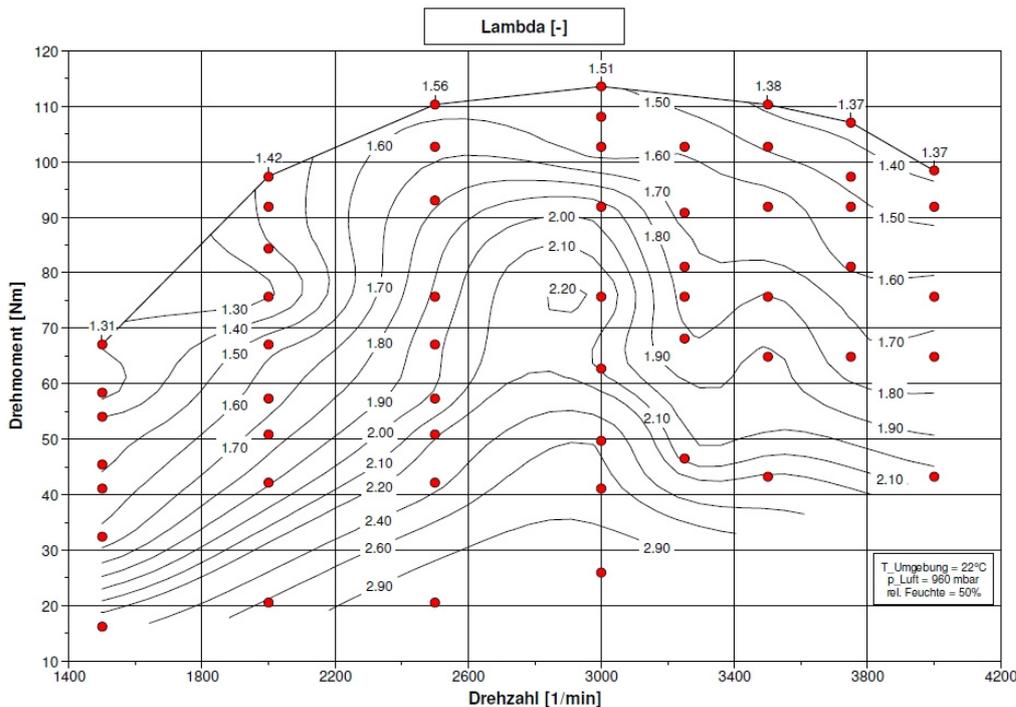


Abbildung 30 Lambdakennfeld

Vor allem im mittleren Drehzahlbereich ist der Lambdawert höher was auf die verbesserte Gemischbildung zurückzuführen ist. Hier zeigt sich Potential für eine weitere Erhöhung des Drehmomentes bzw. Optimierungspotential hinsichtlich der Emissionen. Im Ladedruckkennfeld haben sich in diesem Fall keine großen Änderungen ergeben, sodass die Unterschiede in den übrigen Messwerten hauptsächlich auf die Modifikation der Einspritzung zurückzuführen sind.

### 3.4.4 Emissionen

Nach einer erneuten Motorbefundung, dem Beseitigen der Undichtigkeit im Ölkreislauf, und dem Einbau neuer Kurbelwellen wurden die Emissionen des Motors gemessen. Die Ergebnisse sind im folgenden Abschnitt dargestellt.

In Abbildung 31 sind die erreichten NO<sub>x</sub>-Werte zu sehen. Der gemessene Spitzenwert von 8 g/kWh konnte den in der EU-Richtlinie 2003/44/EG vorgegebenen Richtwert von 9,8 g/kWh einhalten.

Da sich die NO<sub>x</sub>-Werte nicht ohne eine einhergehende Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs verringern lassen, muss hier abgewogen werden, ob sich zu Gunsten des Verbrauchs weiter an die NO<sub>x</sub>-Obergrenze von 9,8 g/kWh herangetastet werden soll.

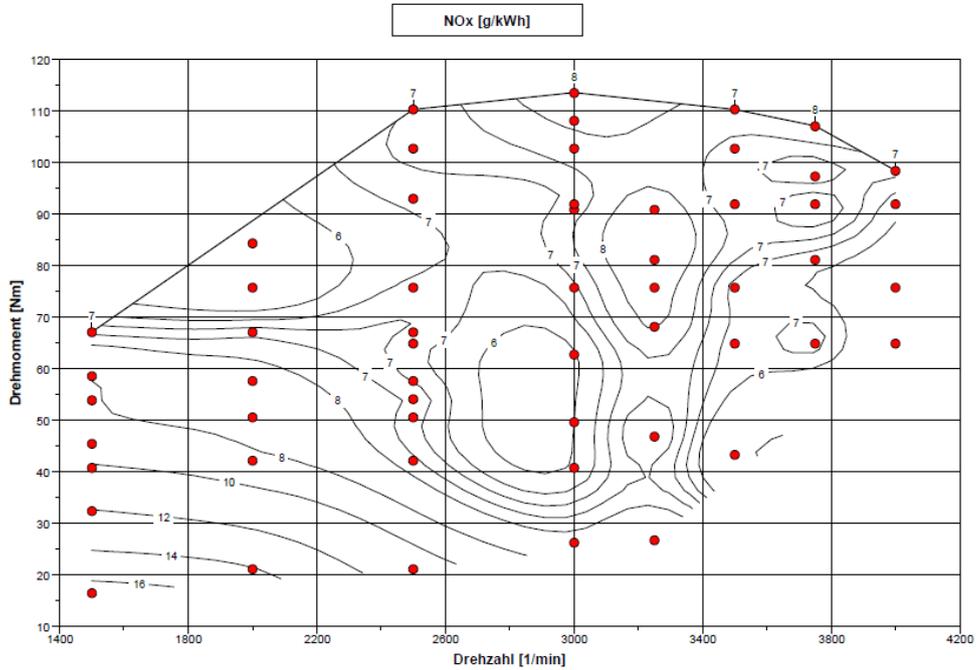


Abbildung 31 Kennfeld NO<sub>x</sub>

Die gemessenen CO-Werte ergaben einem Wert von ca. 2,5 g/kWh im relevanten Drehzahl- und Leistungsbereich.

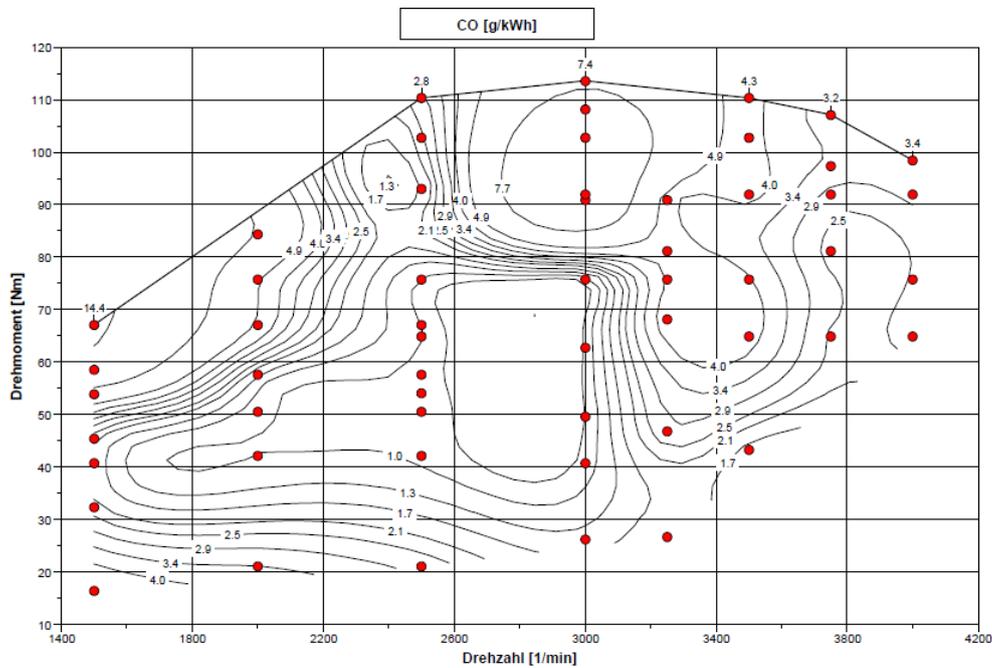


Abbildung 32 Kennfeld CO

Die gemessenen HC-Werte lagen im relevanten Messbereich bei ca. 0,5 g/kWh und liegen somit deutlich unter dem Grenzwert der EU-Richtlinie. In Abbildung 33 sind die gemessenen HC-Werte zu erkennen.

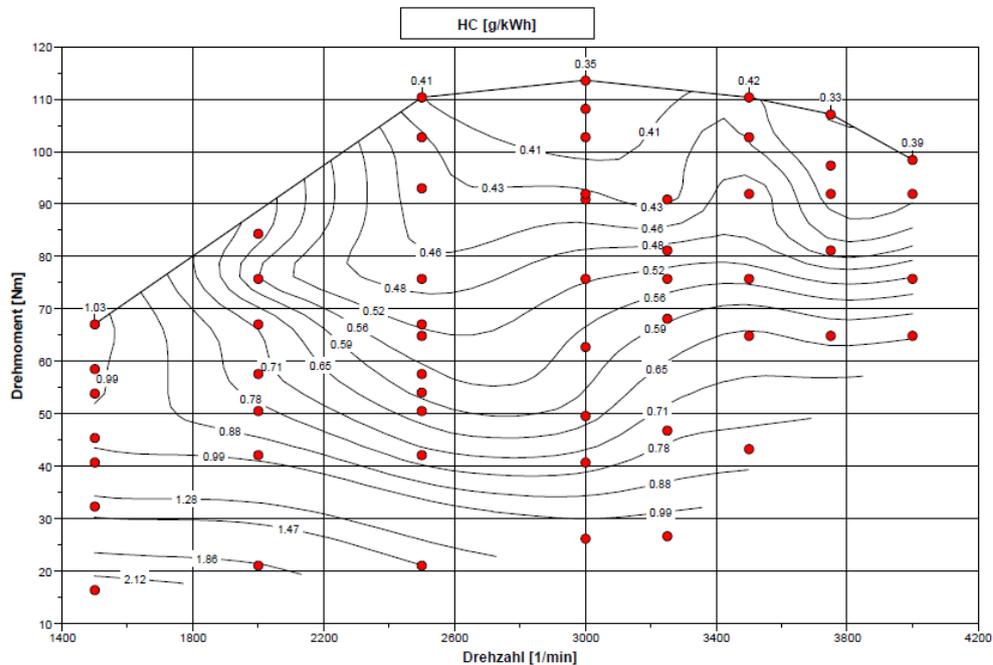


Abbildung 33 Kennfeld HC

Die gemessenen CO<sub>2</sub>-Werte fallen, wie auch die gemessenen Verbrauchswerte, höher aus, als Vergleichswerte entsprechender PKW-Dieselmotoren. Der höhere Messwert kann jedoch mit der unterschiedlichen Leistungsmessung von PKW-Motoren und dem Außenbordmotor begründet werden. Während die Messung der PKW-Motoren direkt an der Schwungscheibe erfolgt, wird bei dem Neander-Prototyp erst hinter dem Unterwasserteil und damit hinter dem Getriebe gemessen. Daraus resultiert, dass die Reibung und damit auch der gemessene Reibmitteldruck von 4,4 bar im Vergleich zu PKW-Motoren höher ausfällt (ca. 2,2 - 2,5 bar). Würde man das Unterwasserteil aus der Betrachtung ausschließen, dann ließe sich der Reibmitteldruck auf den Wert entsprechender PKW-Motoren absenken. Bei der Annahme, dass sich der Verbrauch mit einem um ein Bar verringerten Reibmitteldruck um ca. 10 % reduziert, dann kann der Neander-Motor sich dem spezifischen Verbrauch durchschnittlicher PKW-Dieselmotoren (ca. 220 g/kWh) deutlich annähern. In Abbildung 35 ist der gemessene Reibmitteldruck dargestellt.

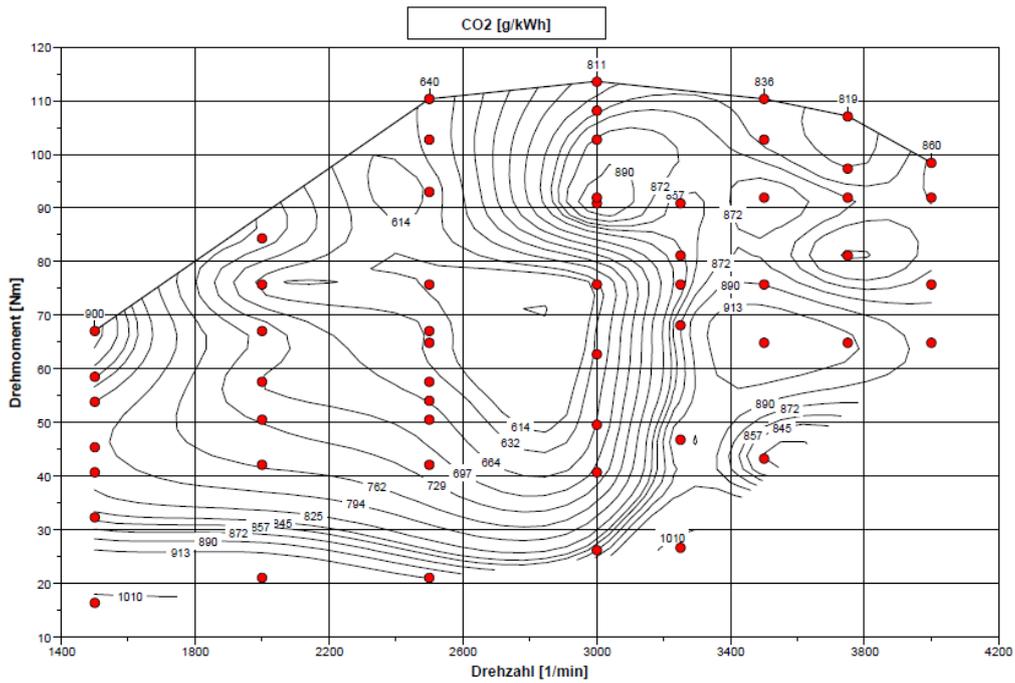


Abbildung 34 Kennfeld CO2

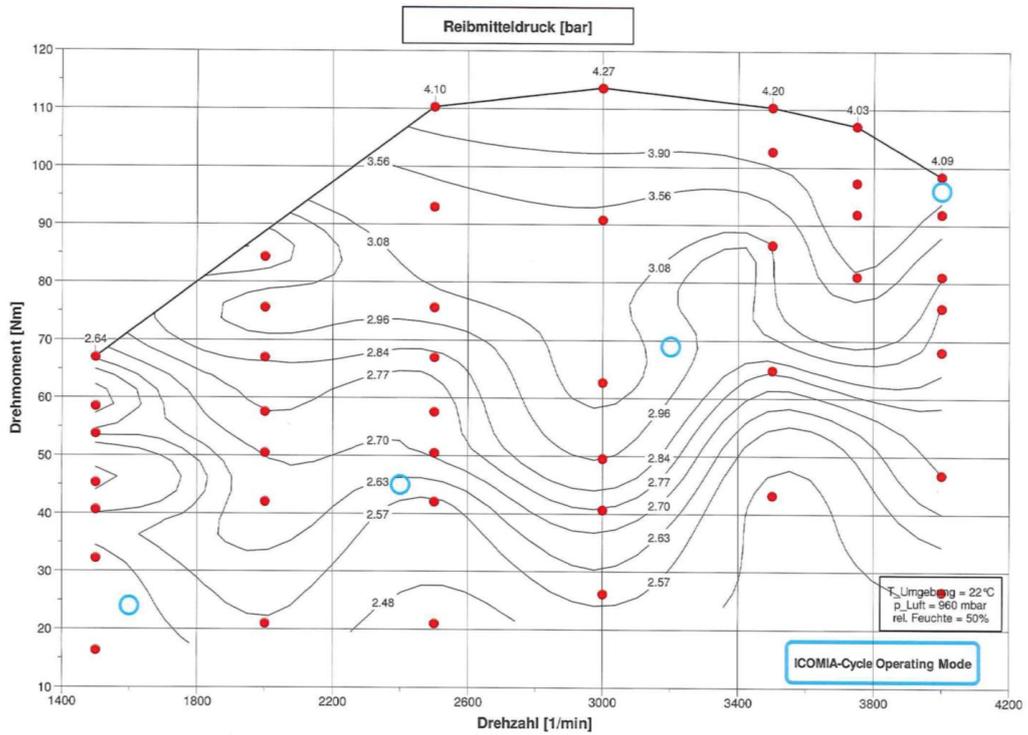


Abbildung 35 Reibmitteldruck

### 3.5 Nachtrag: Versuchsergebnisse FEV

In einer anschließenden Erprobung bei der FEV fanden weitere Optimierungsarbeiten an der Motorsteuerung statt, um die einzuhaltenden Grenzwerte der EU-Richtlinie 2003/44/EG einhalten zu können.

Zu Beginn der Erprobung wurden ähnliche Verbrauchswerte wie in München gemessen. Nach kurzer Zeit kam es jedoch zu einem durch Wassereinbruch entstandenen Schaden an der Wellenlagerung des FEV-Prüfstandes. Um weitere Schäden während der kurzen und kostenintensiven FEV-Testphase zu vermeiden, wurde die Wellenlagerung des Prüfstandes mit neuen gekapselten Wälzlagern und zusätzlichen Radialwellendichtringen ausgestattet, woraus eine erhöhte Reibung und damit ein erhöhter Kraftstoffverbrauch resultierte. Als Minimalwert wurde ein Kraftstoffverbrauch von 253 g/kWh ermittelt.

Aus dem erhöhten Kraftstoffverbrauch resultierte ebenfalls ein leicht erhöhter NO<sub>x</sub>-Wert, welcher sich mit 9 g/kWh jedoch noch unterhalb des Grenzwertes der EU-Richtlinie halten konnte. Bezüglich der HC-Werte fand ebenfalls ein leichter Anstieg statt. Da der hier angegebene Grenzwert jedoch immer noch um mehr als die Hälfte unterschritten wird, ist dies ein gutes Ergebnis. Bezüglich der CO-Emission ließ sich bei der FEV ein Wert von 1,771 g/kWh ermitteln. Die Partikelmessung ergab einen Wert von 126,409 mg/kWh, was bei erlaubten 1000 mg/kWh ebenfalls ein gutes Ergebnis darstellt. Somit kann die Richtlinie vollständig erfüllt werden.

Weighted Gaseous Emissions				Particulate Matter
NO <sub>x</sub> hum.-corr.	NO <sub>x</sub> uncorr.	HC (Methanm.)	CO	PM AVL
g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	mg/kWh
<b>8.559</b>	<b>9.120</b>	<b>0.690</b>	<b>1.771</b>	<b>126.409</b>
<b>9.8</b>	<b>9.8</b>	<b>1.83</b>	<b>5</b>	<b>1000</b>
<b>Emission Limit</b>				

Abbildung 36 Messwerte FEV



### 3.6 Maßnahmen zur Darlegung der Versuchsergebnisse

Das Motorenkonzept wurde dem interessierten Fachpublikum auf dem Aachener Kolloquium für Fahrzeug und Motorentechnik im Oktober 2013 vorgestellt. Außerdem wurden Artikel über den Außenbordmotor in den Fachzeitschriften „Boote“ und „Wassersportwirtschaft“ veröffentlicht.

Weitere Verbreitung erfährt das Projekt durch den Bundesverband der Wassersportwirtschaft und dem Europäischen Verband IBI.

In Zukunft wird der Motor auf internationalen Messen wie der „SeaWork“ in Großbritannien, der SMM (Shipbuilding Machinery Marine) in Hamburg, der „Boot“ in Düsseldorf, sowie der „Work Boat Show“ und der „Miami Boat Show“ in den USA vorgestellt werden.

## 4 Fazit

Durch die Versuche konnte die ungenügende Funktion mechanischer Bauteile, wie Nockenwellen und Kurbelwellen, ermittelt und behoben werden. Durch zahlreiche weitere Feinabstimmungen in der Motormechanik wurde das Laufverhalten des Motors erheblich verbessert und die Lebensdauer wichtiger Bauteile erhöht. Dadurch wurde ein wichtiger Grundstein für die Validierungsphase gelegt.

Durch die Brennverfahrensoptimierung in Kooperation mit der Hochschule für angewandte Wissenschaften in München konnten die mit dem Basisdatenstand erreichten Werte bereits deutlich verbessert werden. In einer anschließenden Erprobungsphase bei der FEV konnten alle Emissionswerte dahingehend optimiert werden, dass sie die Grenzwerte der EU-Richtlinie 2003/44/EG einhalten können.

Die Emissionen und der Verbrauch werden in den anstehenden Feldtests weiter untersucht und optimiert. Außerdem wird geprüft, inwieweit emissionsvermindernde Komponenten, wie Abgasrückführung oder Katalysator, in das Neander-System integriert werden können, um auch zukünftigen Abgasrichtlinien entsprechen zu können.

Die Diagramme der durchgeführten Messungen können im Anhang noch einmal detailliert betrachtet werden.



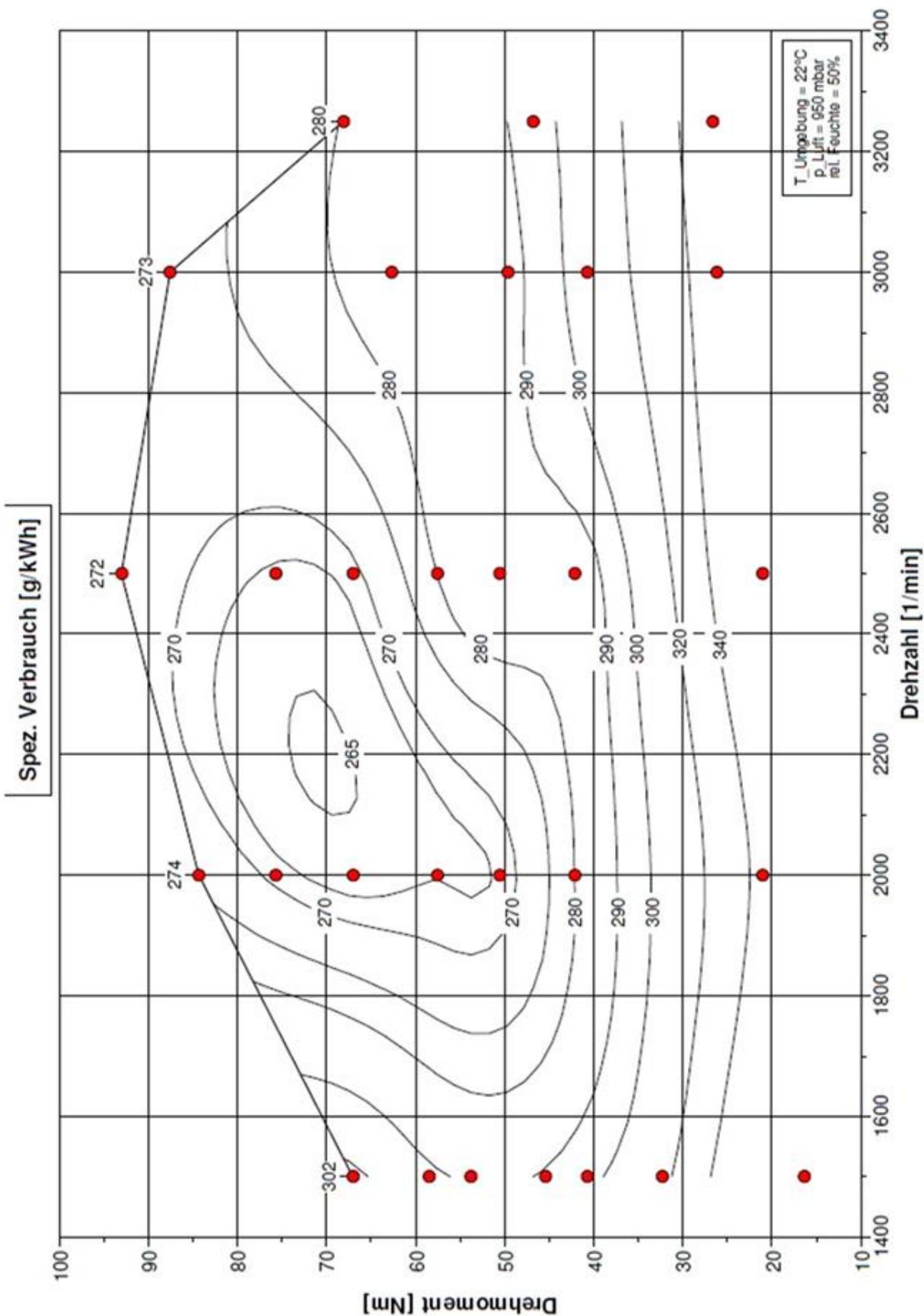
## 5 Anhang

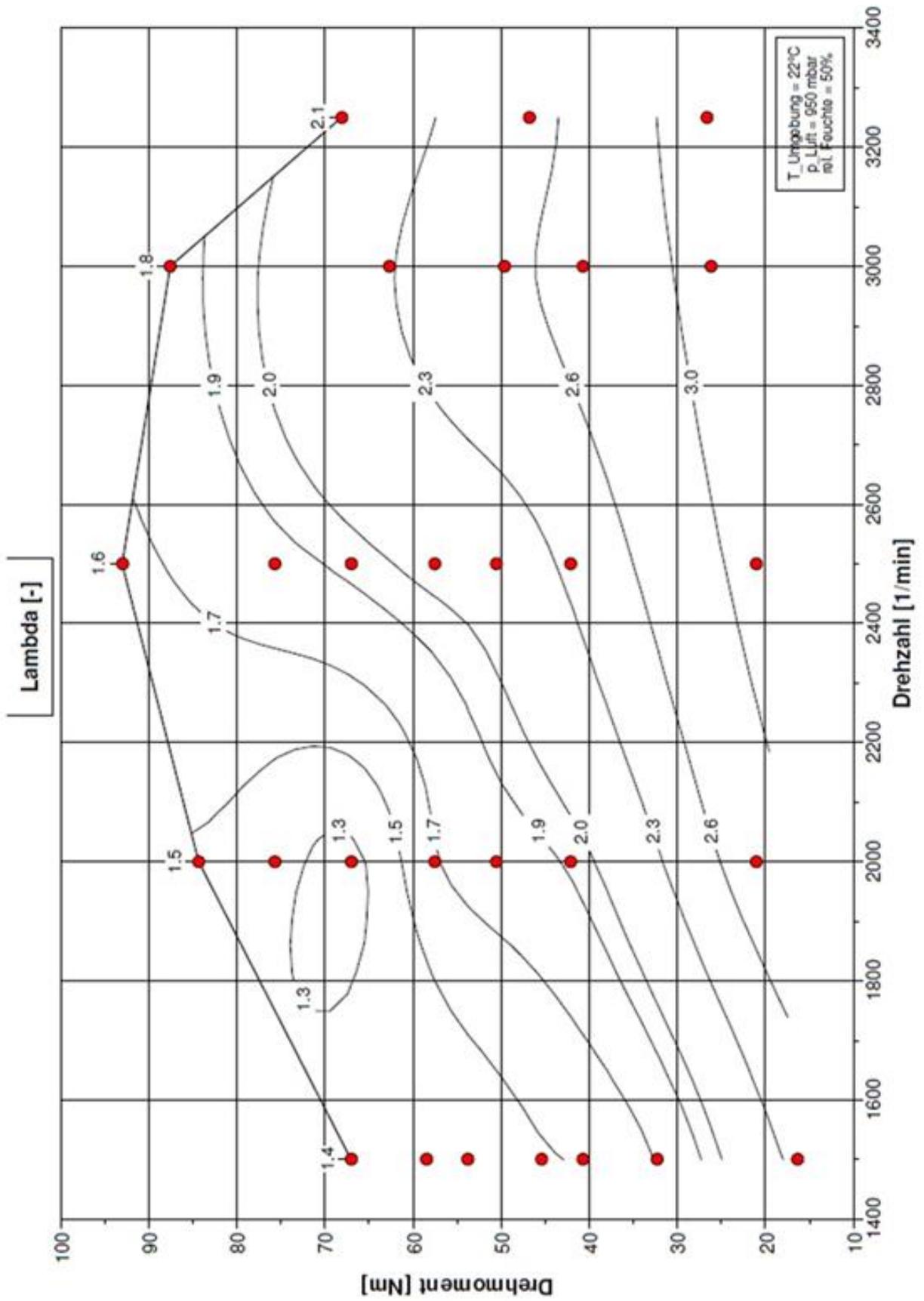
A1 Messungen mit Basisapplikation

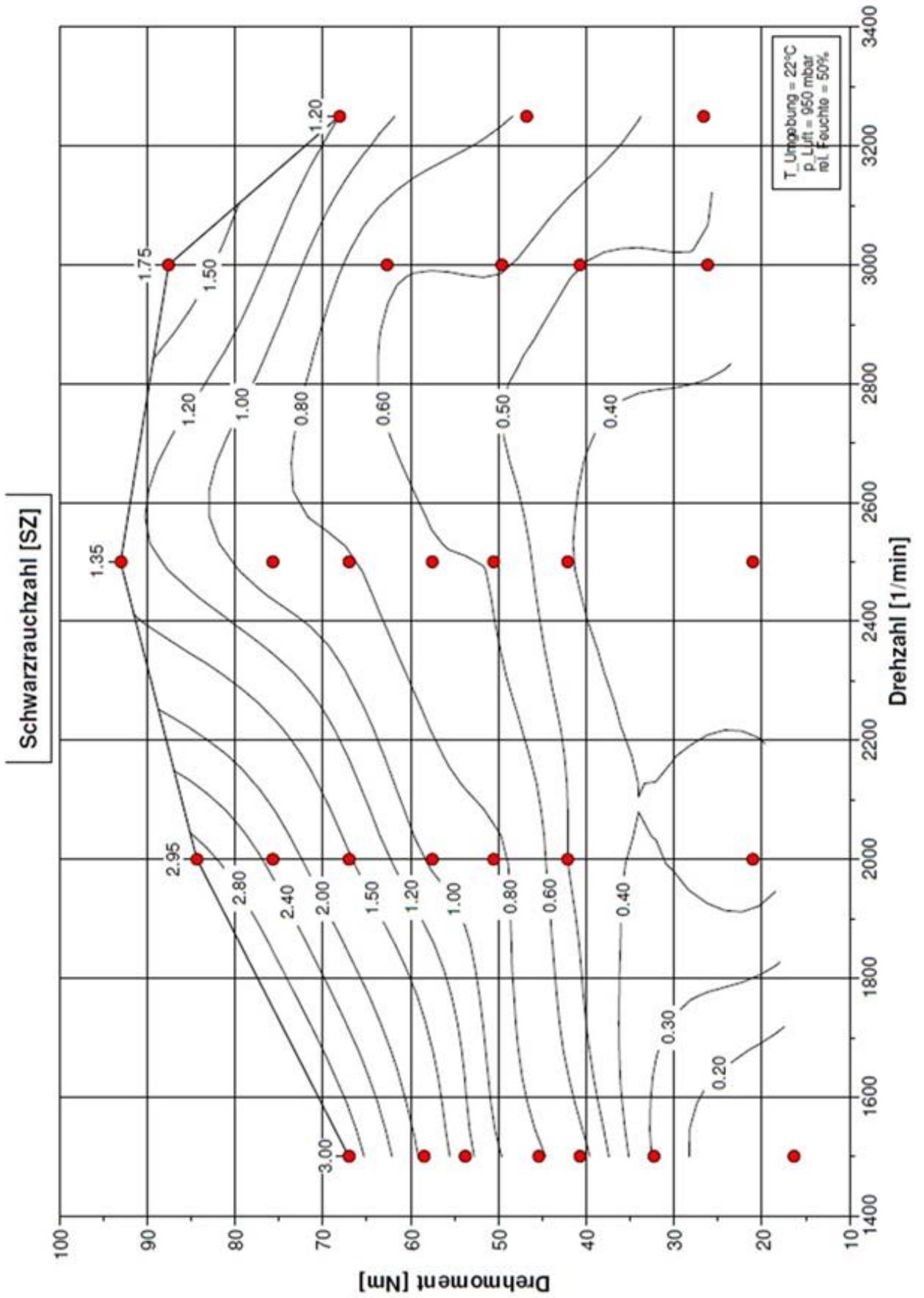
A2 Messungen nach Optimierung der Injektoransteuerung

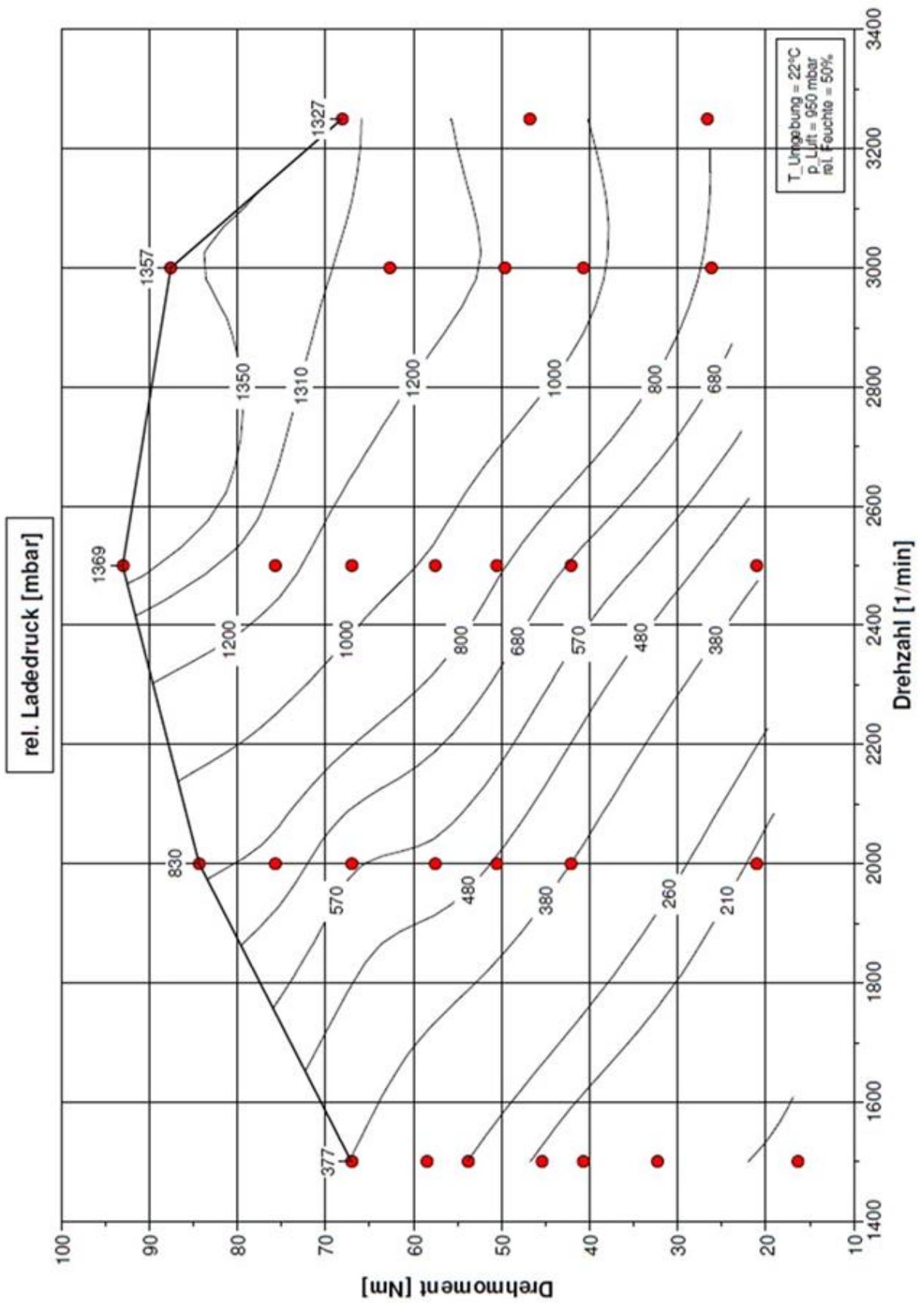
A3 Abschlussmessungen der Projektlaufzeit

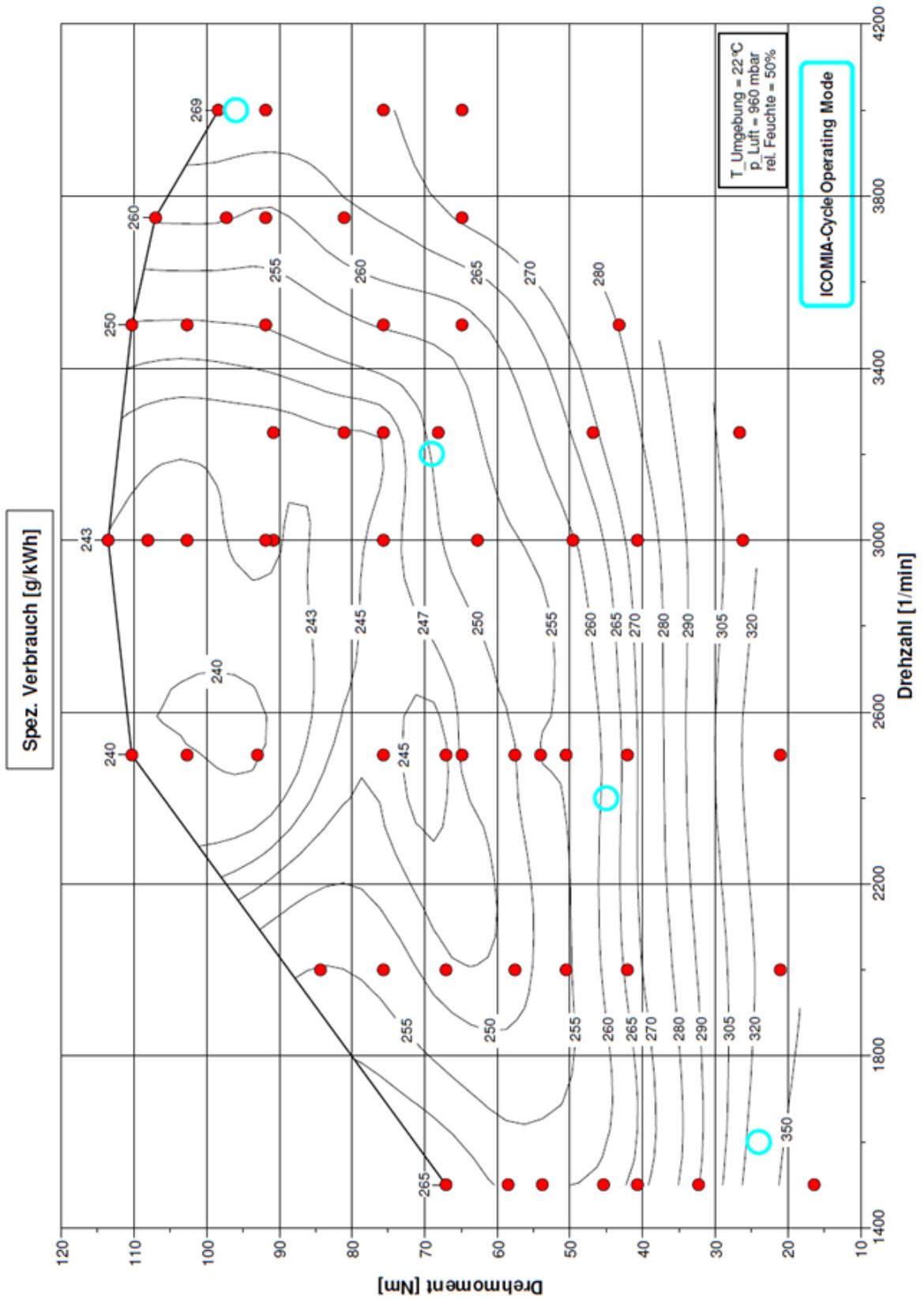
A4 Versuchsergebnisse FEV





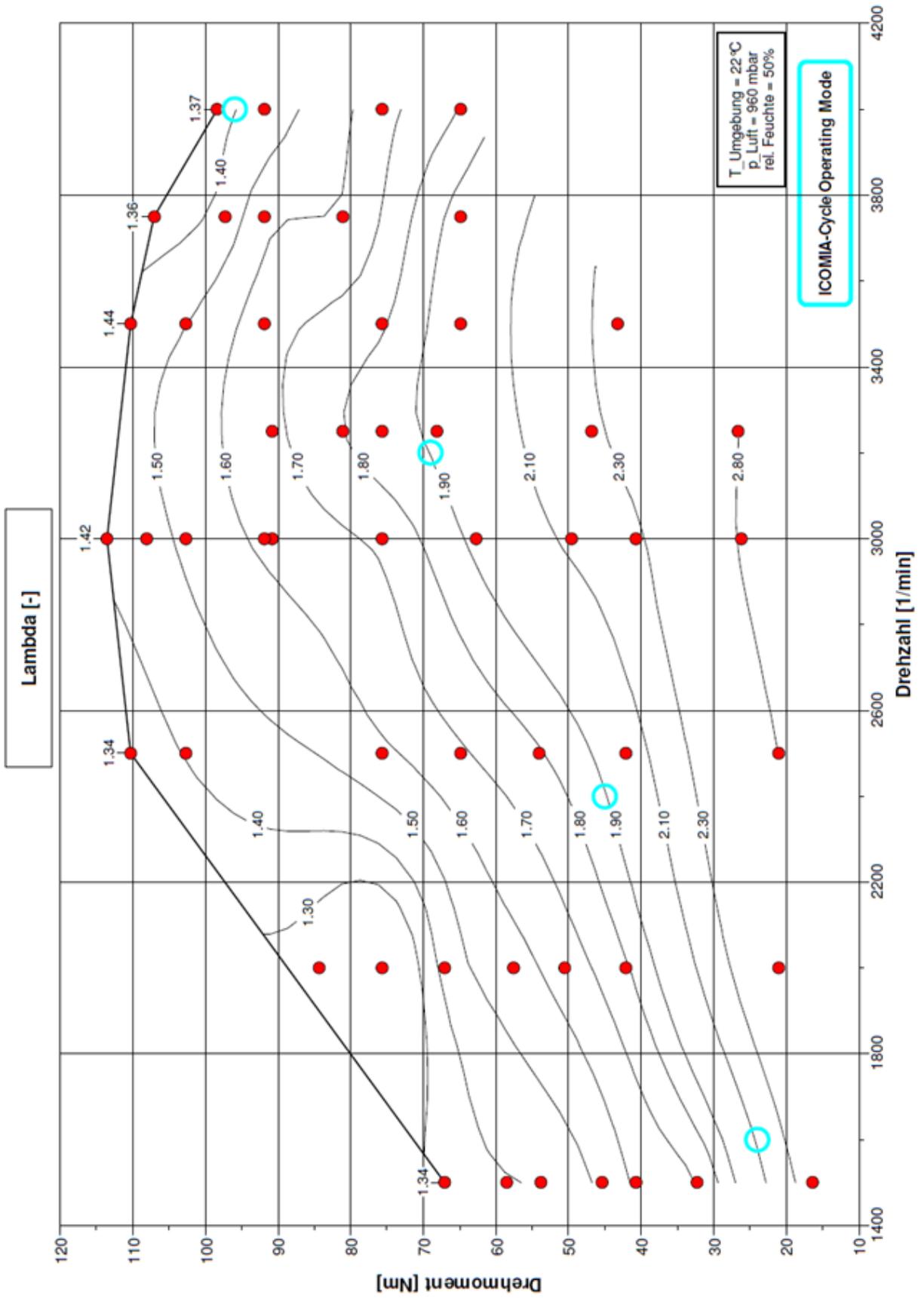


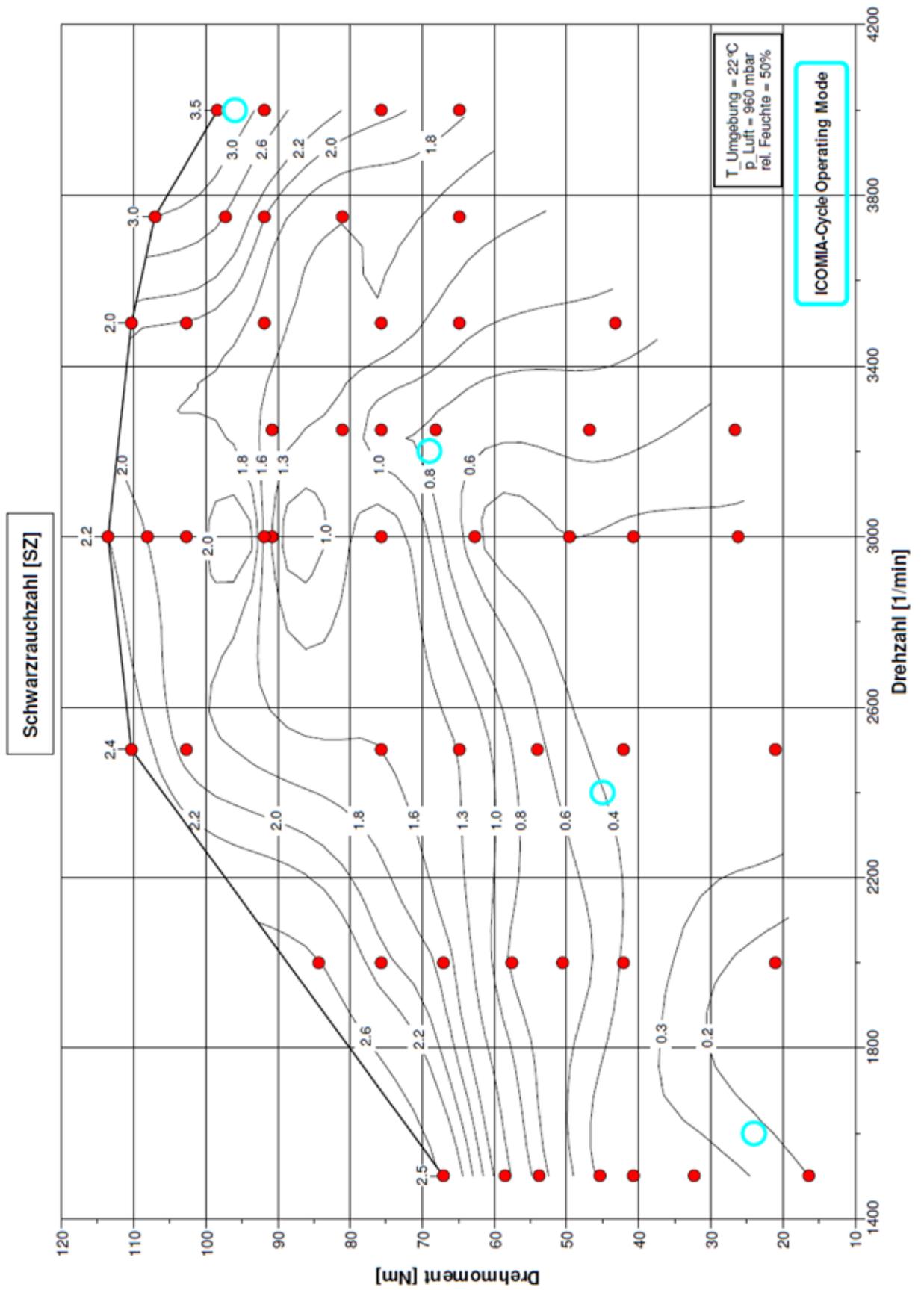


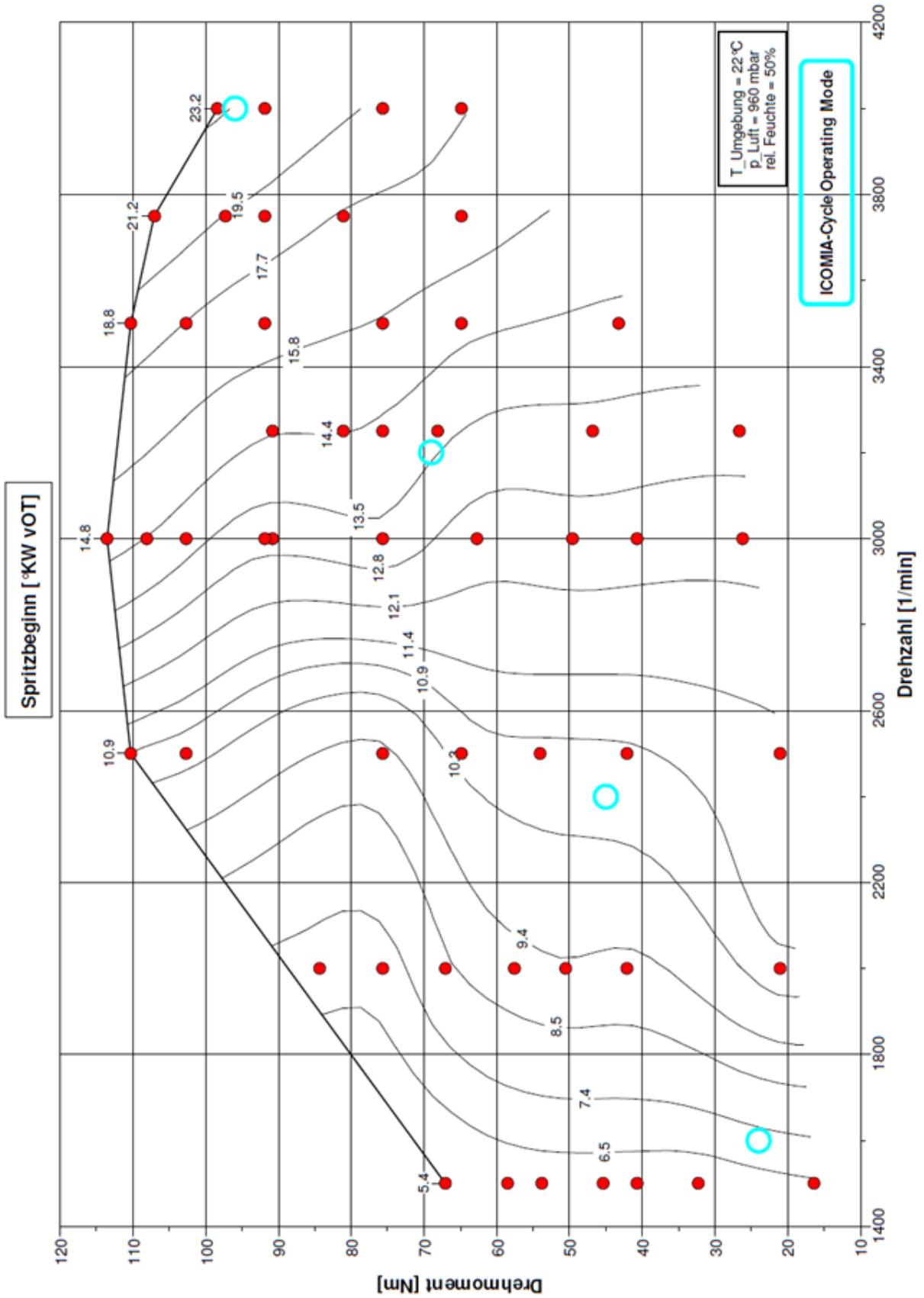


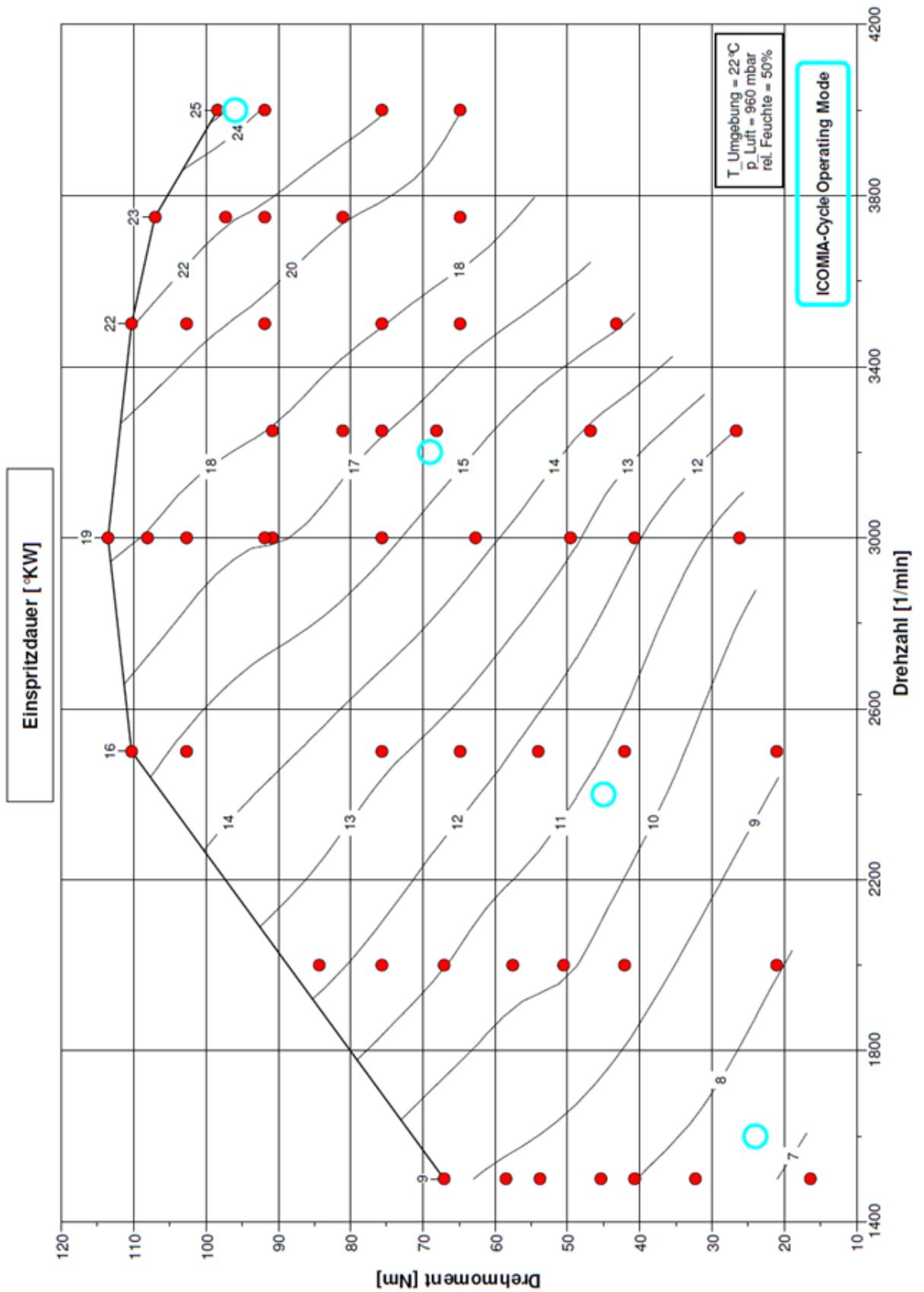


# Messungen nach Optimierung der Injektorsteuerung

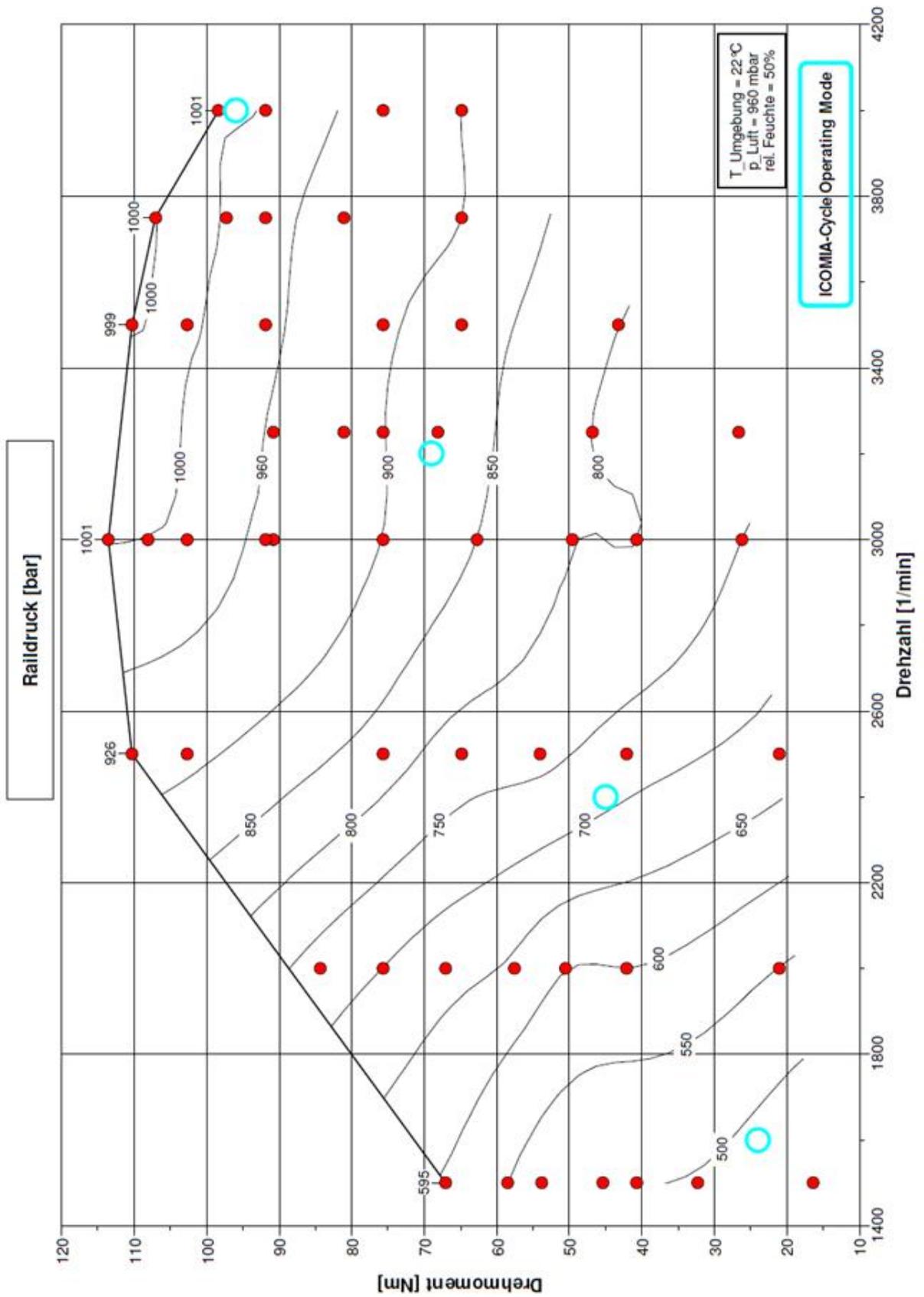


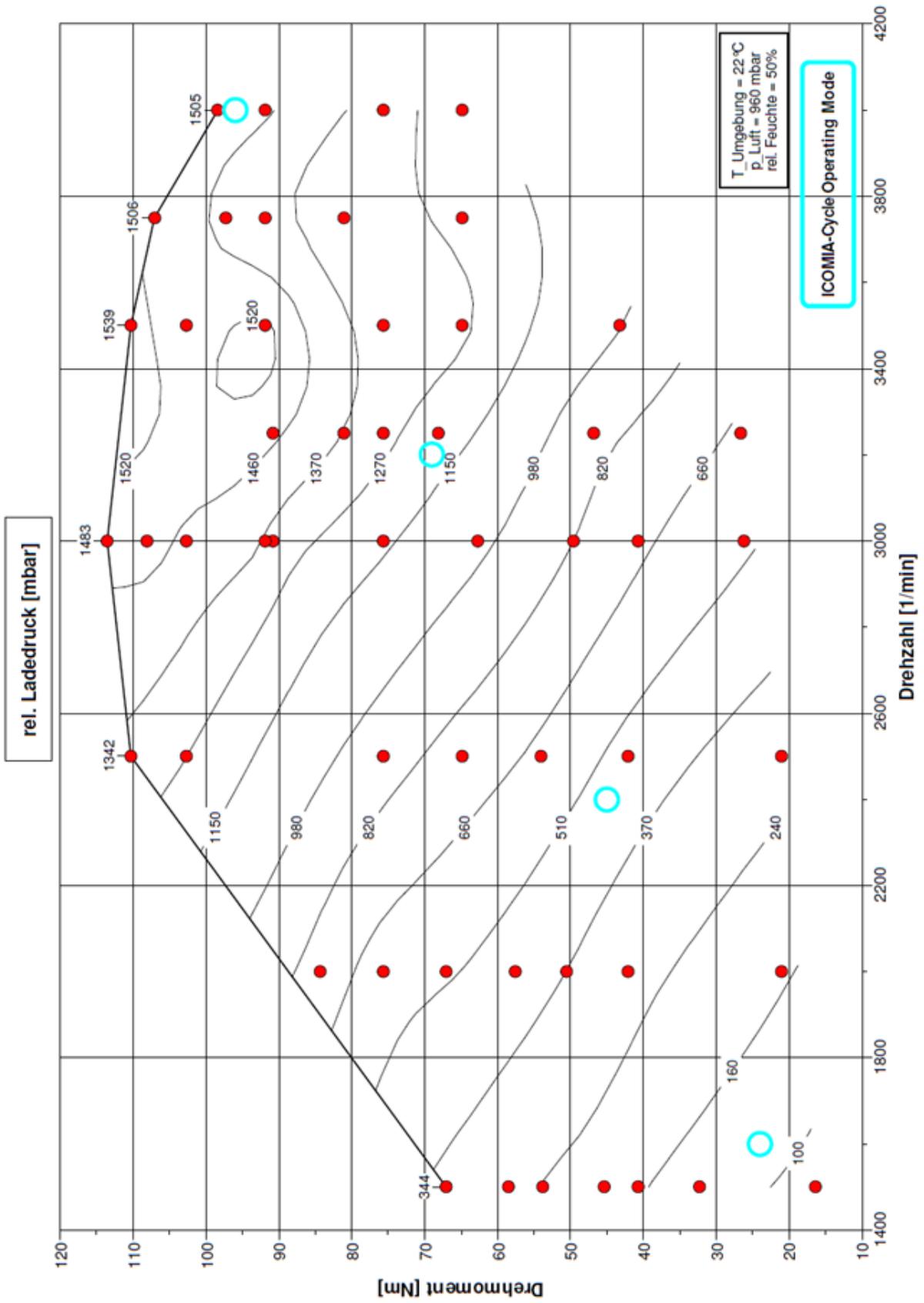


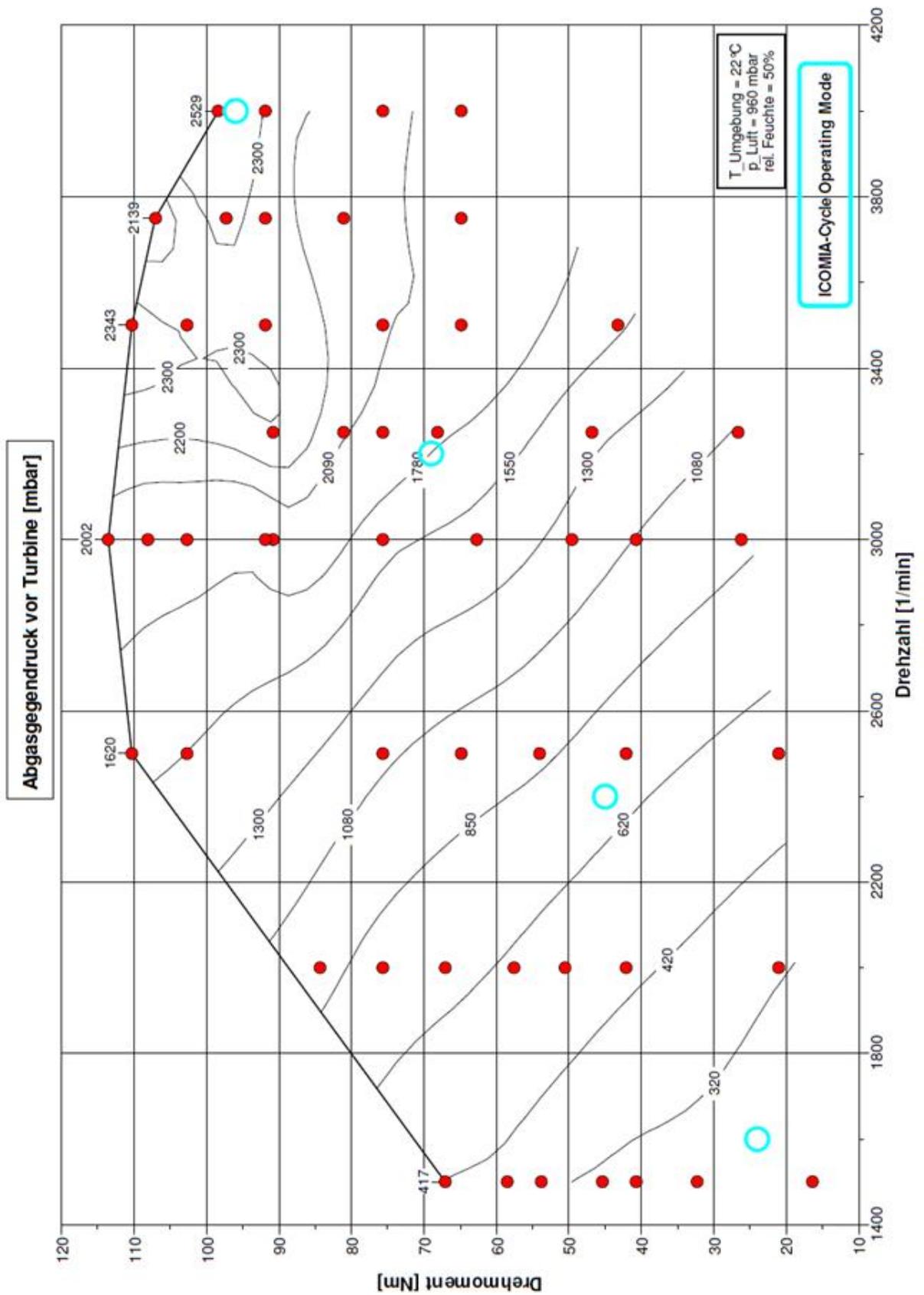


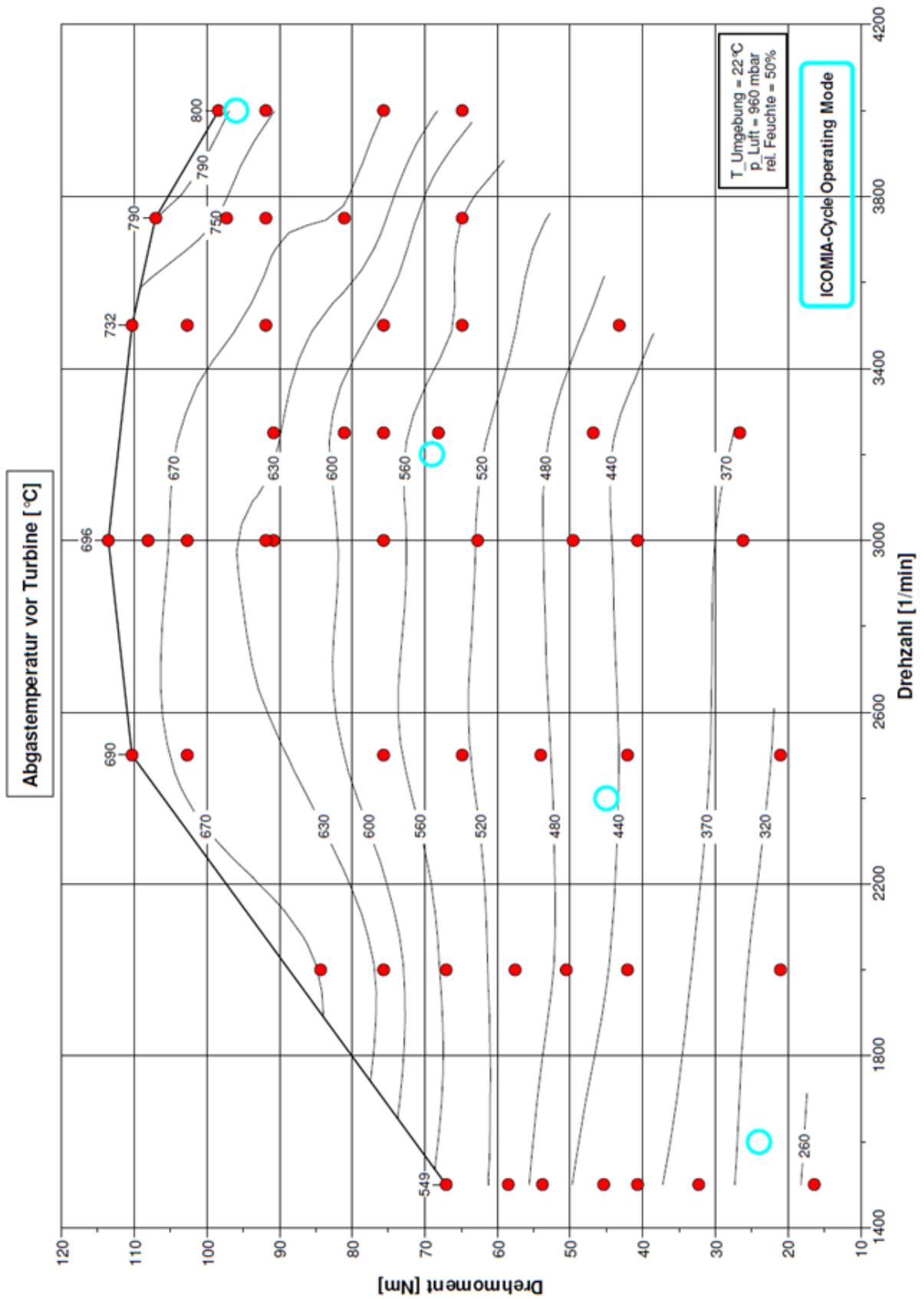


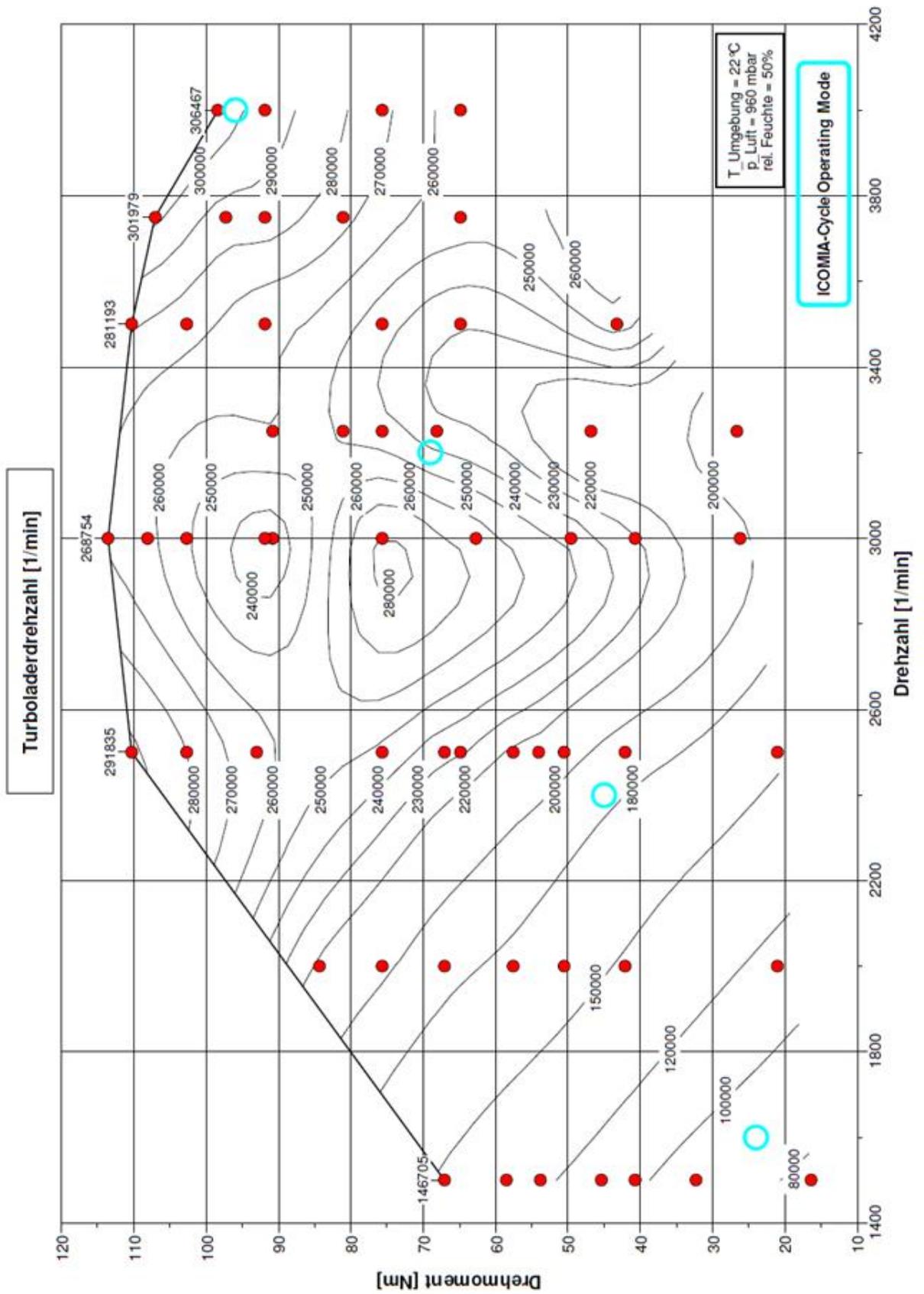


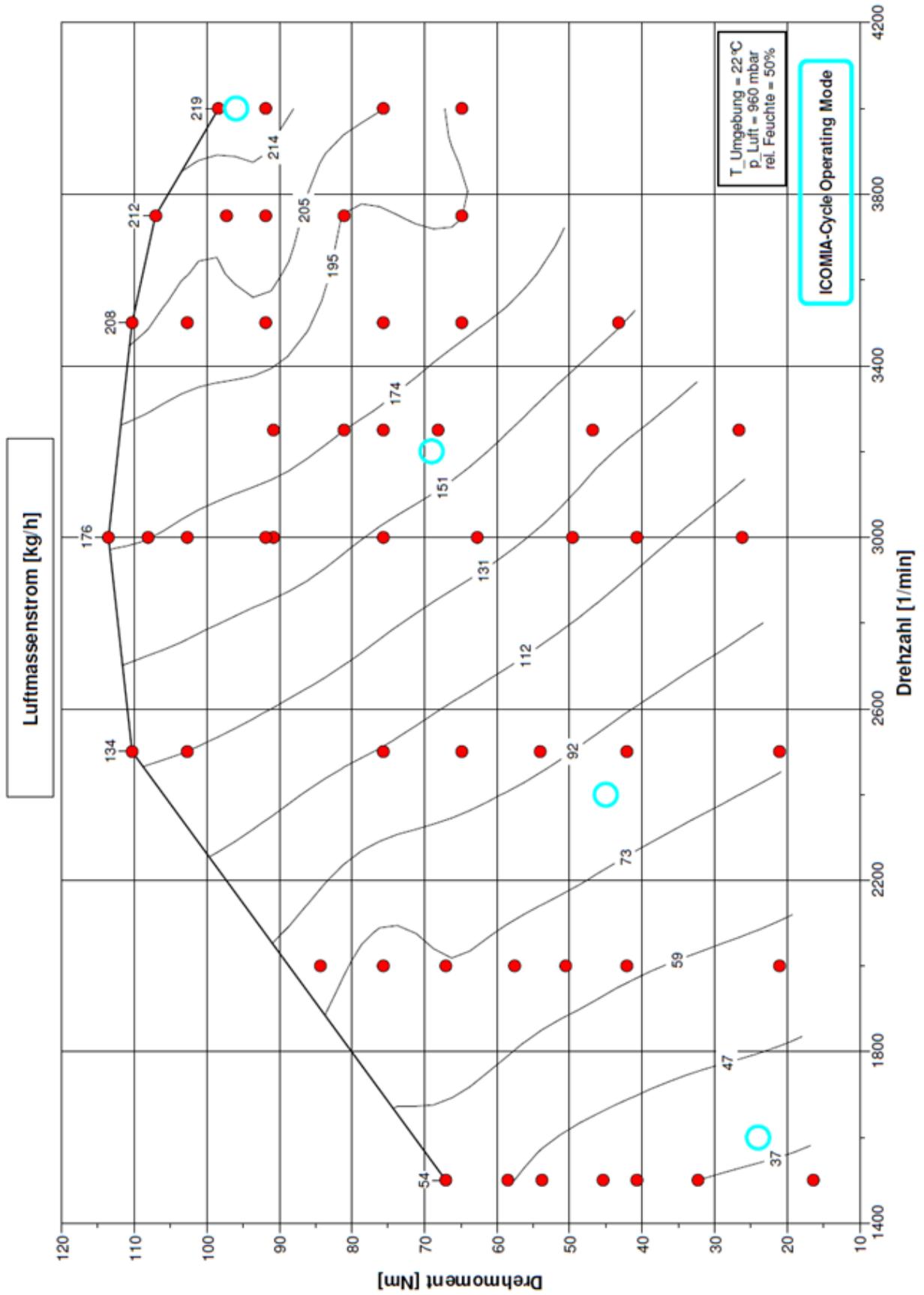


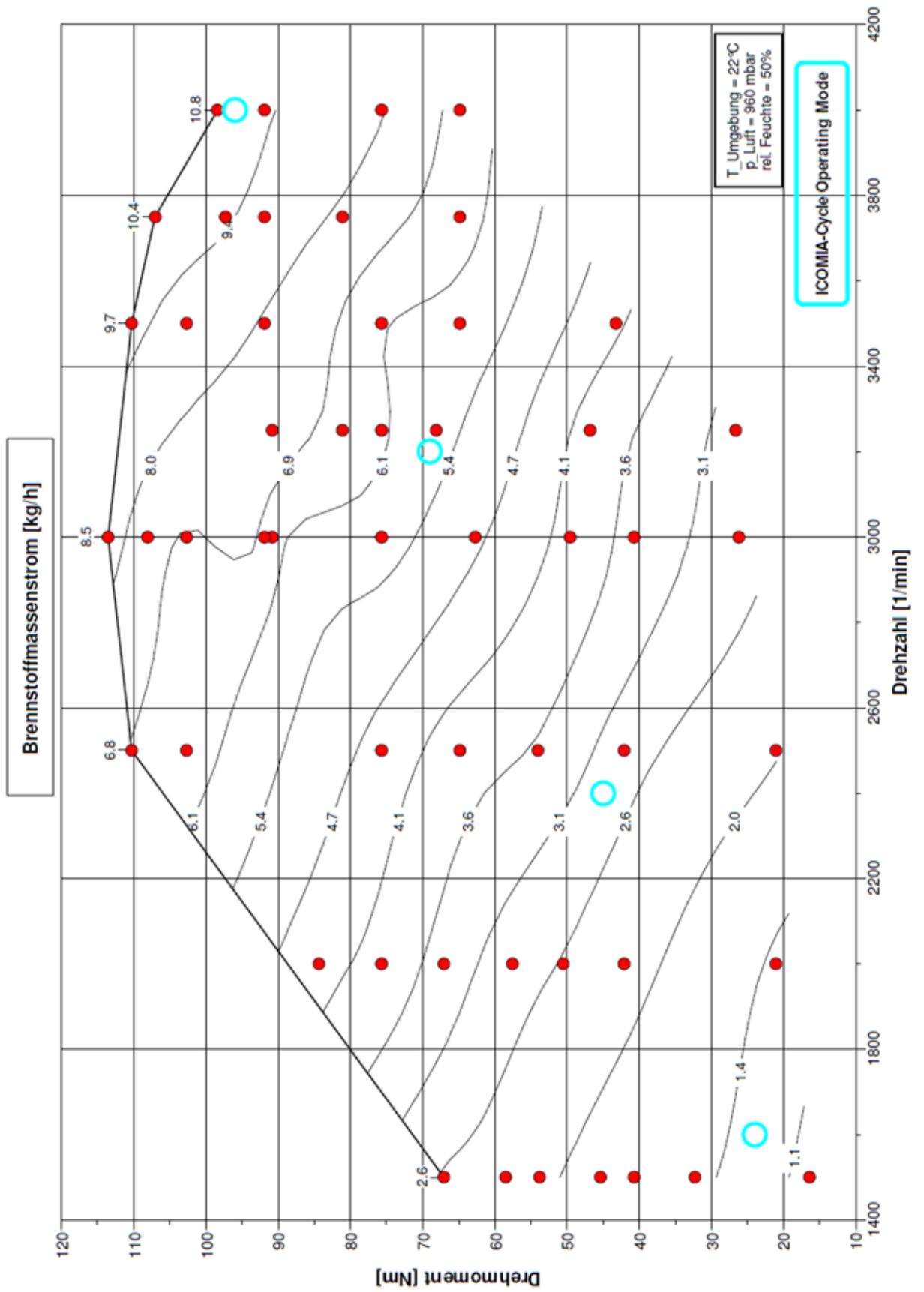




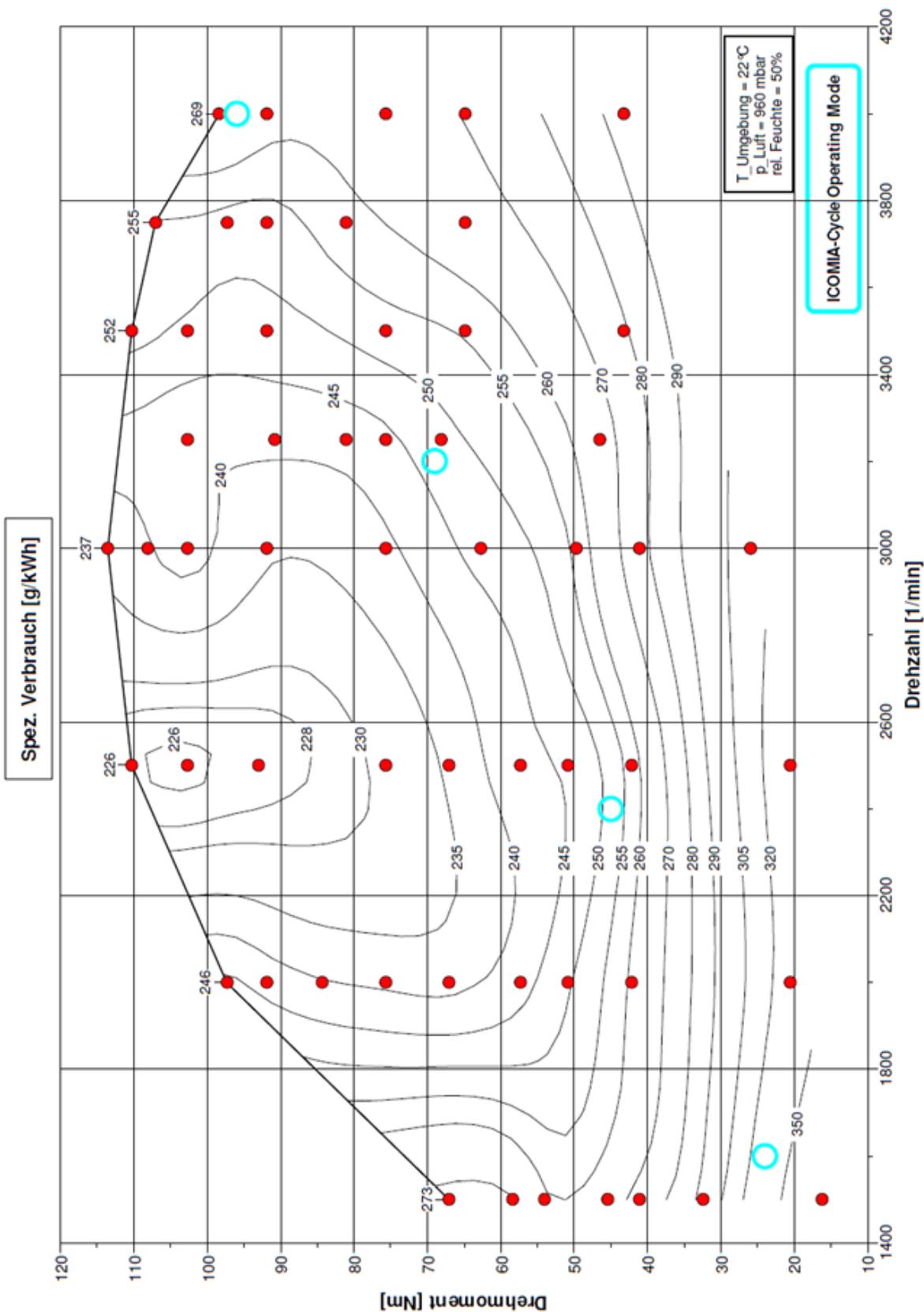


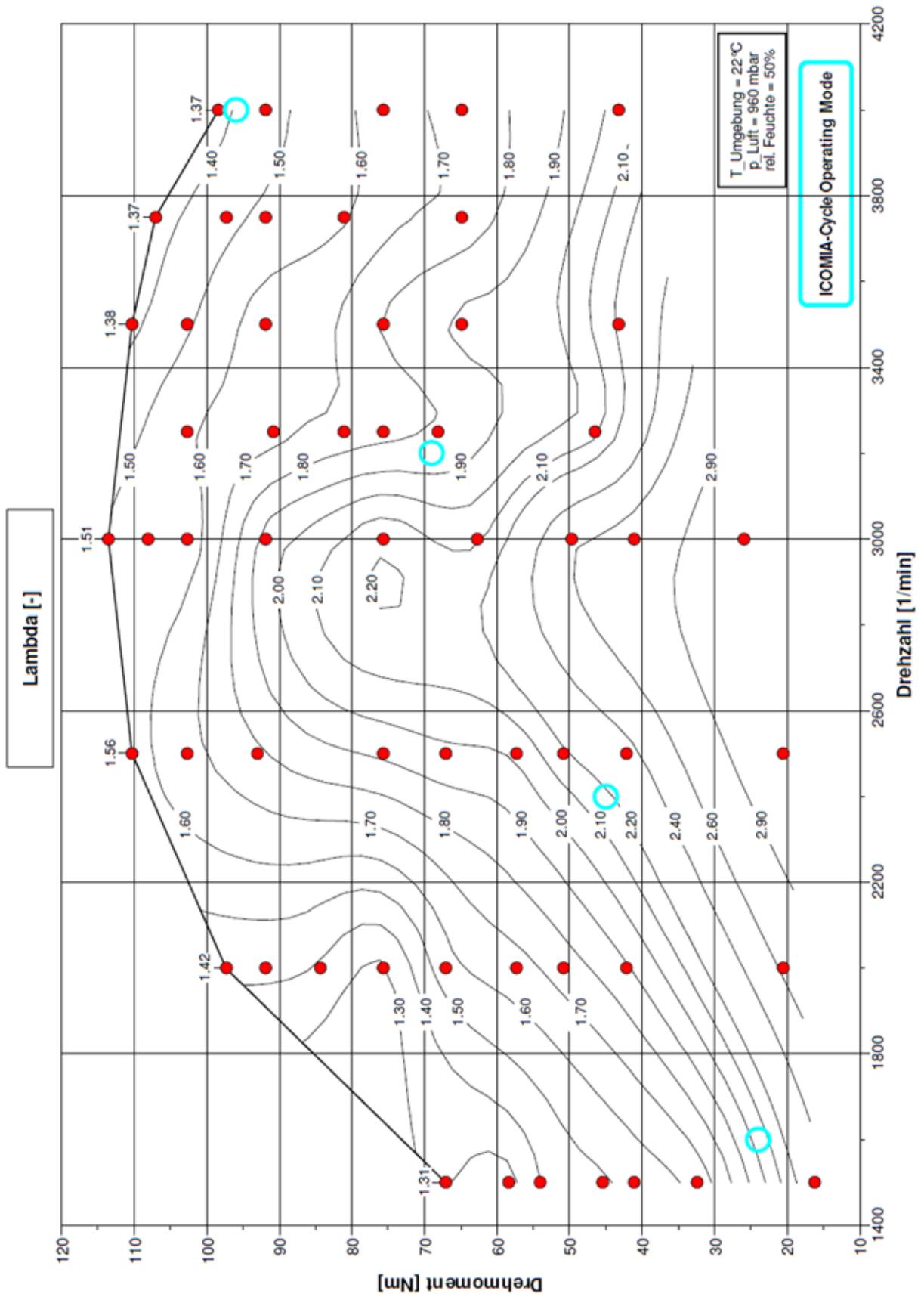


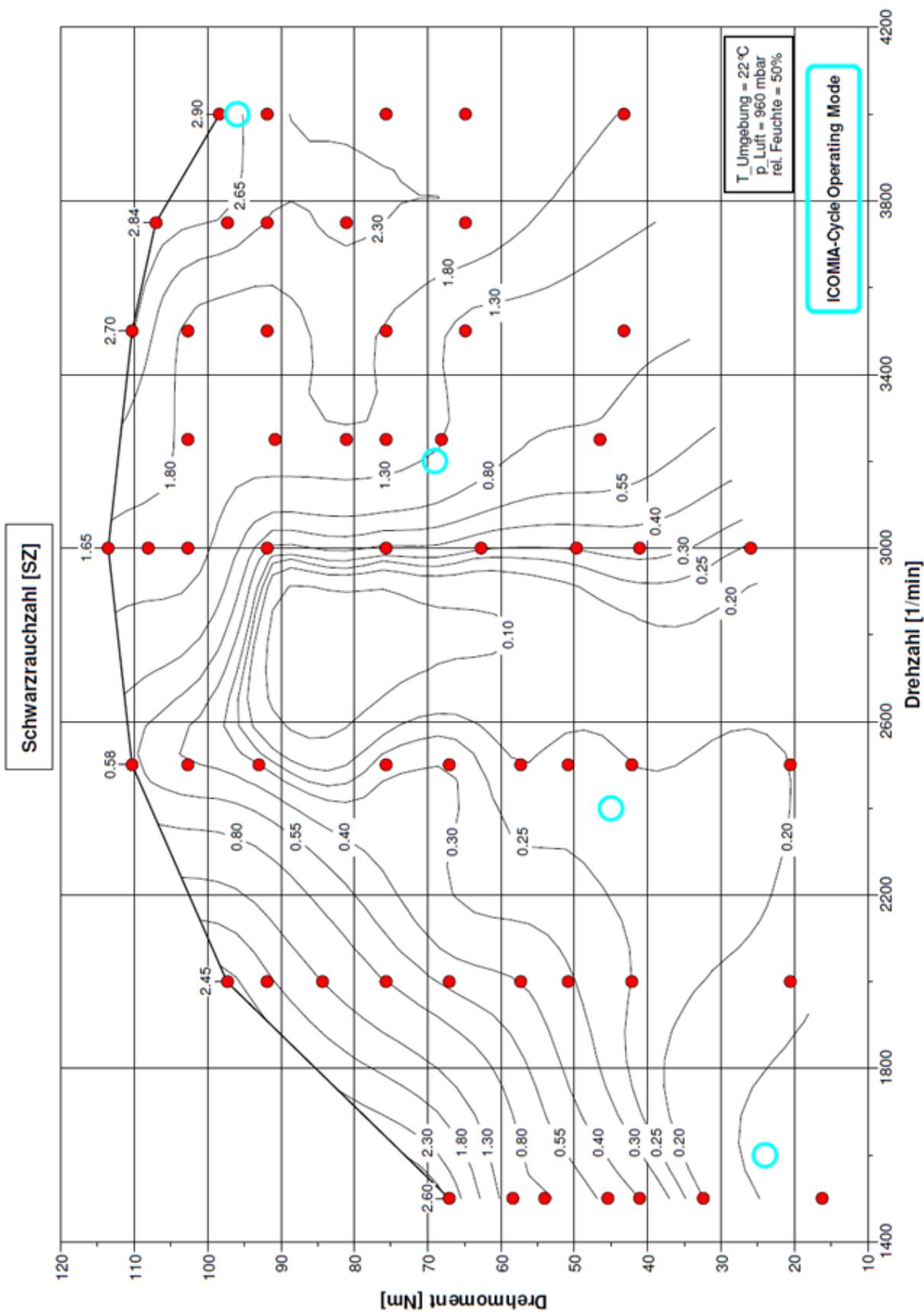


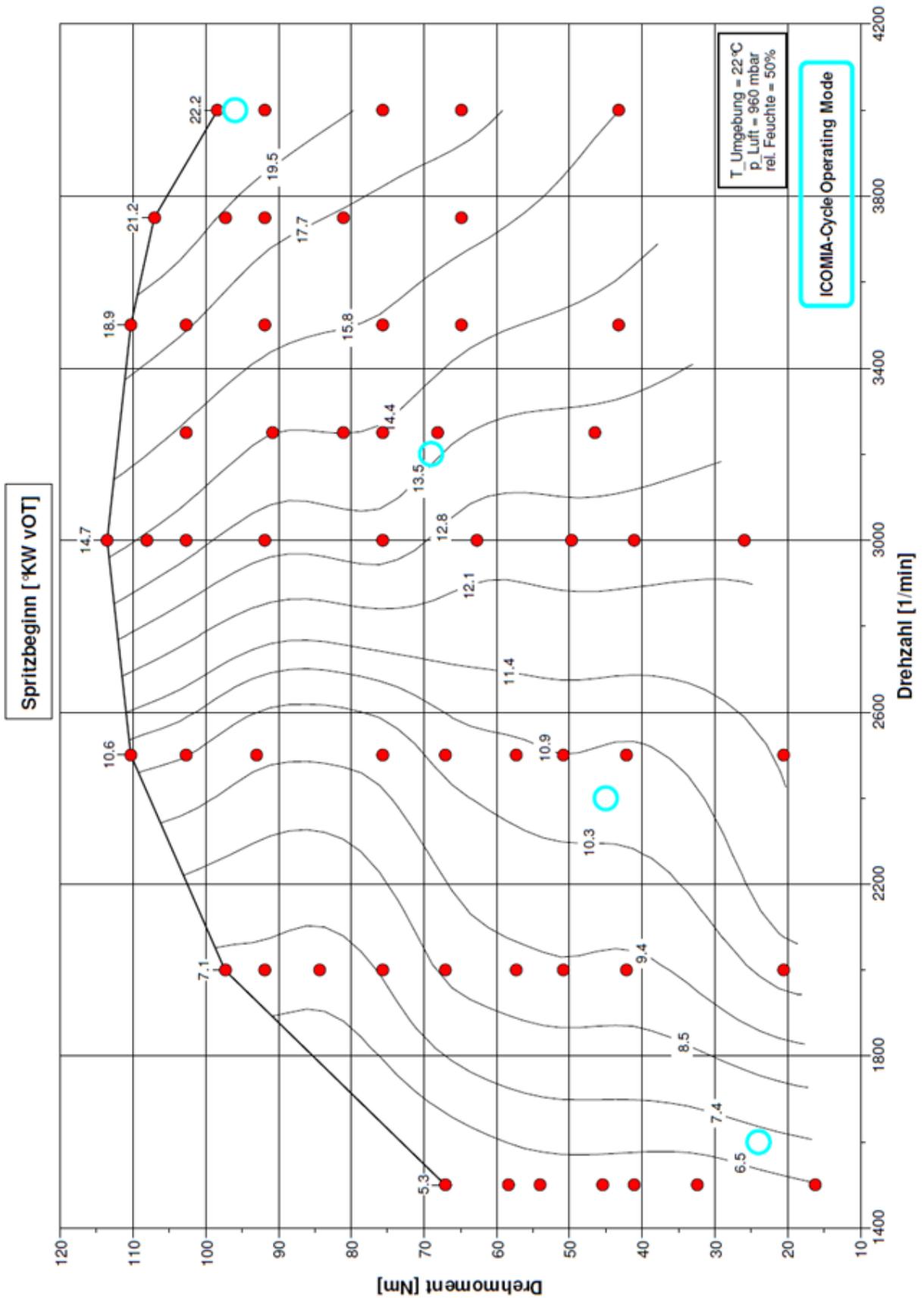


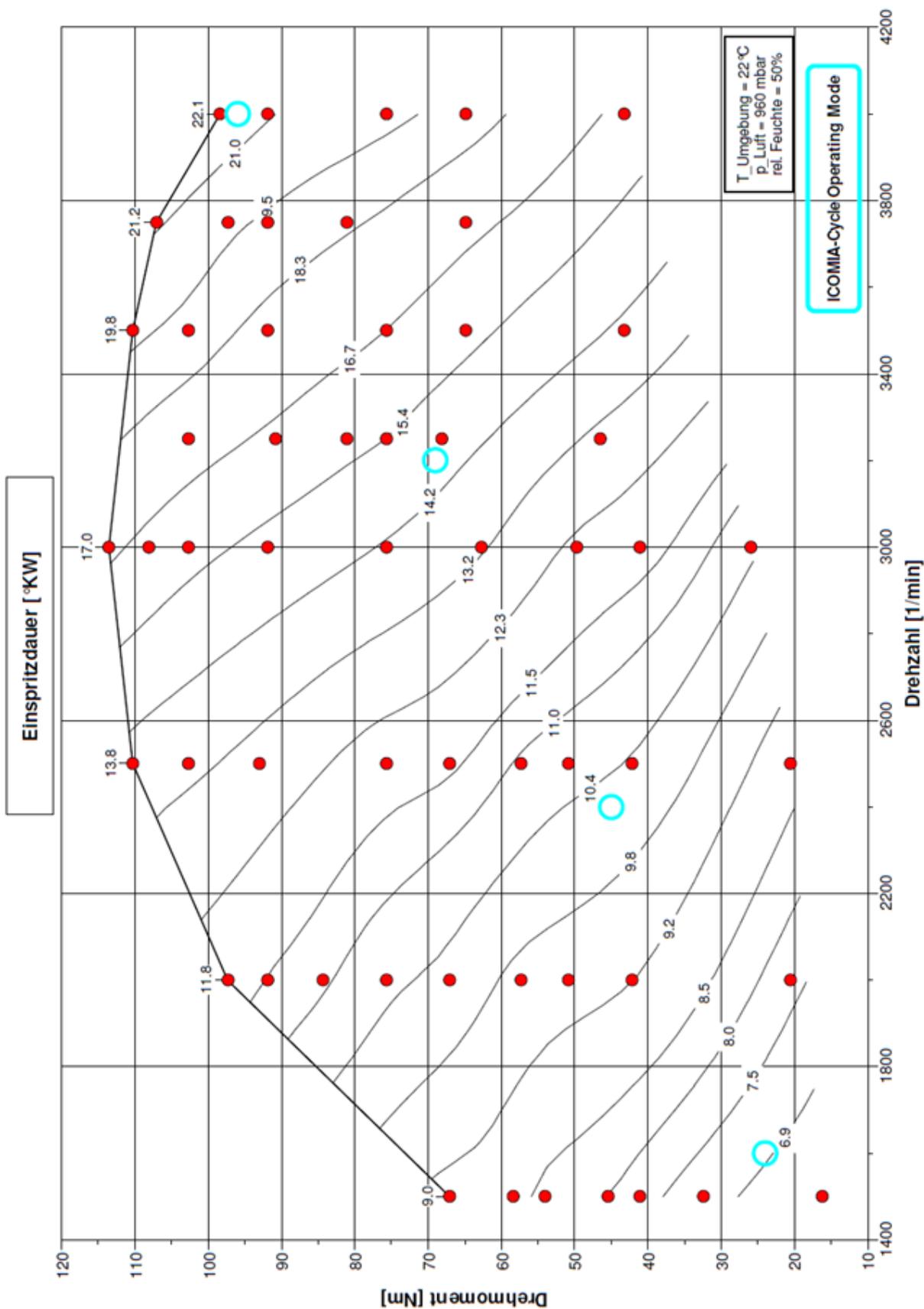


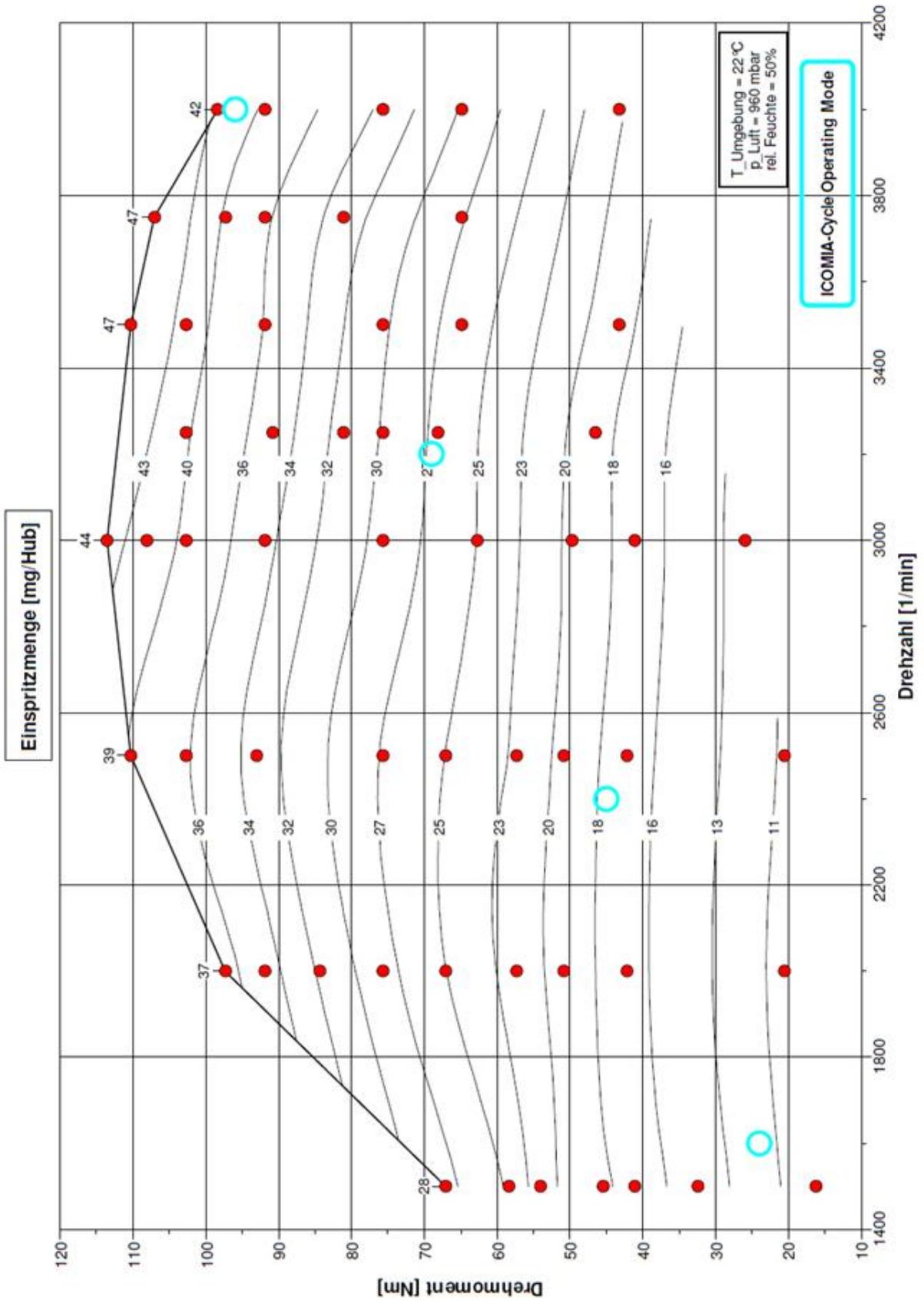




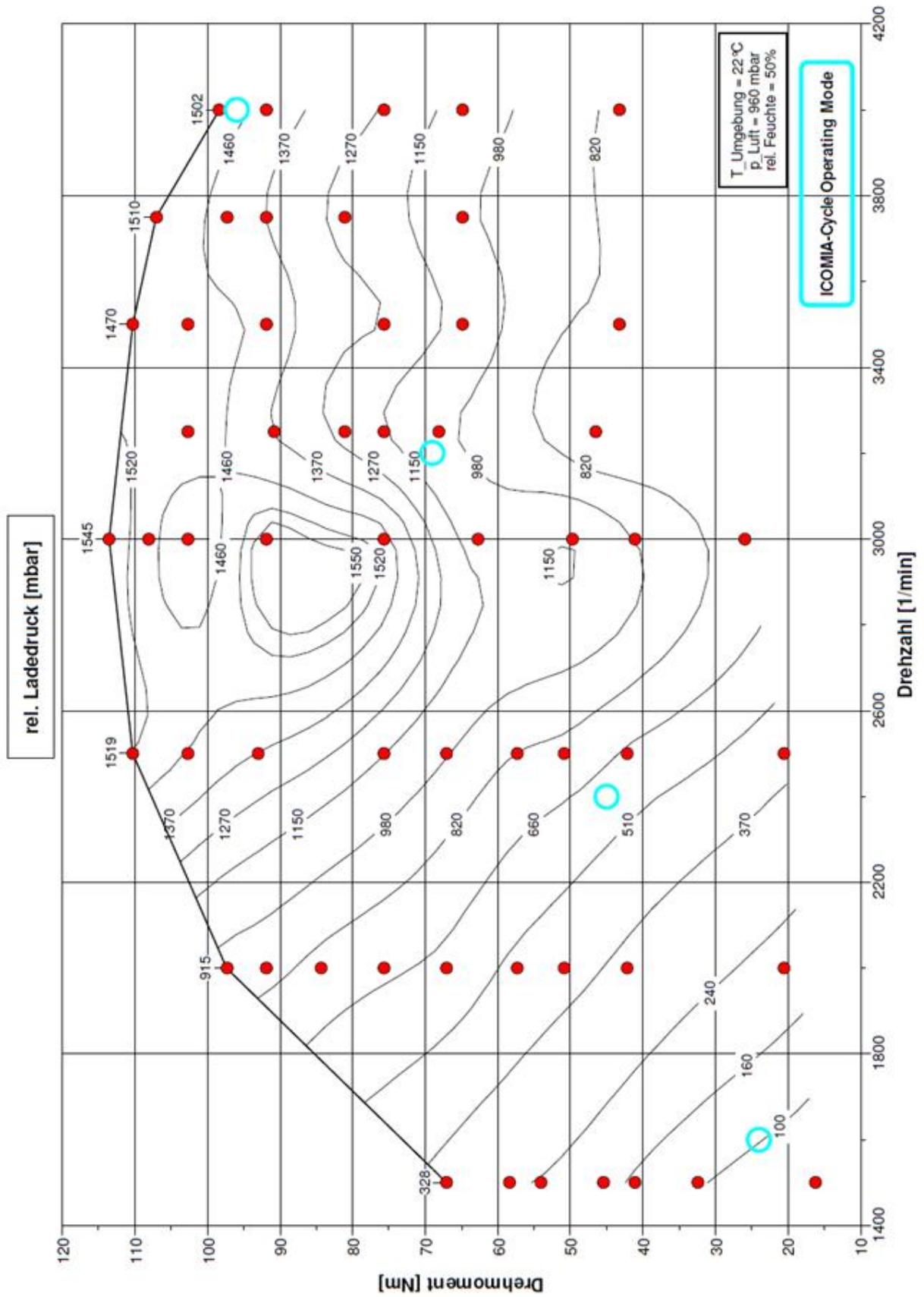


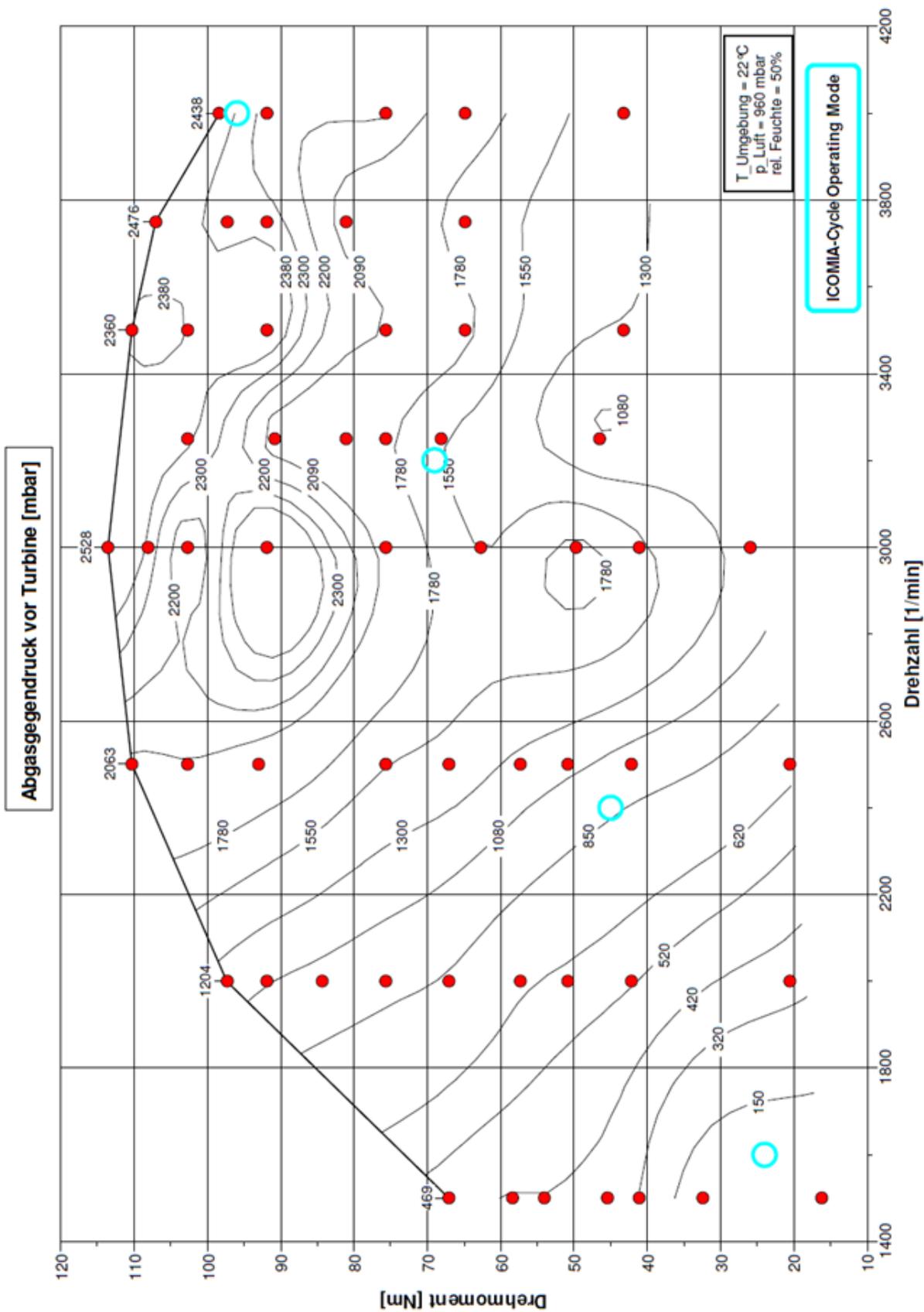




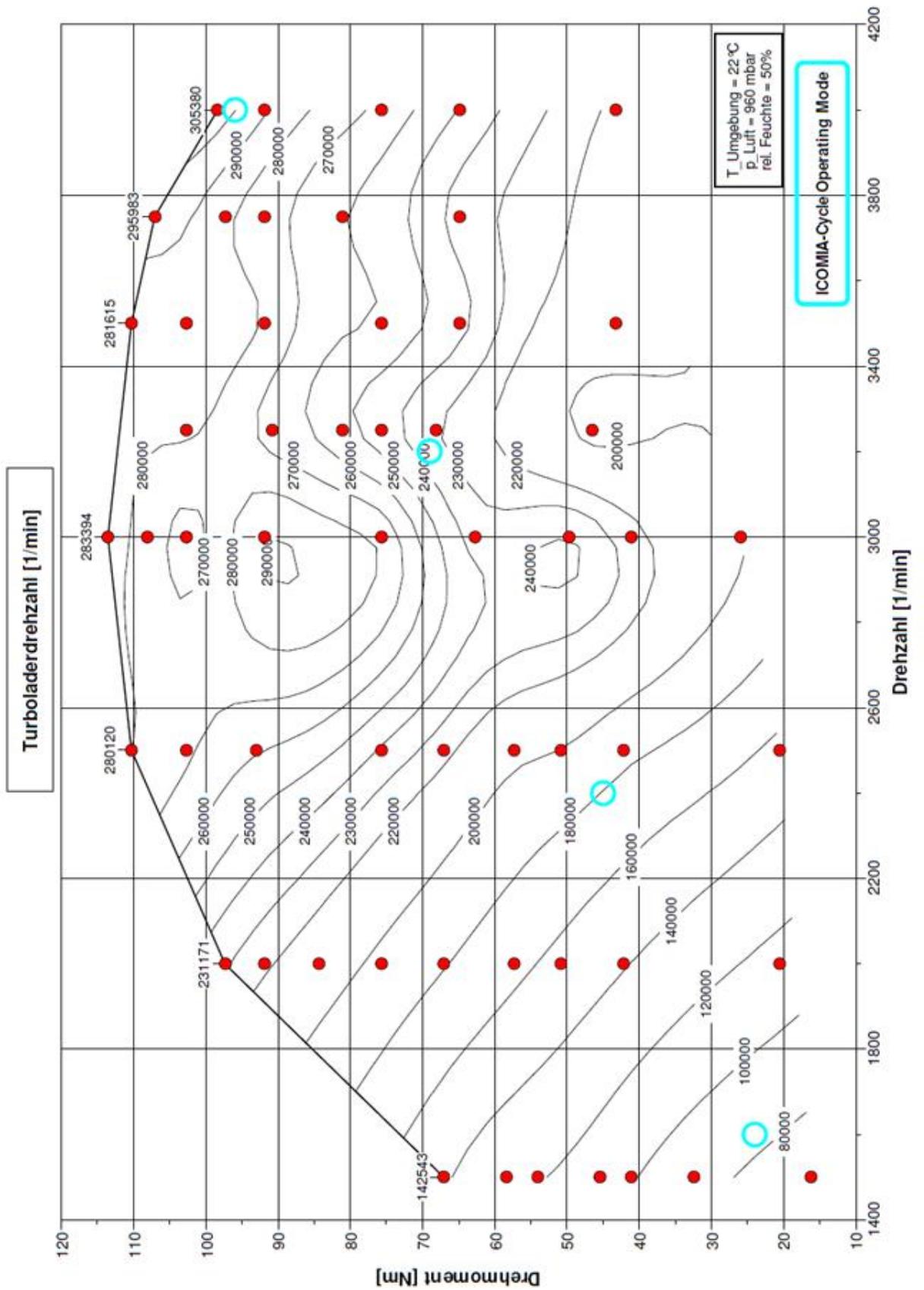




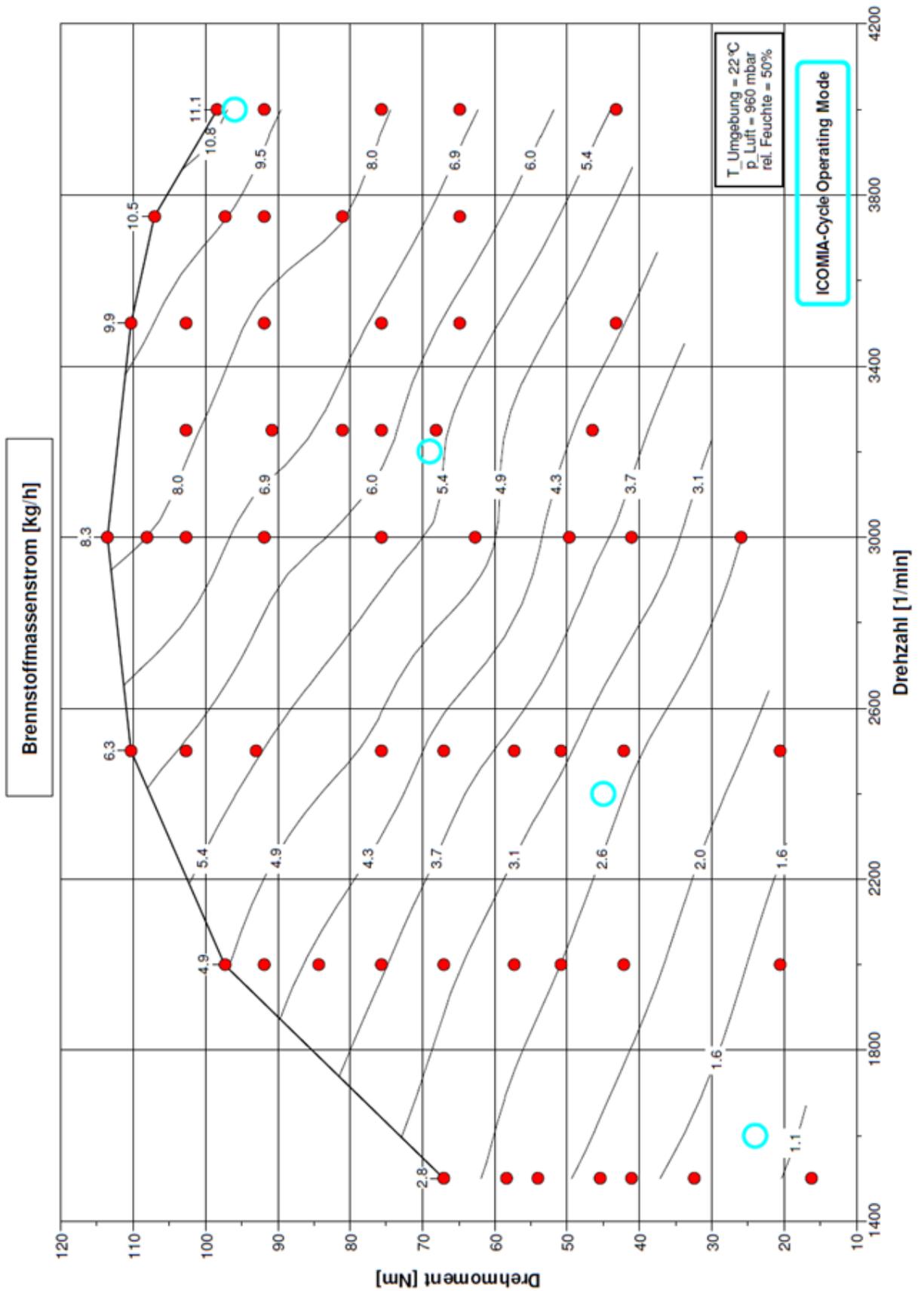


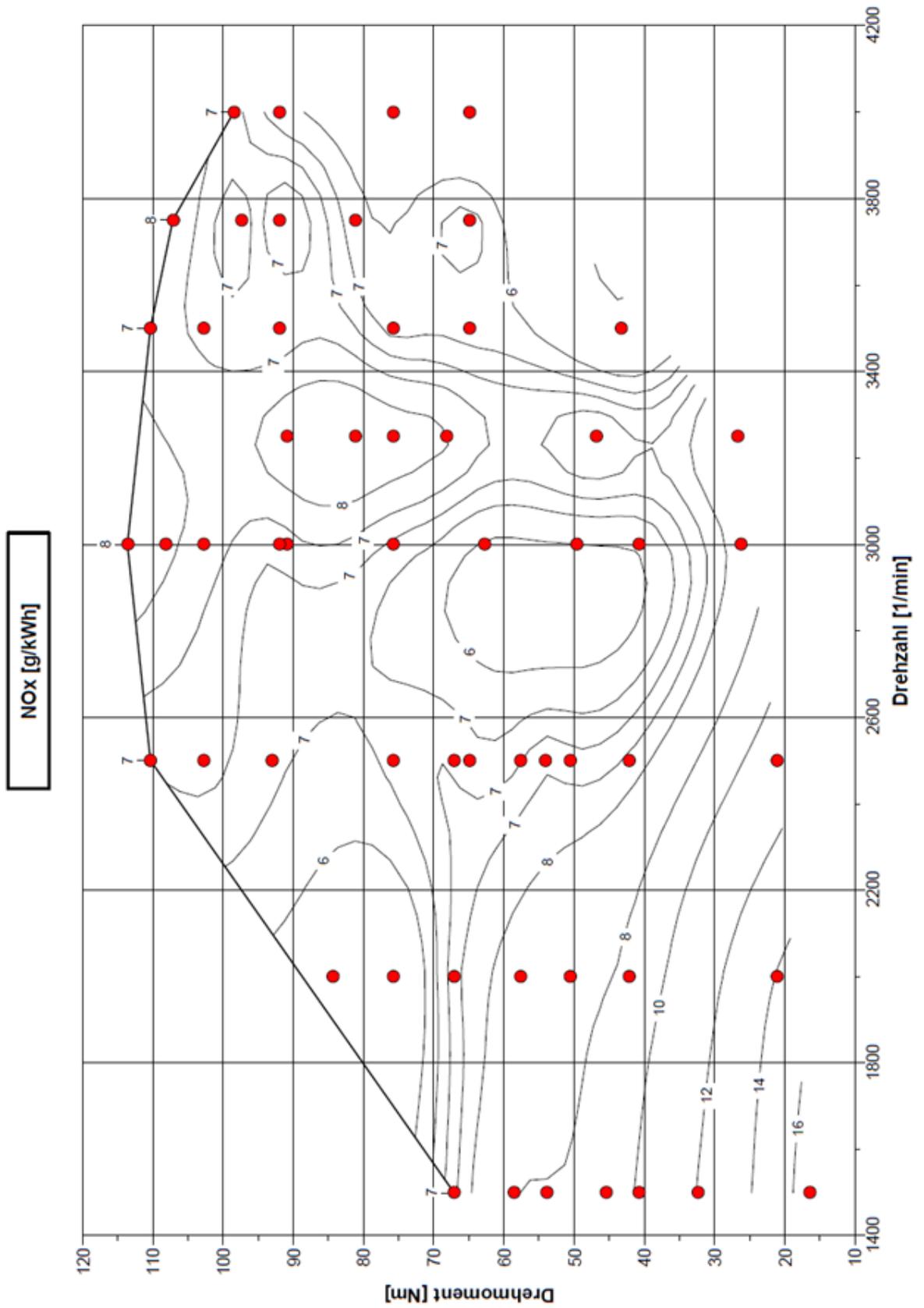


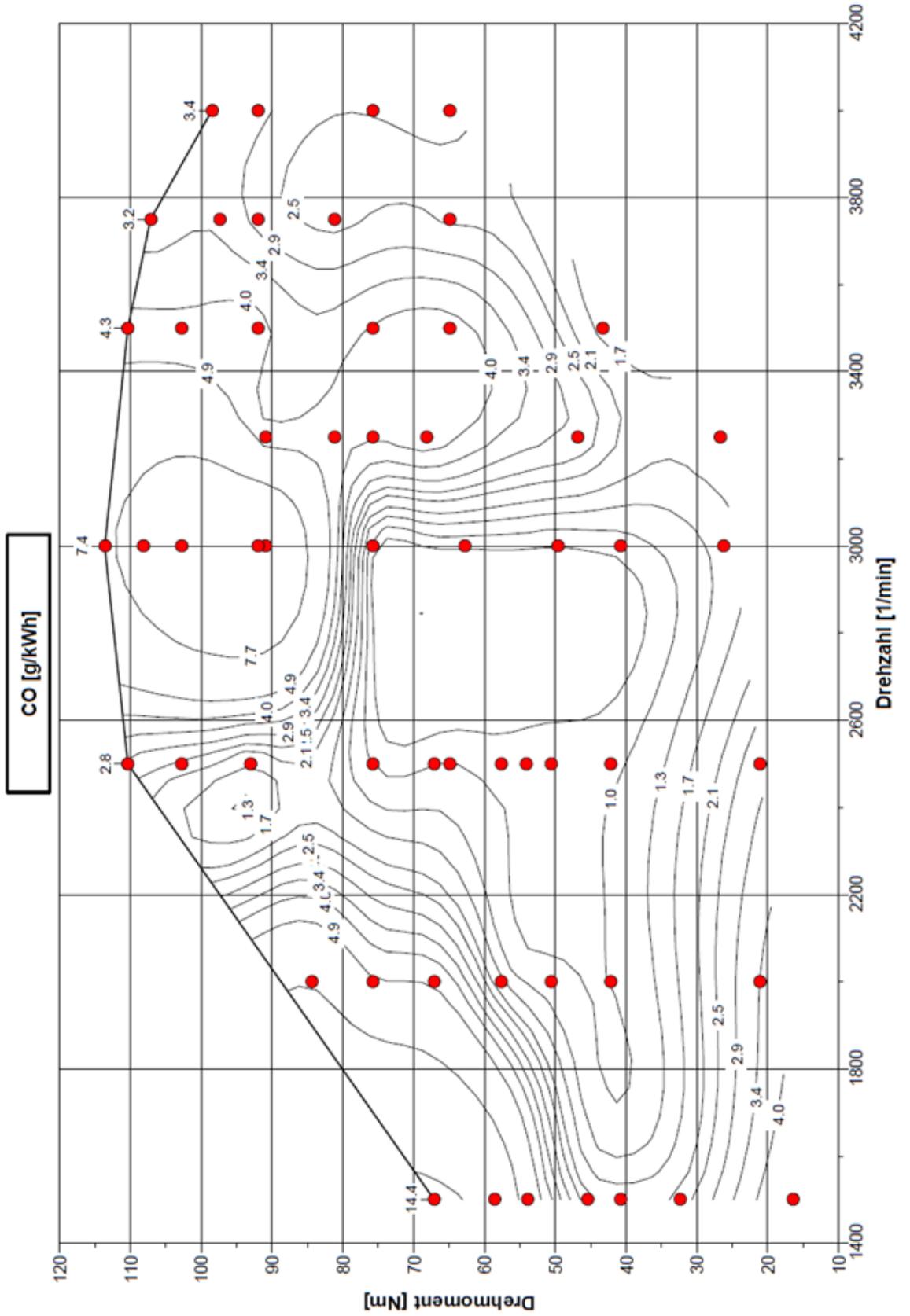




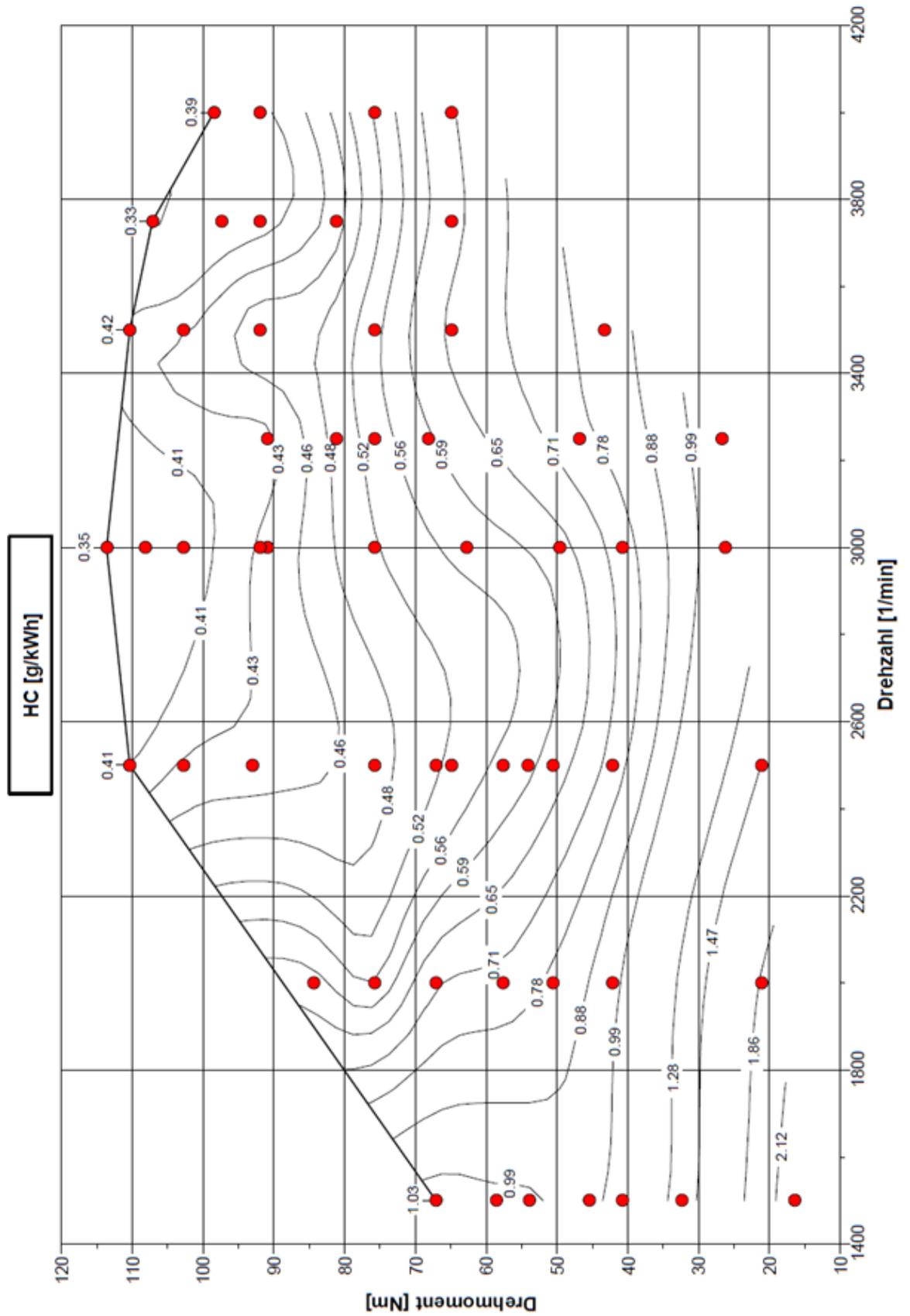


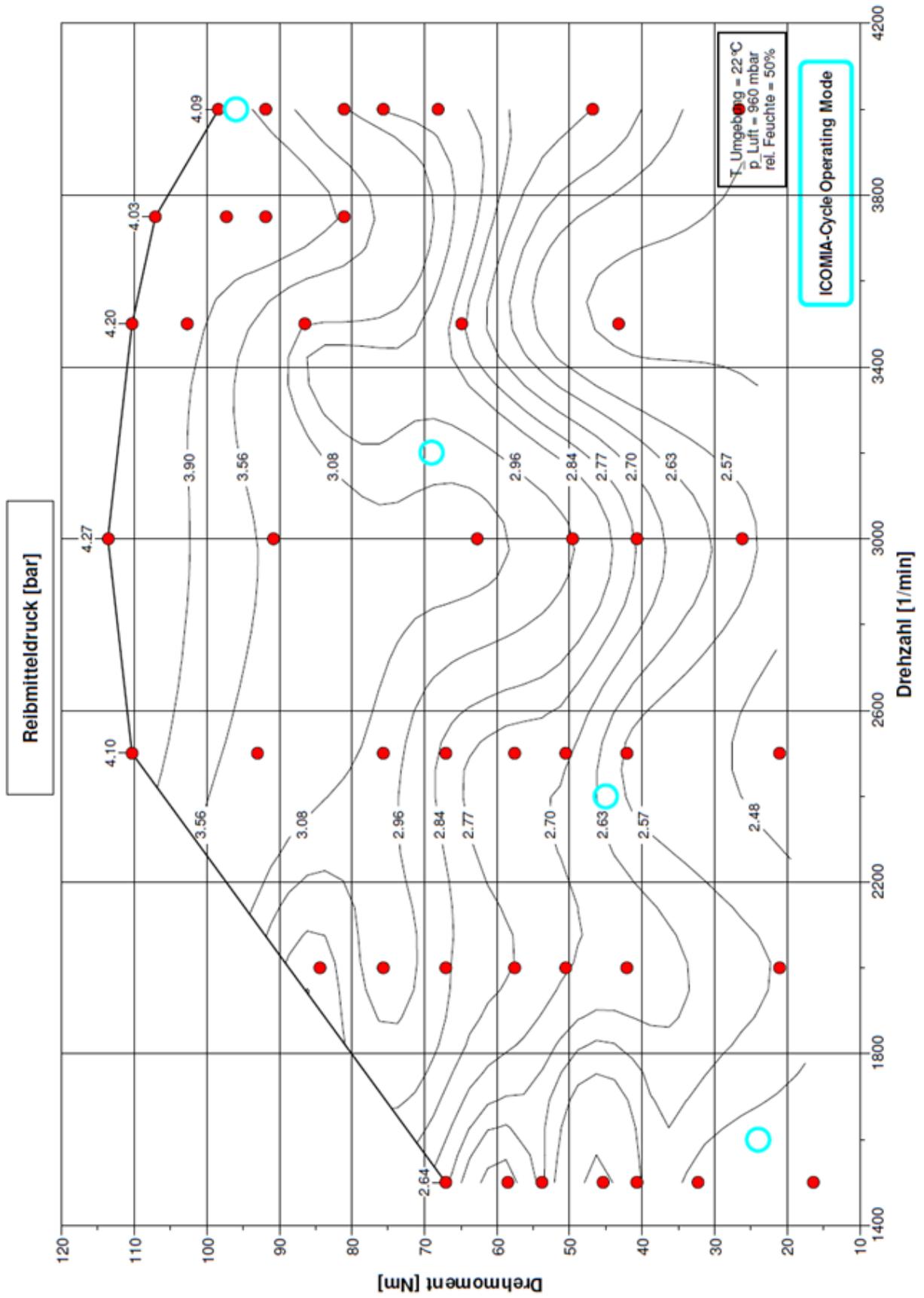














## Neander Motors Diesel outboard engine Results with Final Calibration



### Final Calibration of Hardware status D

VSR 143		E5-Test Calculation (original test sequence)					Date 24.10.2014
50 PS							
n Diff	P Diff	Point	Speed [1/min]	Torque [%]	WF	kW	Nm
		1	4000	100	0.08	36.8	87.9
		2	3640	75	0.13	27.6	72.4
		3	3200	50	0.17	18.4	54.9
		4	2520	25	0.32	9.2	34.9
		5	700	0	0.30	0.0	0.1

#### Results:

- All emission targets are met
- PM, HC and CO emissions are not critical
- NOx was calibrated to ~ 9 g/kWh

Weighted Gaseous Emissions			Particulate Matter	
NOx hum.-corr. g/kWh	NOx uncorr. g/kWh	HC (Methanm.) g/kWh	CO g/kWh	PM AVL mg/kWh
<b>8.559</b>	<b>9.120</b>	<b>0.690</b>	<b>1.771</b>	<b>126.409</b>
<b>9.8</b>	<b>9.8</b>	<b>1.83</b>	<b>5</b>	<b>1000</b>
<b>Emission Limit</b>				



© by FEV – all rights reserved. Confidential – no passing on to third parties

05.11.2014, Abschluss-Meeting, Schönfeld, Lincks, Hogen, Koll