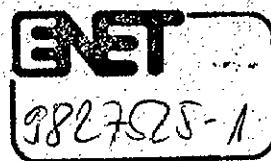




ETHgenössische  
Technische Hochschule  
Zürich



ETH Zürich  
Laboratorium für Verbrennungsmotoren und  
Verbrennungstechnik

Fortschrittsbericht anlässlich der 3. Arbeitskreissitzung  
des FVV-Forschungsvorhabens

**Erarbeitung eines thermodynamisch basierten  
Modellierungsverfahrens für den Otto-DI  
Verbrennungsprozeß**

Frankfurt, 11. November 1999

K. Schänzlin, T. Koch, K. Boulouchos

## **Inhaltsverzeichnis**

### **I. Zusammenfassung und Überblick**

### **II. Experiment**

#### **1. Prüfstand**

- 1.1. Prüfstandssteuerung**
- 1.2. Druckverlaufsaufnahme**
- 1.3. Hardware**

#### **2. WEG - Wärmeentwicklungsgesetz**

#### **3. Motorbetrieb und experimentelle Ergebnisse**

- 3.1. Beschreibung des Motorbetriebs**
- 3.2. Kraftstoffverbräue**
- 3.3. Variation des ZZP**
- 3.3. WEG – Berechnungen**

#### **4. Arbeiten für zukünftige Messtechniken (v.a. Optik)**

- 4.1. Lichtleitersonde**
- 4.2 Lichtleiterzündkerze**
- 4.3. Endoskopie und Zweifarbenmethode**
- 4.4. FID**

#### **5. Ausblick**

### **III. Simulation**

#### **1. Überblick über die 3D Rechnungen**

#### **2. Luftbewegung**

- 2.1. Einflüsse des Turbulences auf die Turbulenzentwicklung**
- 2.2. Einflüsse der Einspritzung auf die globale Turbulenzentwicklung**
- 2.3. Einfluss der Einspritzung und der Zylinderinnenströmung auf die lokale Turbulenzentwicklung**

#### **3. Einspritzung**

- 3.1. Einspritzrate**
- 3.2. Einfluss der Luftströmung auf die Gemischbildung**
- 3.3 Tropfengrößenverteilung**

**4. Quasidimensionales Modell**

**5. Ausblick**

**Anhang**

**Literaturverzeichnis**

## I. Zusammenfassung und Überblick

Wir stellen hier den Stand des Projektes und die Ergebnisse der Arbeit in der Berichterstattungsperiode seit der letzten Arbeitskreissitzung am 17. Juni 1999 in München vor. Die am LVV der ETHZ durchgeführten Arbeiten betreffen sowohl den experimentellen als auch den theoretischen/numerischen Projektteil.

Beim Experiment wurde der Versuchsmotor auch mit dem DI-Brennverfahren in Betrieb genommen und zwar sowohl homogen ( $\lambda = 1$ ) als auch geschichtet. Gefahren wurden Betriebspunkte bei 2000 U/min und indizierten Mitteldrücken von 2 bar bis Vollast mit einem Schwerpunkt im Bereich  $p_{mi}$  2.5 bis 4 bar. Brennstoffverbrauch, Verbrennungsstabilität und Brennverlauf wurden mit den Ergebnissen am LVK (Stand Juni 1999) verglichen. Die Übereinstimmung kann als gut bis sehr gut bezeichnet werden. Dies stellt eine Voraussetzung für die Übertragbarkeit zukünftiger Ergebnisse zwischen den beiden Versuchsträgern dar.

Bei der Modellbildung wurde als erstes die Formulierung des Tumble (auch in Kombination mit Drall) implementiert. Es wurde als zweites Rechnungen mit Einspritzung für das grobe und das feinere Netz durchgeführt. Das feinere Netz weist zur Zeit noch Stabilitätsprobleme auf. Die Auswertung der Ergebnisse zeigt nicht nur plausible Trends; sondern auch sehr anschaulich, warum sich auch bei der Messung ein konkretes Fenster betreffend der Zuordnung von Zündzeitpunkt zum Einspritzbeginn als optimal erweist. Des Weiteren geben die Simulationsergebnisse erste Hinweise im Hinblick auf die Formulierung des Verbrennungsteils beim quasidimensionalen Mehrzonenansatz.

Geplant sind in den nächsten Monaten weiterführende Arbeiten an beiden Teilen des Projektes (Experiment und Simulation). Nebst Verbesserungen und Ergänzungen am Versuchsträger (Schneckeineinbau, Ansaugsystemoptimierung, AGR und Luftvorwärmung ähnlich wie am LVK) steht beim Experiment der Funktionsnachweis verschiedener, optischer und Entnahmesonden (Lichtleiterzündkerze, spektral aufgelöste, räumlich globale Lichtemissionsaufnahme, schneller FID) im Vordergrund. Beim Simulationsteil ist zur Zeit die Entwicklung eines verbesserten Mehrstufenansatzes für die Beschreibung des Hohlkegelspray in Bearbeitung. Des Weiteren ist nebst der Beseitigung von Konvergenzproblemen bei den feinen Netzen die konkretere Formulierung einzelner Bausteine des quasidimensionalen Ansatzes geplant.

## **II. Experiment**

### **1. Prüfstand**

#### **1.1 Prüfstandssteuerung**

Zum Steuern des Prüfstandes wurden am LVV eine Software und mehrere Interfaces entwickelt. Die Software zur Prüfstandssteuerung ist in Labview 5.1 geschrieben und läuft auf einem PC mit Windows 95. Sie enthält separate Programme zur Steuerung der Zündung, der Saugrohreinspritzung und der Direkteinspritzung. Es besteht die Option, weitere Funktionen mit ihr zu steuern. So kann z.B. eine Kamera zur Aufnahme von Bildern durch das Endoskops aus dem Brennraum auch mit diesem Programm gesteuert und überwacht werden. Zusätzlich dient das Programm der Überwachung der Temperatur- und Druckwerte an den verschiedenen Messstellen. Auch wird das Drehmoment, die Drehzahl und der Kraftstoffverbrauch erfasst. Diese Werte können über grössere Zeiträume mit einer Abtastrate von 1s aufgenommen werden. Die Weiterverarbeitung geschieht dann in einem separaten Programm.

#### **1.2. Druckverlaufsaufnahme**

Die Aufnahme der Druckverläufe erfolgt mit Hilfe eines Transientenspeichers. Mit Hilfe dessen können bis zu acht verschiedene Kanäle zeitgleich und °KW-abhängig aufgenommen werden. Es besteht die Option, diesen Transientenspeicher zu erweitern, so dass Signale, die durch weitere Messtechniken generiert werden (z.B. Lichtleiterzündkerze, Lichtwellenleitersonde,...) simultan aufgenommen und in Bezug zum Druckverlauf gesetzt werden können. Die gewonnenen Druckverläufe werden mit dem am LVV vorhandenen Wärmeentwicklungsprogramm (WEG) [1] ausgewertet.

#### **1.3. Hardware**

Nach Austausch des defekten Schwungradaunehmers wurde das Aggregat im Saugrohrmodus in Betrieb genommen. Daraufhin wurden die Komponenten für die Direkteinspritzung (Düse, Steuergerät der Firma Siemens und Hochdruckpumpe mit Motor) angebaut und der Kraftstoffkreislauf erweitert. Außerdem wurde das Interface zum Ansprechen des Steuergerätes für die Direkteinspritzung angebracht und vom PC aus gesteuert.

Schliesslich wurde ein Ansaugkanal nach den Plänen des LVK gefertigt, der nun dem Kanal des LVK baugleich ist. Die benötigten Schnecken dazu werden vom LVK hergestellt. Dies

gewährleistet, dass die Drallintensität, die durch die eingesetzten Schnecken generiert wird, am LVV identisch der Drallintensität am LVK eingestellt werden kann. Die hier dargestellten Ergebnisse sind allerdings ohne Schnecken, sondern mit Versperrung eines Einlasskanals aufgenommen worden und entsprechen somit dem Setup des LVKs vom Juni 99.

## 2. WEG- Wärmeentwicklungsprogramm

Das am LVV vorhandene Wärmeentwicklungsprogramm [1] ist ein Programm zur Berechnung des Wärmeentwicklungsgesetzes aus indizierten Druckverläufen. Es handelt sich um ein offenes, vollständiges thermodynamisches Modell mit Berücksichtigung des Blowbys und der Zwischenspeicherung in „crevices“. Der erste Hauptsatz wird konsequent ohne Vereinfachungen und Abkürzungen angewendet. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte ist mitberücksichtigt. Für die Rauchgaszone wird ein Realgas nach Zacharias [2] angenommen. Außerdem ist die Berücksichtigung der Rezikulation des Abgases möglich. Das Programm berechnet unter Berücksichtigung von Wandwärmeverlusten, Massenaustausch mit Spaltvolumina (z.B. in den Zwischenräumen, Zündkerzengewindunden usw...) und Blowby die folgenden, den Verbrennungsprozess charakterisierenden Größen, die als Funktion des Kurbelwinkels oder der Zeit ausgegeben werden:

- Wärmeentwicklungsgesetz
- Durchbrennfunktion als Integration des Wärmeentwicklungsgesetzes
- Gastemperatur
- Globale Wärmeübergangszahl
- Wärmefluss in die Brennraumwände
- stöchiometrisch/adiabate Flammtemperatur
- Rauchgaszonentemperatur mit definierbarem  $\lambda$

Weiter werden die folgenden Kennzahlen ausgegeben:

- Indizierter Mitteldruck
- Spitzendruck und Lage des Spitzendrucks
- Brennbeginn
- 5%, 50%, 90%- Umsatzpunkt
- Masseverlust durch Blowby
- Zwischengespeicherte Massen (in Spaltvolumina)

Diesem Programm liegt ein Einzonenmodell zu Grunde. Die Auswertung kann aber auch auf einen vorhandenen Zweizonenansatz erweitert werden. Auf diese Weise kann auf die Temperaturen in den jeweiligen Rauchgas- und Frischgaszonen geschlossen werden.

Der Massenaustausch und der Restgasanteil werden nach Heywood berechnet [3], wobei darin die Ventilüberschneidung als Overlap-Factor OF berücksichtigt ist. Die zur Berechnung der Stoffwerte und Zustandsgrößen verwendeten Beziehungen sind in [1] vollständig beschrieben. Der Blowby wird als Verlust in Labyrinthdichtungen von Strömungsmaschinen abgeschätzt [4]. Bei der Messdatenaufbereitung geschieht die Anbindung des Hochdruckverlaufes an den Niederdruckverlauf im Saugrohr nach [5]. Zur Glättung des Druckverlaufes wird ein Spline-Verfahren verwendet.

Die Auswertung erfolgt vorläufig über 60 Zyklen. Dabei gibt es verschiedene Auswertermöglichkeiten: Es können beliebige einzelne Zyklen gewählt werden, oder der mittleren Zyklus, oder es kann ein, nach konkreten Kriterien definierter, dem mittleren Zyklus ähnlichster Zyklus als typischer verwendet werden. Die Auswahl des auszuwertenden Zyklus erfolgt nach statistischen Kennzahlen.

### **3. Motorbetrieb und experimentelle Ergebnisse**

#### **3.1 Beschreibung des Motorbetriebs**

Für die ersten Basismessungen wurde das Trompetensaugrohr verwendet, wobei der linke Kanal geschlossen wurde. Dieser Betrieb entspricht einer Drallzahl  $c_u/ca$  von etwa -5.2. Diese Werte aus der vom LVK durchgeföhrten Untersuchung entnommen werden (s. Bild 10 der Präsentation vom LVK am 17.07.99; hier Abb. E1). Am LVV konnten die Empfehlungen vom LVK bestätigt werden, dass der Motor mit verschlossenen linken Einlasskanal (also etwa  $c_u/ca = -5.2$ ) gegenüber der Einstellung mit verschlossenem rechtem Einlasskanal (also etwa  $c_u/ca = +7.6$ ) deutlich ruhiger läuft.

Der Motor zeigt einen störungsfreien Betrieb sowohl im Saugrohrmodus als auch im Direkteinspritzungsmodus.

#### **3.2 Kraftstoffverbräuche**

In ersten Versuchen wurde der Kraftstoffverbrauch an verschiedenen Funktionspunkten aufgenommen. Dazu wurde bei jeweils 2000U/min eine Lastvariation durchgeführt. Der Zündzeitpunkt wurde verbrauchsoptimal eingestellt. Der Hochdruckeinspritzdruck betrug 70 bar, der Niederdruckeinspritzdruck etwa 3.8 bar. Beim geschickten Betrieb war die Drosselklappe für niedrige Lasten komplett geöffnet. Die Kraftstoffverbräuche sind aus der Abbildung E2 zu entnehmen.

Es zeigt sich, dass der Verbrauch im Modus mit Saugrohreinspritzung in etwa in der Größenordnung des homogenen Falls mit ( $\lambda=1$ ) Direkteinspritzung liegt. Die im geschickten DI-Modus gemessenen Verbräuche liegen deutlich unter denen des Betriebs mit Saugrohreinspritzung bzw. des Direkteinspritzmodus mit homogener Gemischbildung.

Auch ist zu erkennen, dass die am LVV gemessenen Verbräuche und die am LVK gemessenen Werte in derselben Größenordnung liegen. Im Vergleich zu Krämer [6] liegen die an den beiden Instituten gemessenen Werte für den Saugrohrbetrieb etwas unterhalb und die Werte für die Direkteinspritzung leicht oberhalb.

### 3.3. Variation im geschichteten DI-Betrieb: Variation des Zündzeitpunktes

Aus der Abbildung E3 ist deutlich zu erkennen, dass der ZZP nur in bestimmten Bereichen variiert werden kann, ohne dass der Kraftstoffverbrauch stark beeinflusst wird. Ausserhalb dieses Bereiches sind die Eigenschaften bezüglich Schwankung und Kraftstoffverbrauch nicht mehr akzeptabel. Die am LVV gemessenen Kraftstoffverbräuche bei einer Variation des ZZP liegen wiederum in derselben Grösserordnung wie die am LVK gemessenen Werte. Auch die Standartabweichungen der Schwankungen des indizierten Mitteldrucks liegen an beiden Instituten in derselben Grössenordnung. Allerdings zeigt sich hier beim LVV keine Stetigkeit der Schwankungen mit zunehmendem Zündzeitpunkt wie beim LVK. Dies liegt vermutlich an der derzeitigen Ansaugtraktkonfiguration in Zürich. Diese wird umgehend modifiziert und der, nach den Plänen des LVKs gebaute Ansaugkanal eingebaut. Das Zündfenster ist schon aus der Literatur bekannt [6] und wird sowohl vom LVK als auch von Berechnungen am LVV bestätigt. Dieses Verhalten ist näher zu untersuchen, zum einen zur Validierung der Berechnungen, zum anderen zur besseren Einstellung des Aggregats. Deshalb wird am LVV die Einsetzung eines FID angedacht.

### 3.4. WEG-Berechnungen

#### Betrieb mit Saugrohreinspritzung

Die Wärmeentwicklung  $\frac{1}{Q} \cdot \frac{dQ}{d\Phi}$  für den Saugrohrbetrieb ist in Abbildung E5 zusammen mit

der integrierten Durchbrennfunktion dargestellt. Es zeigt sich, wie erwartet, ein Lasteinfluss. So ist der maximal erreichbare Wert für die Wärmeentwicklung in gleicher Zeit deutlich geringer als für hohe Lasten. Auch erfolgt hier für niedrige Lasten die Wärmeumsetzung deutlich später als für hohe Lasten. Die Breite der Wärmeentwicklung ist für hohe Lasten deutlich schmäler als für niedrige Lasten. Dies schlägt sich dann auch in der Durchbrennfunktion als steilere bzw. niedrigere Steigung nieder. Folglich nimmt, wie erwartet, die Dauer der Verbrennung mit niedrigeren Lasten zu. Dies lässt sich auch an der Lage des 50%-Umsatzpunktes erkennen. Typischerweise ist dies in erster Linie auf den Einfluss des erhöhten Restgasanteils und zweitens der etwas reduzierten Turbulenz bei niedriger Last zurückzuführen.

### Homogener DI-Betrieb (frühe Einspritzung)

Im homogenen Betrieb zeigt sich auch der Lasteinfluss (Abbildung E6); wiederum ist der Absolutwert der Wärmeentwicklung für niedrigere Lasten geringer als für hohe Lasten. Die Wärmeumsetzung erfolgt für hohe Lasten deutlich früher als für niedrige. Die Brenndauer ist für niedrige Lasten deutlich länger als für hohe Lasten. Zusammenfassend kann vermerkt werden, dass die Verbrennung im direkteingespritzten, nicht geschichteten Modus ähnlich abläuft, wie das bei der Saugrohreinspritzungsvariante der Fall ist. Dies ist zu erwarten, da sich die physikalischen Grundlagen für die Gemischaufbereitung und Verbrennung nicht wesentlich unterscheiden.

### Geschichteter DI-Betrieb

Im geschichteten Betrieb (Abbildung E7) liess sich mit dem herkömmlichen, noch nicht modifizierten Wärmeentwicklungsprogramm, die Wärmeentwicklung und die Durchbrennfunktion berechnen. Der geschichtete Betrieb zeigt eine Zunahme des Maximalwertes der pro Zeiteinheit umgesetzten Masse mit steigender Last. Jedoch ist der zu Beginn sehr steile Anstieg der Wärmeentwicklung weitgehend unabhängig von der Last. Dies steht im Gegensatz zu den beiden anderen Brennverfahren. Im Gegensatz zu den beiden anderen Verfahren zeigt der geschichtete Betrieb ein sehr langes Ausbrennen, d.h. die Wärmeentwicklung fällt ab einem bestimmten Punkt nicht mehr so schnell wie für ein herkömmliches Verfahren erwartet. Dies schlägt sich auch in der Durchbrennfunktion nieder. Hier erkennt man den sehr schnellen, also steilen Anstieg zu Beginn gefolgt von einer flach auslaufenden Kurve, die das lange Ausbrennen darstellt. Der Lasteinfluss ist auch hier weniger ausgeprägt. An den gezeigten Kurven ist der Einfluss des Zündzeitpunktes zu erkennen, der verbrauchsoptimal eingestellt wurde.

### Vergleich der verschiedenen Brennverfahren

Um die Wärmeentwicklungen der verschiedenen Brennverfahren untereinander zu vergleichen, wurden alle Kurven auf den Brennbeginn (Zündzeitpunkt) normiert (Abbildung E8). Es fällt der schnelle Anstieg für den DI-Schichtungsmodus besonders auf. Es ist zusätzlich das deutlich verlängerte Ausbrennen am Ende der Verbrennung im Vergleich zum Saugrohrmodus und im Vergleich zur homogenen Variante zu erkennen. Die homogene Variante der Direkteinspritzung zeigt ein der Saugrohrivariante ähnliches Verhalten.

Vergleich der am LVK und LVV vorhandenen Auswerteverfahren anhand der Durchbrennfunktion

Am Beispiel einer Durchbrennfunktion und eines Druckverlaufes werden die Druckverlaufsanalyse (DVA) des LVKs und das Wärmeentwicklungsprogramm (WEG) des LVV verglichen (Abbildungen E9 bis E11).

Aus der Abbildung xx ist ersichtlich, dass beide Verfahren denselben Anstieg der Durchbrennfunktion generieren. Allerdings ist beim Ausbrennen ein Unterschied zu erkennen. Dies kann an mehreren Gründen liegen. So wurde diese Messung am LVV bei einer Drallzahl cu/ca von etwa -5.2 durchgeführt. Die Untersuchungen am LVK wurden mit einer Drallunterstützung von etwa 2.2 gefahren. Nach den Untersuchungen des LVK ist das Ausbrennen von der Drallzahl abhängig (vergleiche Bild 21 der Präsentation des LVK vom 17.07.99; hier Abb. E12). Ein weiterer Grund für die Abweichung kann in den unterschiedlichen Auswerteprogrammen am LVV und LVK liegen. Dies muss im weiteren Verlauf der Arbeit noch untersucht und abgeglichen werden. Sekundär rechnet unser Wärmeentwicklungsprogramm im Moment noch ohne Verdampfungsanteil.

## **4. Arbeiten für zukünftige Messtechniken (v.a. Optik)**

### **4.1. Lichtwellenleitersonde**

Mit Hilfe der am LVV vorhandener Lichtwellenleitersonde (Abbildung E14) kann °KW – abhängig die Lichtintensität ermittelt werden. Die Lichtleitersonde besteht aus einem Faserbündel und einer empfindlichen Photodiode. Das Signal wird wiederum mit dem Transientenspeicher aufgenommen und anschliessend ausgewertet.

Diese Methode wird am LVV als Ergänzung zur Endoskopie angewendet, denn bei der Endoskopie ist die Aufnahme der Vormischflamme im Moment äusserst schwierig. Das derzeit verwendete Endoskop ist nämlich (wie schon am 17.07.99 berichtet) nicht im UV Bereich transmittierend. Aus dieser zusätzlichen, integralen Information lässt sich der Anteil der Vormischverbrennung abschätzen. Außerdem kann die Lichtentwicklung im Brennraum °KW-abhängig zusätzlich zum Druckverlauf aufgenommen werden. So erhält man ein besseres Verständnis über die ablaufende Verbrennung.

### **4.2. Lichtleiterzündkerze**

Zur Untersuchung der Entflammungsphase wurde eine Lichtleiterzündkerze (Abbildung E15) erstellt. Diese wird in Vorversuchen auf dem Labortisch untersucht und soll anschliessend im Motorbetrieb verwendet werden. Für diese Lichtleiterzündkerze wird am LVV eine besondere Auswerteeinheit (...) und eine eigene Auswertesoftware entwickelt.

### **4.3. Endoskopie und Zweifarbenmethode**

Die Kühlung für das Endoskop ist gefertigt. Außerdem wurden weitere Voruntersuchungen des Endoskops unter motornahen Bedingungen durchgeführt. Ein Vorversuch zur Zweifarbenmethode wurde aufgebaut und durchgeführt.

### **4.4. FID**

Da sich aus Berechnungen und Experimenten gezeigt hat, dass das Zeitfenster, in dem zündfähiges Gemisch vorhanden ist, genau bestimmt werden muss, werden am LVV in nächster Zeit Untersuchungen mit einem FID anberaumt. Somit kann der Zeitbereich mit zündfähigem Gemisch an der Zündkerze bestimmt werden und die Berechnungen validiert werden.

## 5. Ausblick

Das Wärmeentwicklungsprogramm soll so modifiziert werden, dass die Verdampfung des Kraftstoffes mitberücksichtigt werden kann.

Im Motorbetrieb sollen die Endoskopie, die Ladelitzezündkerze, die Lichleitersonde und der FILC verwendet werden. Die zeitlich Reihenfolge richtet sich nach der Verfügbarkeit der jeweiligen Messtechnik.

Zur Detektion des Endes der Verbrennung soll eine Ionenstromsonde entwickelt werden. Dies und die Vorversuche dazu werden mittelfristig auf einem Labortisch ausgeführt. Bei Bedarf werden Validierungen der Berechnungen in der Hochdrucktemperaturzelle durchgeführt.

Die Möglichkeit zur AGR soll mittelfristig realisiert werden, so dass die beiden Prüfstände auch in dieser Hinsicht angeglichen werden können. Der Ansaugtrakt soll verbessert werden durch den Einsatz einer anderen Ansaugtraktkonfiguration und durch Einbau des nach Plänen vom LVK gefertigten Ansaugkanals.

### III. Simulation

#### 1. Überblick über die 3D Rechnungen

Die dreidimensionalen Berechnungen haben sich in einem ersten Schritt mit Untersuchungen der kalten Strömung in Abhängigkeit verschiedener initialer Strömungszustände beschäftigt (Abb. S1, S2). Hierzu wurde zusätzlich ein Modell für eine initiale Tumbleströmung implementiert. Die Untersuchung der kalten Strömung ist weitestgehend abgeschlossen und erlaubt qualitative Aussagen über lokale und globale Turbulenzintensitäten.

Darüber hinaus wurden bereits in einem zweiten Schritt zahlreiche Rechnungen mit Einspritzung durchgeführt. Hierfür wurden Standardfälle definiert, von denen ausgehend Parametervariationen durchgeführt werden. In einem nächsten Schritt werden Modelle zur Sprayausbreitung programmiert und weitere, am LVV vorhandene, zusätzlich implementiert werden.

Zur Validierung der Modelle werden Berechnungen auch für Konstantvolumen durchgeführt werden. In Planung ist ein Abgleich der so gewonnenen Daten mit experimentellen Ergebnissen aus der Hochtemperaturdruckzelle.

Die Schnittstellen zwischen den 3D und QD Modellen wurden definiert. Die gewonnenen CFD Daten dienen zur Definition der Anfangsbedingungen und zur Beschreibung des Turbulenz- und Sprayverhaltens.

## 2. Luftbewegung

Mit den Netzen mit 38579 (Abb. S3) und 58578 Zellen (Abb. S4) im OT wurden Untersuchungen der Entwicklung der turbulenten kinetischen Energie durchgeführt. Zunächst wurden hierfür nur Drallzahlen und initiale Turbulenzniveaus variiert (Abb. S5). Darüberhinaus konnte eine weitgehende Netznahängigkeit festgestellt werden. Alle Berechnungen wurden für eine Drehzahl von 2000 U/min durchgeführt.

### 2.1. Einflüsse des Tumbles auf die Turbulenzentwicklung

In KIVA3 berücksichtigt die initiale Strömung den Einfluß der Kolbenbewegung auf den Zylinderinhalt und wahlweise einen Drall. Hinzugefügt wurde die Option, daß zusätzlich ein Tumble der initialen Strömung superponiert wird. Der Tumble ist in der Intensität, also der Rotationsgeschwindigkeit, im Strömungsprofil und unter Variation der Lage initialisierbar (Abb. S6).

Die Ergebnisse der numerischen Berechnungen entsprechen den Erwartungen (Abb. S7).

Die Rotationsenergie des grosskaligen Wirbels wird in den vorhandenen Scherströmungen entzogen und geht in turbulente kinetische Energie über. Deren Produktion ist in der Zunahme der Turbulenzintensität zu erkennen. Im Gegensatz zum Drall, dessen Radius auch während der Kompression mit der Ausnahme von Quetschströmungseffekten weitestgehend konstant bleibt, bewirkt die Deformation des Tumbles durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens einen beschleunigten Zerfall, der bereits wenige Grad KW nach dem OT komplett abgeschlossen ist (Abb. S8). Eine Erklärung hierfür ist die aufgrund der Impulserhaltung zunehmende Rotationsgeschwindigkeit mit entsprechend wachsenden Geschwindigkeitsgradienten. Diese Zunahme der Geschwindigkeitsgradienten bewirkt eine vermehrte Produktion der turbulenten kinetischen Energie, die aufgrund der Kleinskaligkeit des Arbeitsmediums schnell dissipiert. Dieser Vorgang ist wie erwähnt kurz nach dem OT abgeschlossen.

### 2.2. Einflüsse der Einspritzung auf die globale Turbulenzentwicklung

Der Einfluß der Einspritzung auf die Turbulenzentwicklung ist ebenfalls nicht vernachlässigbar (Abb. S9). Die Berechnungen haben für einen Standardfall ( $EB = -56^\circ\text{KW}$ ,  $ED = 18^\circ\text{KW}$ ,  $p_{inj} = 70 \text{ bar}$ ) ergeben, daß am Einspritzende etwa 10 - 20 % der massengemittelten Turbulenzintensität von der Einspritzung induziert werden.

### 2.3. Einfluss der Zylinderinnenströmung auf die lokale Turbulenzentwicklung

Für die Bestimmung der lokalen Flammengeschwindigkeit ist die Kenntnis der lokalen Turbulenzintensität Voraussetzung. Die Simulationen ergaben, dass sie sich im Gebiet der Zündkerze durch die Einspritzung ungefähr verdoppelt (Abb. S10). Die Strömung mit Tumble und ohne Drall induziert hierbei einen größeren Anstieg als mit Tumble und mit Drall.

Eine Erklärung hierfür ist das verstärkte Auswandern des Kraftstoffstrahls aus der Zylinderachse.

### 3. Einspritzung

Die Simulationen des komplexen, dreidimensionalen Wechselspiels zwischen der flüssigen und der gasförmigen Phase bedarf aus Gründen der Rechenzeit einer Vielzahl an genügend genauen Modellen. Im folgenden sind die entscheidenden Phänomene inklusive der in der Simulation verwendeten Modelle kurz erläutert (Abb. S11).

- Entwicklung des Flüssigblattes

Zum einen ist der Spraywinkel nicht über der Zeit konstant, sondern ändert sich im Verlauf der Einspritzung. Zum zweiten ändert sich der Spraywinkel entlang der Trajektorie aufgrund der Oberflächenspannung.

Beide Effekte werden durch einen vorgegebenen Geschwindigkeitsvektor modelliert. Das Modell wird im Verlauf der nächsten Monate entwickelt und validiert.

- Strahlaufriss und aufgebrochene Tropfenverteilung

Nach dem Strahlaufriss löst sich das Flüssigblatt auf und einzelne Tropfenpakete unterschiedlicher Größe werden den aerodynamischen Kräften der Umgebungsluft ausgesetzt.

In KIVA werden nicht Erhaltungsgleichungen für ein geschlossenes Flüssigkeitsblatt aufgestellt. Vielmehr kann über die Definition der Anfangsdeformationsenergie eines Tropfens die Aufbruchlänge initialisiert werden.

Hierbei wird das am LVV entwickelte ETAB Modul von Tanner [7] zur Anwendung kommen.

- Tropfen – Gas Interaktion

Durch die aerodynamischen Kräfte zerfallen die Tropfen in kleinere Pakete, werden aber auch in ihrer Bewegungsrichtung geändert.

Um diese Phänomene zu berücksichtigen, wird ein Dispersionsmodell nach Gradinger [8], das ebenfalls schm am LVV existiert, zur Anwendung kommen.

- Tropfen – Tropfen Interaktion

Die Kollision der Tropfen führt zur Produktion neuer grösserer Tropfen.

In einem Quellterm für die Tröpfchen-Verteilungsdichte-Funktion ist dies bereits in KIVA berücksichtigt.

- Tropferwärmung

Zusätzlich wird der Tropenzustand durch Wärmefluss über seine Systemgrenzen geändert.

Hierfür wird das Standardverdampfungsmodell ebenfalls durch eine LVV Entwicklung von Gradinger [8]ersetzt.

- Mischung von Brennstoffdampf und Luft  
Erst die Durchmischung des verdampften Kraftstoffes mit dem Frischgas ermöglicht die Herstellung eines zündfähigen Gemisches.  
Hierfür werden die Standarderhaltungsgleichungen für Spezies und Masse in KIVA 3 beibehalten.
- Bei der direkteingespritzten ottomotorischen Verbrennung schliesst sich daran die Zündung mit nachfolgender Vormischverbrennung und turbulenter Diffusionsverbrennung an. Die chemische Energieumsetzung nimmt wiederum selbst massgebend Einfluss auf die Sprayausbreitung und -entwicklung. Zum anderen bewirkt der Temperaturanstieg kürzere Verdampfungszeiten, darüberhinaus beschleunigt die dadurch induzierte Turbulenz aufgrund der turbulenten Flammenausbreitung den Tröpfchenzerfall; aber auch den konvektiven Transport zu den Tropfen. Diese Wechselwirkung wird bei den CFD-Berechnungen vernachlässigt, da die 3D-Simulation der Verbrennung nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist.

### 3.1. Einspritzrate

Bei der Bestimmung der Einspritzrate wurden die experimentellen Ergebnisse des LVK verwendet (Abb. S12). Daraufzugehend kann die Einspritzung in vier Zeitschritte unterteilt werden:

- Durch die Trägheit des Gesamtsystems entsteht eine Totzeit.
- Anschliessend kann ein linearer Anstieg der Einspritzrate angenommen werden.
- Der Hauptteil der Einspritzung liefert eine konstante Einspritzrate bei konstantem Einspritzdruck. Dies kann für Einspritzungen mit Einspritzbeginn zwischen 50° und 60° vor OT angenommen werden.
- Am Ende schliesst sich ein linearer Abfall der Einspritzrate an.

### 3.2. Einfluss der Luftströmung auf die Gemischbildung

In einem Konstantvolumen wurden Einspritzrechnungen durchgeführt (Abb. S13). Die Berechnungen dienen zur späteren Validierung neuer Modelle mit Experimenten. Auch die Einspritzrechnungen wurden alle für eine Drehzahl von 2000 U/min durchgeführt.

Um das Verdampfungsverhalten zu beurteilen, wurde der verdampfte und der gesamte, im System befindliche Kraftstoff über der Kurbelwellenposition aufgetragen. Die erwarteten Verdampfungszeiten in der Grössenordnung von wenigen Grad KW werden

deutlich unterboten (Abb. S14). Dieses Verhalten wird Gegenstand weiterer Untersuchungen sein. Trotz dieser Diskrepanz liessen sich jedoch sehr plausible Ergebnisse mit den Berechnungen erzielen.

Es wurden bei den Berechnungen zunächst drei Standardfälle untersucht.

#### Eine Zylinderinnenströmung

- ohne Drall und Tumble,
- ohne Drall und mit Tumble sowie als letztes
- mit Drall und Tumble

Im ersten Fall breitet sich der Kraftstoff nahezu rotationssymmetrisch um die Zylinderlängsachse aus.

Die Existenz einer Tumbleströmung führt zu einer unsymmetrischen Spritzausbreitung.

Vor allem Tropfenzapakte mit kleinerem Radius und somit kleinerem Impuls werden von der Zylinderinnenströmung abgelenkt (Abb. S15 – S18).

Die Überlagerung eines Dralls stabilisiert die Kraftstoffwolke wiederum um die Rotationsachse des Dralls und reduziert das Auswandern.

Zunächst wurde für den Standardfall ohne Drall und Tumble die Gemischqualität im Bereich der Zündkerze untersucht (Abb. S19). Hierfür wurde eine gemittelte Luftzahl für Kugelvolumina mit dem Radius zwischen 2 und 5 mm untersucht. Das Zentrum dieser Kugelvolumina sitzt genau in der Mitte der Zündkerzelektroden.

Die Auswertung ergibt, dass sich ab etwa 3° KW nach Einspritzbeginn ein zündfähiges Gemisch an der Kerze befindet. Dieses Gemisch wird danach sehr fett. Etwa 8° nach EB ist das Gemisch stöchiometrisch.

Die so gewonnenen Ergebnisse stimmen gut mit den inzwischen verfügbaren Prüfstandserfahrungen überein (Abb. S20).

Außerdem erlauben sie Aussagen über den Beginn der Wärmefreisetzung. Die Auswertungen ergeben eine zu Beginn der Verbrennung deutlich schnellere Umsetzung im Schichtbetrieb, im Vergleich mit der homogenen Betriebsweise (Abb. S21). Die Begründung hierfür liegt in der im leicht fetten Gemisch höheren Flammgeschwindigkeit als im stöchiometrischen vorgemischten Fall und der höheren Turbulenzintensität (Abb. S22).

Weiteren Aufschluss über das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffes zeigt das Auftragen des Zylindervolumens über  $\lambda$ . Zu verschiedenen Kurbelwellenpositionen wurde untersucht, wie die globale Gemischaufbereitung fortgeschritten ist (Abb. S23). Man erkennt, dass mit fortlaufender Zeit mehr Volumen im Brennraum mit verdampftem Kraftstoff aufbereitet worden ist. Insgesamt ist allerdings nur ein sehr

kleiner Anteil des gesamten Brennraumvolumens in der Größenordnung von etwa 200 cm<sup>3</sup> bei dieser Kurbelwellenposition mit einem zündfähigen Gemisch versetzen.

### 3.3 Tropfengrößenverteilung

Untersucht wurde die Auswirkung verschiedener initialer Kraftstoffgrößenverteilungen auf das Verdampfungsverhalten (Abb. S24). Plausibel erscheint die für Verteilung 3 errechnete gute Gemischaufbereitung im Bereich der Zündkerze, die durch die schnelle Verdampfung kleinerer Tropfen zu erklären ist. Die schnellere Verdampfung für den Fall der monodispersen Verteilung 2 im Vergleich zur Verteilung 1 ist nicht unmittelbar ersichtlich und wird Gegenstand weiterer Untersuchungen sein.

#### 4. Quasidimensionales Modell

Sowohl die gewonnenen Ergebnisse über die lokale und globale Turbulenzentwicklung als auch Aussagen über die Kraftstoffaufbereitung werden in das quasidimensionale Modell einfließen (Abb . S25).

Die Einspritzrechnungen dienen der Etablierung eines Anfangsniveaus für das QD.

Modell mit einer diskreten, globalen Luftzahlverteilung. Darüberhinaus erlauben

Rechnungen mit feinen Grids Aussagen über den Aufbereitungszustand direkt an der Kerze im Zündvolumen.

Die Turbulenzentwicklung ist unter der Voraussetzung eines bekannten initialen Turbulenzniveaus bekannt. Zumindes der Einfluss der Kolbenbewegung und der Einspritzung ist genau untersucht worden. Generell gibt es noch ein weiteres Phänomen, das für die Produktion von Turbulenz verantwortlich ist. Die durch die Verbrennung induzierten Störungen müssen allerdings in Form von Modellen angenähert werden.

Sowohl bei der Vormisch-, bei der Diffusionsverbrennung als auch bei der Vermischung zwischen den einzelnen Zonen werden Turbulenzindikatoren bei der Berechnung der Massenumsetzung miteinfließen.

In einem ersten Schritt wird ein Modell für eine turbulente Vormischflamme implementiert werden.

Es gibt zahlreiche Gleichungen für die turbulente Flammengeschwindigkeit  $s_t$ . Fast allen ist aber die Kopplung von  $s_t$  mit der laminaren Flammengeschwindigkeit gemeinsam [3].

Eine gebräuchlicher Ansatz für die laminare Flammengeschwindigkeit  $s_l$  ist :

$$s_l = f(T, p, \lambda, \text{Inertgasanteil})$$

In vereinfachter, aber für technische Anwendungen bewährter Form kann die turbulente Flammengeschwindigkeit angegeben werden als:

$$s_t = f(s_l, u')$$

Innerhalb, durch die dreidimensionale Berechnung, örtlich bekannter Zündgrenzen kann sich eine Vormischflamme etablieren. In einem nächsten Schritt muss dann ein Ansatz für die diffusionsgesteuerte Energieumsetzung gefunden werden.

## **5. Ausblick**

Im weiteren Verlauf wird sich die Arbeit mit folgendem beschäftigen (Abb. S26).

### **3D Simulation:**

- Entwicklung und Fertigstellung des Modells zur Hohlkegelausbreitung.
- Erweiterung der Untersuchungen der Abhängigkeit verschiedener Initialbedingungen, z.B. SMD.
- Berechnungen mit den neuen Verdampfungs- und Dispersionsmodellen des LVV
- Validierung der Simulationen mit Berechnungen für Konstantvolumica und Vergleich der Resultate mit Experimenten an der Hochtemperaturdruckzelle.

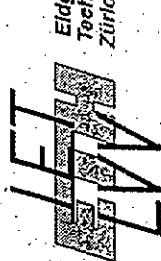
### **QD Simulation:**

- Festlegen der Systemgrenzen
- Entwicklung eines Modells für die Vormischverbrennung
- Definition des Übergangs der Vormisch- zur Diffusionsverbrennung
- Fortschreitende Validierung durch die am Prüfstand gewonnenen Ergebnisse.

## Anhang

### Literaturverzeichnis

- [1] Obrecht, P.: Wärmeentwicklungsprogramm (WEG). Interner Bericht ETHZ IET/LVV, 1999.
- [2] Inholder, J.: Einführung der Stoffweiterberechnung nach Zacharias im Prozess-Simulationsprogramm CIRCE4. Interner Bericht ETHZ IET/LVV, 1995.
- [3] Fox, W.F.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.: Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark Ignition Engines. SAE Paper 931025, 1993.
- [4] Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau Band II  
Abschnitt: Strömungsmaschinen/ D. Verluste/ a. Wellendichtung. Zwölftes Auflage, Neudruck 1996.
- [5] Stein, R.A.; Mencik, D.Z. and Warren, C.W.: Effekt of Thermal Strain of Cylinder Pressure. SAE Paper 870455, 1985.
- [6] Krämer, S.: Untersuchung der Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Direkteinspritzung. VDI Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr. 353, 1998.
- [7] Tanner, F.X.: Simulation of Liquid Jet Atomization for Fuel Sprays by Means of a Cascade Drop Breakup Model, SAE Paper 980808, 1998
- [8] Gradinger, T.: A zero-dimensional model for spray droplet vaporization at high pressures and temperatures, International Journal of Heat and Mass Transfer 41, 2947-2959, 1998
- [9] Metghalchi M., Keck J.C.: Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature, Combustion and Flame 48: 191\_210, 1982



ETH  
Eidgenössische  
Technische Hochschule  
Zürich

# Übersicht über den Stand des Experiments

FVV - Arbeitskreissitzung

11. November 1999

Katharina Schänzlin

# Übersicht

Prüfstand

Motorbetrieb und experimentelle Ergebnisse

WEG- Wärmeentwicklungsprogramm

Messtechnik

Ausblick

## Einfluss des Versperruungsanteils eines Einlasskanals auf die Drallzahl

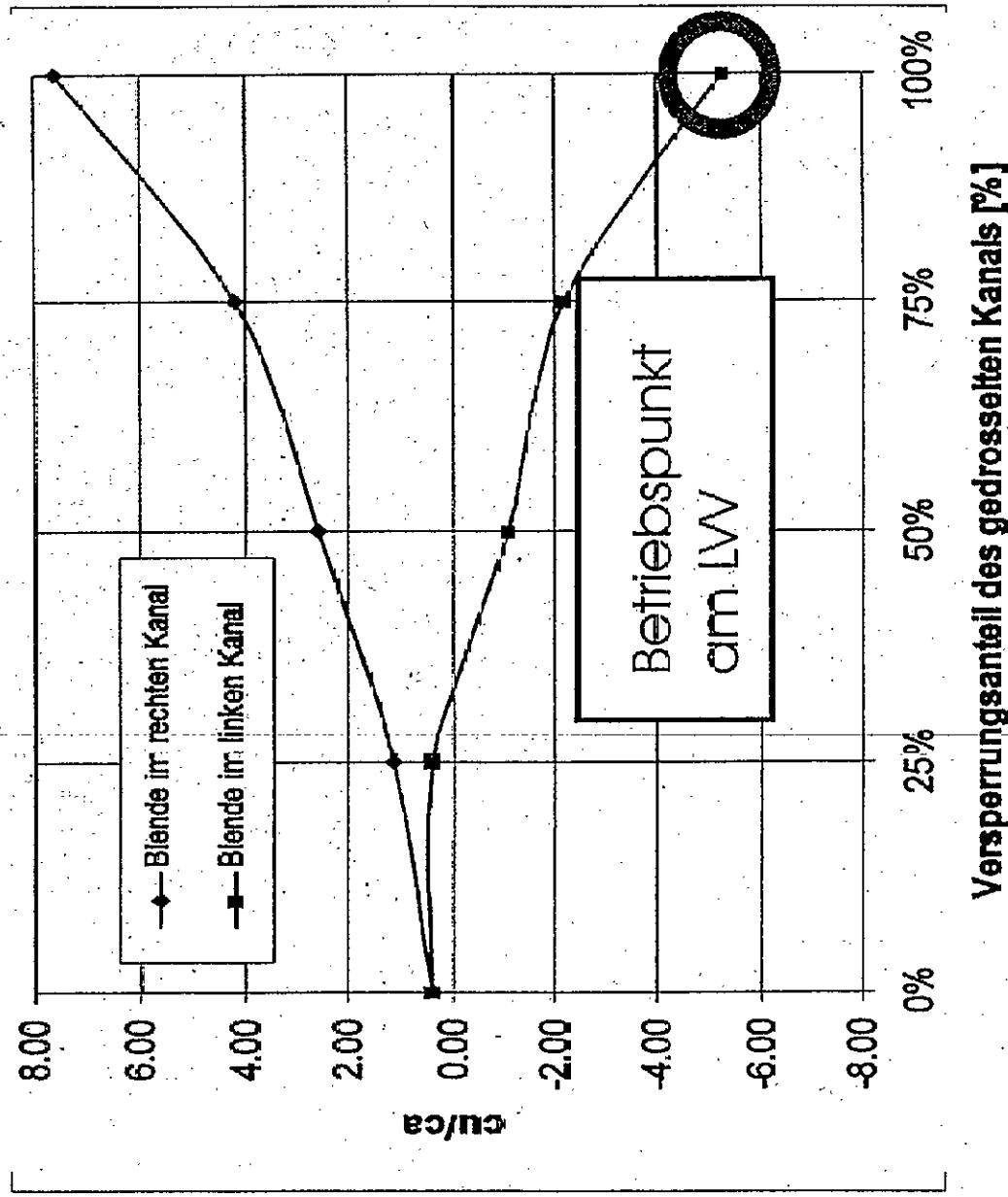
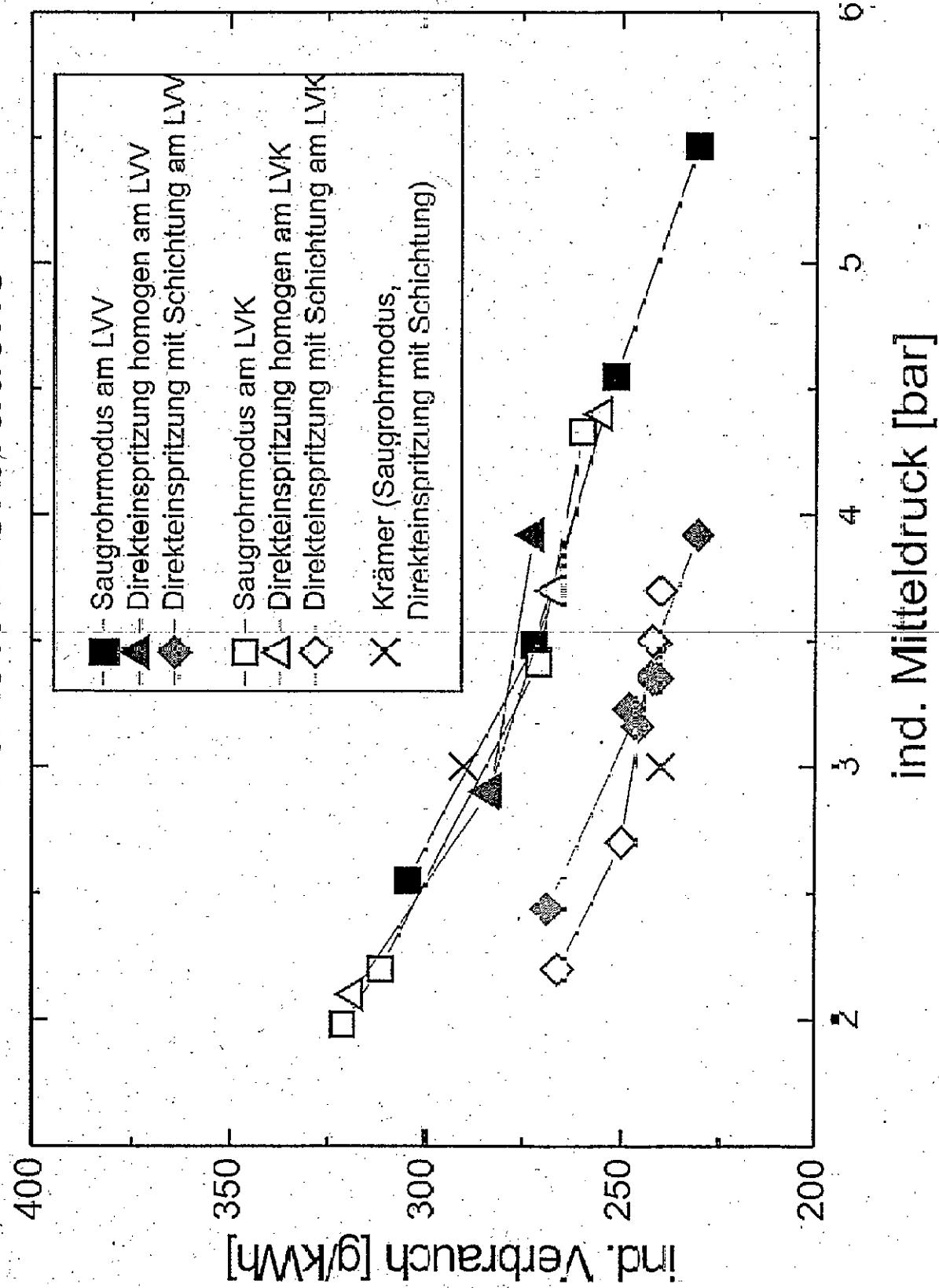
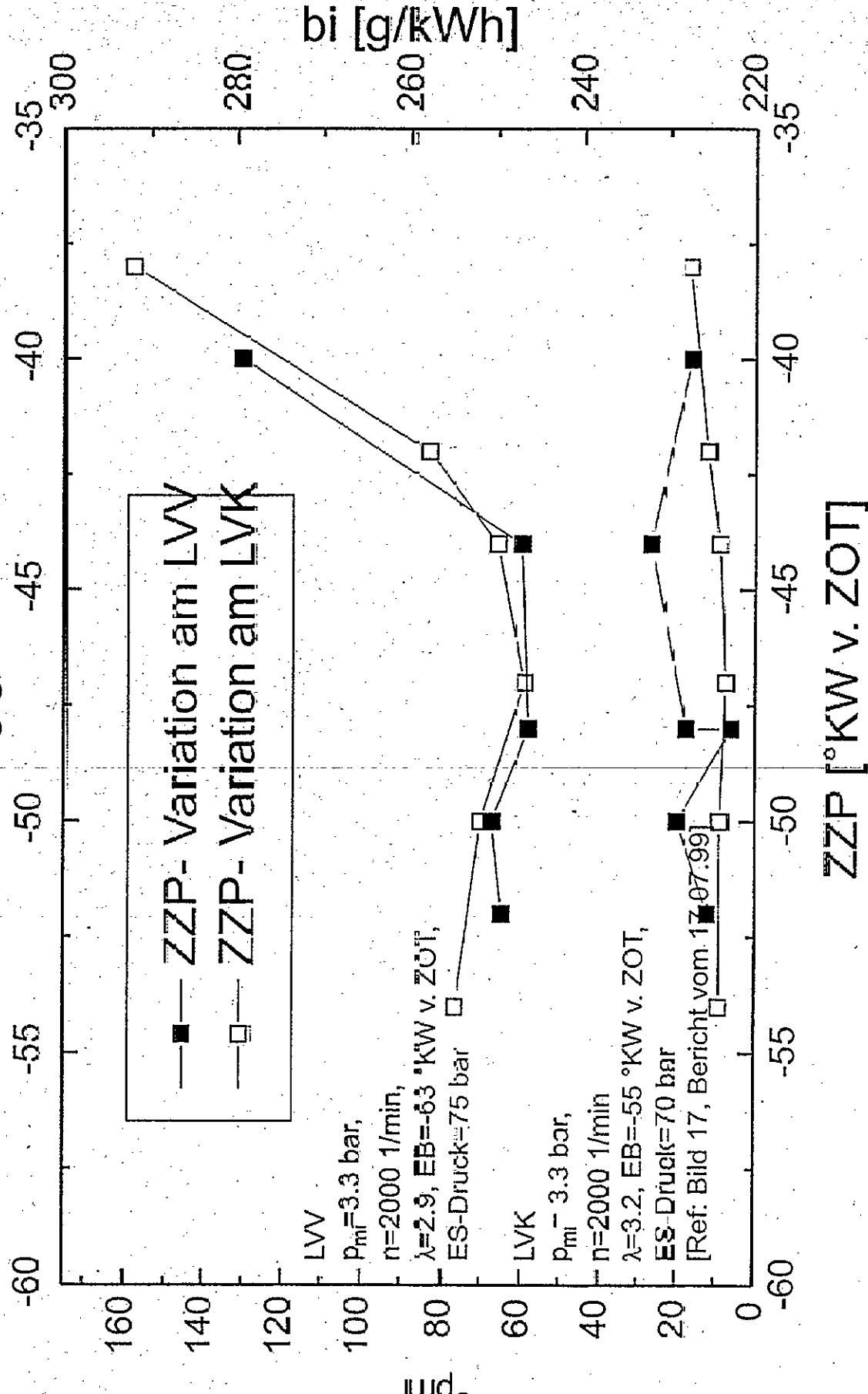


Bild 10 der  
Präsentation  
des LVKs an  
der 2. Arbeits-  
kreissitzung  
vom 17.07.99

## Kraftstoffverbräuche



### Standartabweichung des ind. Mitteldrucks in Abhängigkeit vom ZZP



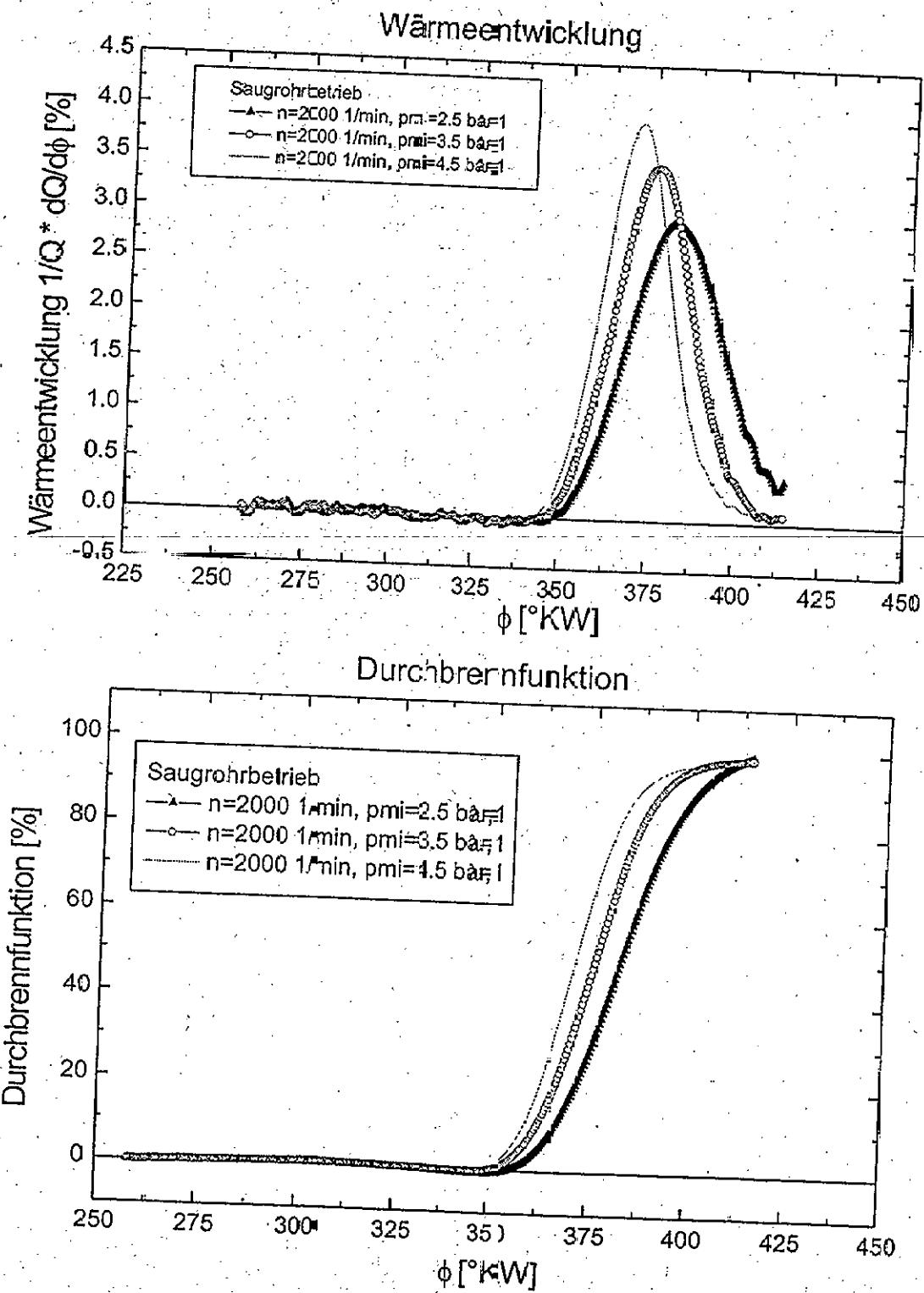
# Wärmeentwicklungsprogramm

als Funktion des Kurbelwinkels oder  
der Zeit werden ausgegeben:

- Wärmeentwicklungsgesetz
- Durchbrennfunktion
- Integration des Wärmeentwicklungsge setzes
- Gastemperatur
- Globale Wärmeübergangszahl
- Wärme fluss in die Brennraumwände
- stöchiometrisch/adiabate Flammtemperatur
- Rauchgaszonenteratur mit definierbarer  $\lambda$
- Indizierter Mitteldruck
- Spitzendruck und Lage des Spitzendrucks
- Brennbeginn
- 5%, 50%, 90%- Umsatzpunkt
- Masseverlust durch Blowby
- Zwischengespeicherte Massen (in Spaltvolumina)

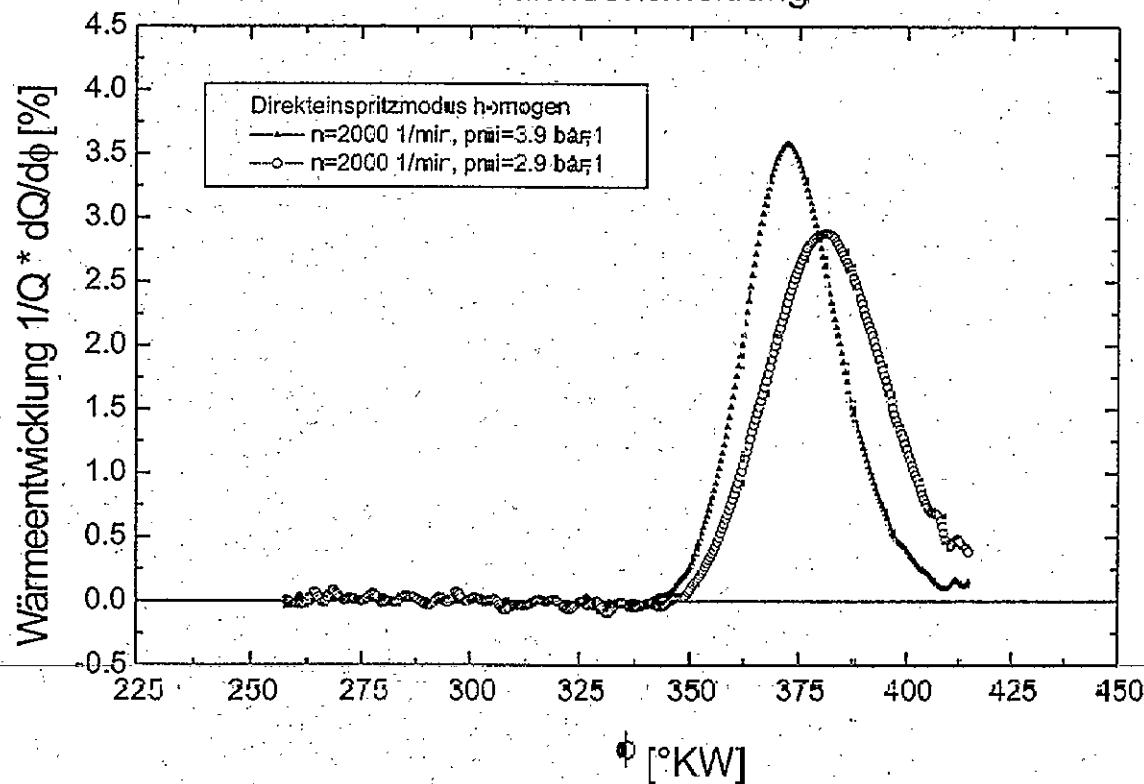
Kennzahlen, die ausgegeben werden  
(mit Statistik):

## Ergebnisse aus der Wärmeentwicklungs berechnung für den Scugrohrbetrieb

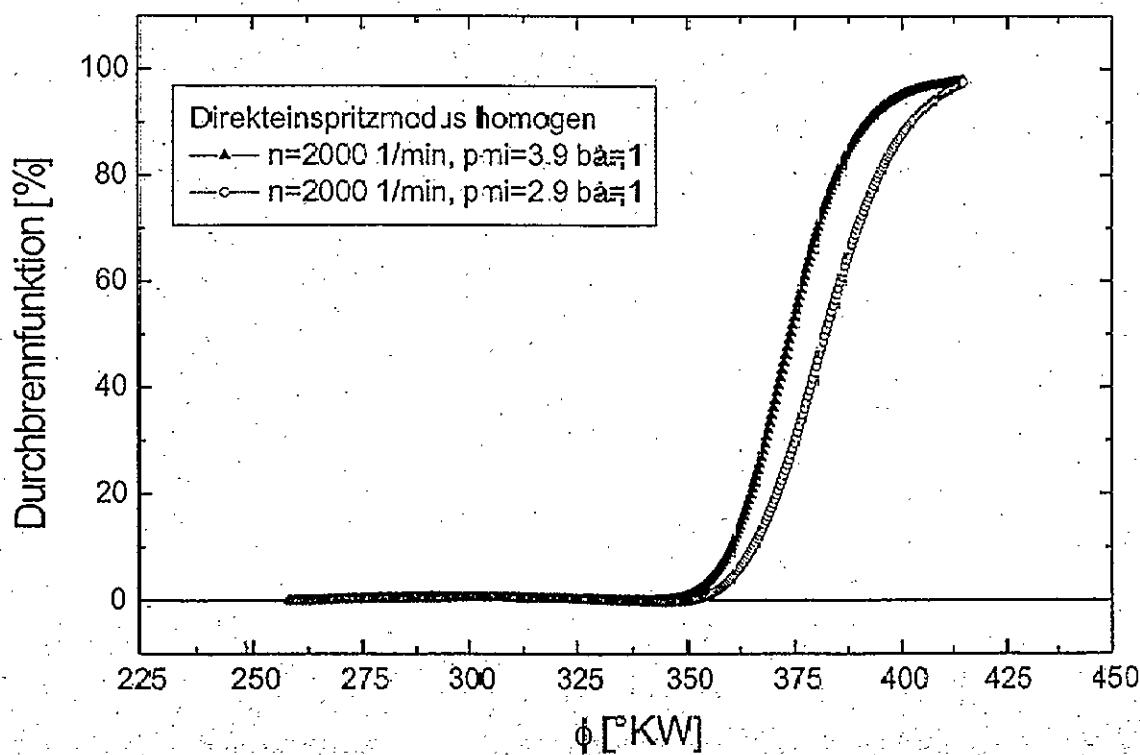


## Ergebnisse aus der Wärmeentwicklungs berechnung für den direkteingespritzten, homogenen Betrieb

### Wärmeentwicklung

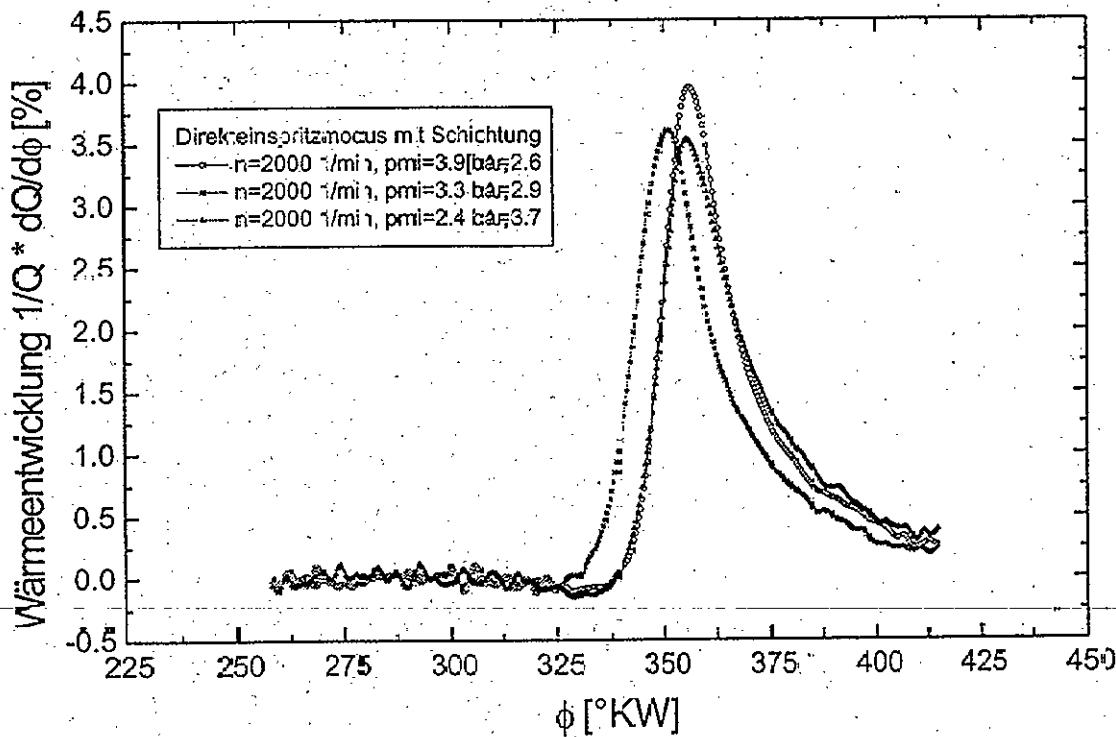


### Durchbrennfunktion

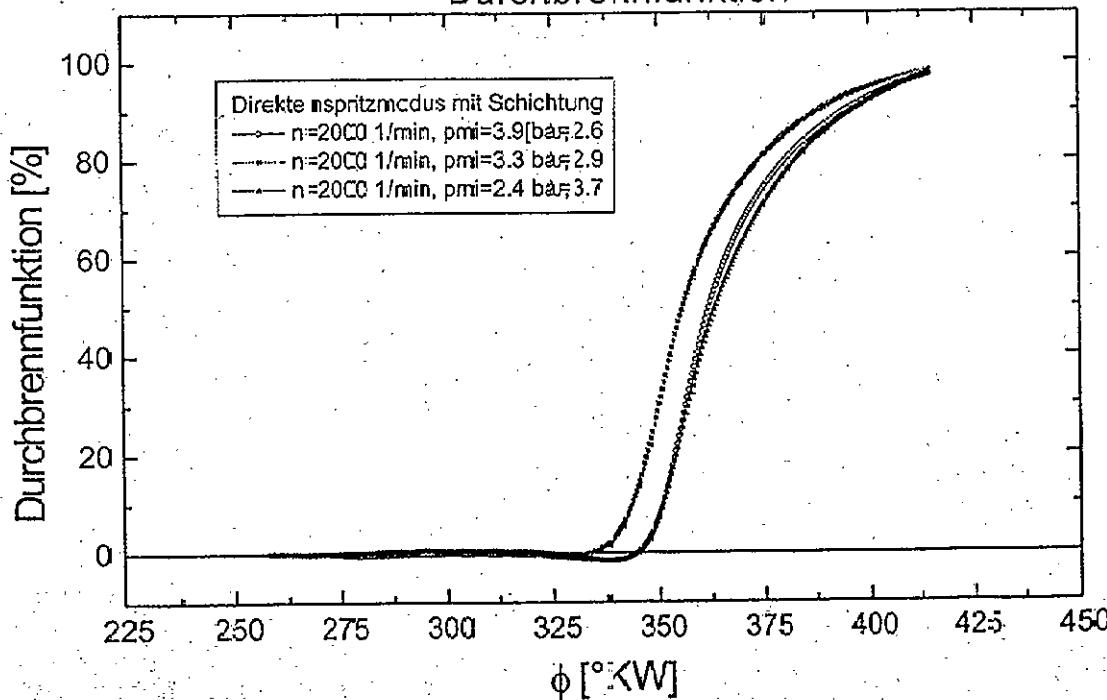


## Ergebnisse aus der Wärmeentwicklungs berechnung für den direkteingespritzten, geschichteten Betrieb

Wärmeentwicklung



Durchbrennfunktion



## Wärmeentwicklung bei verschiedenen Brennverfahren

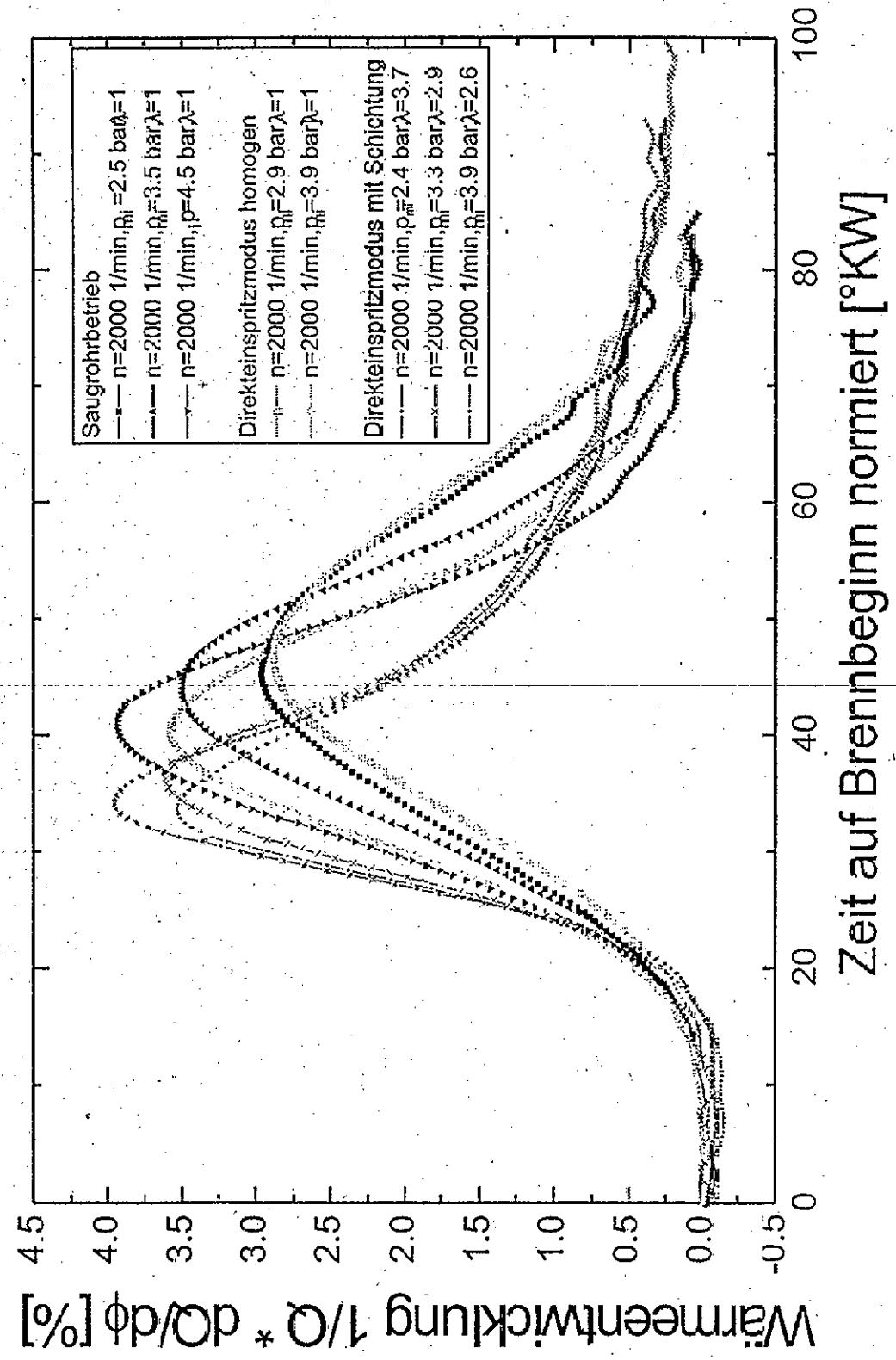
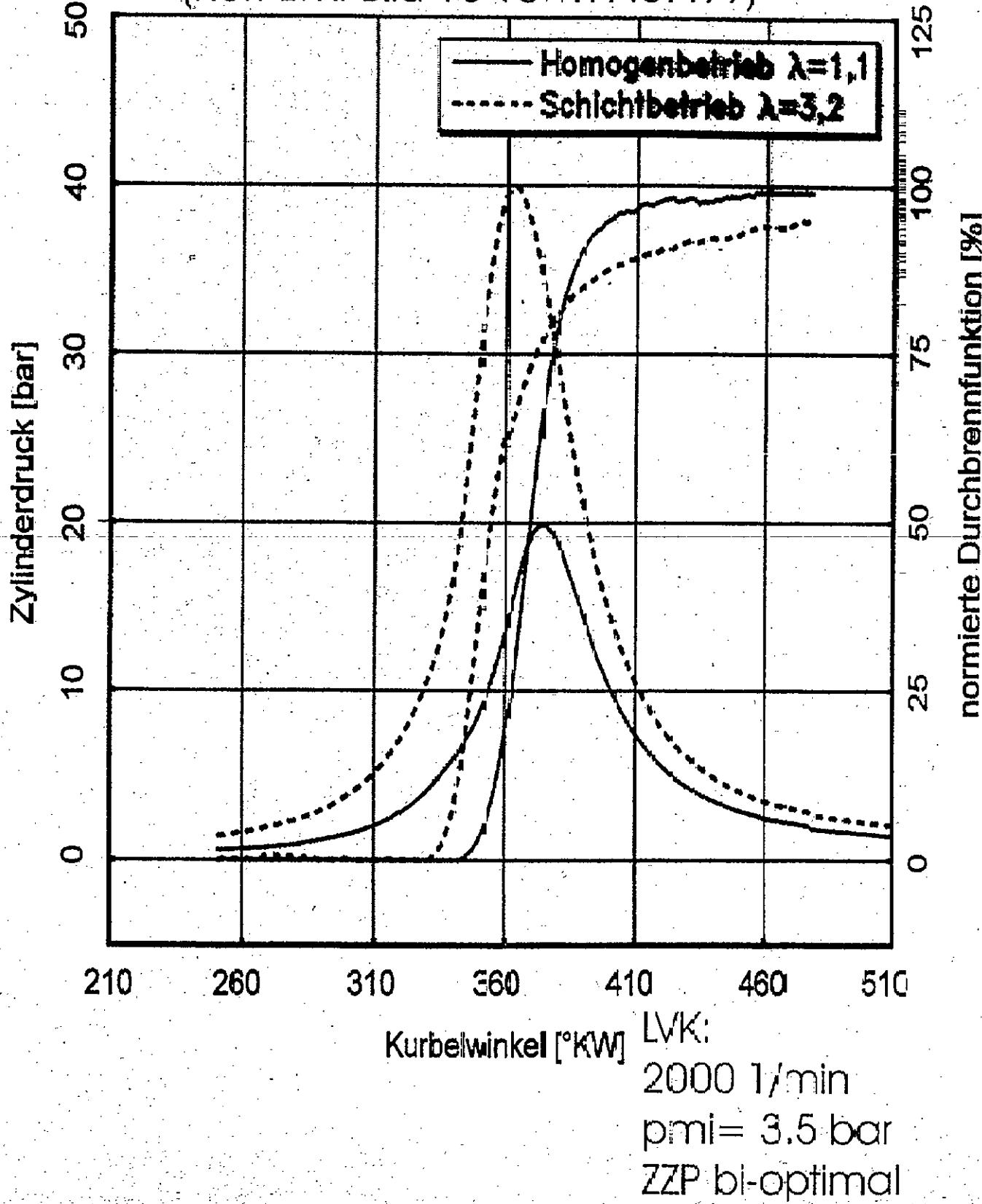


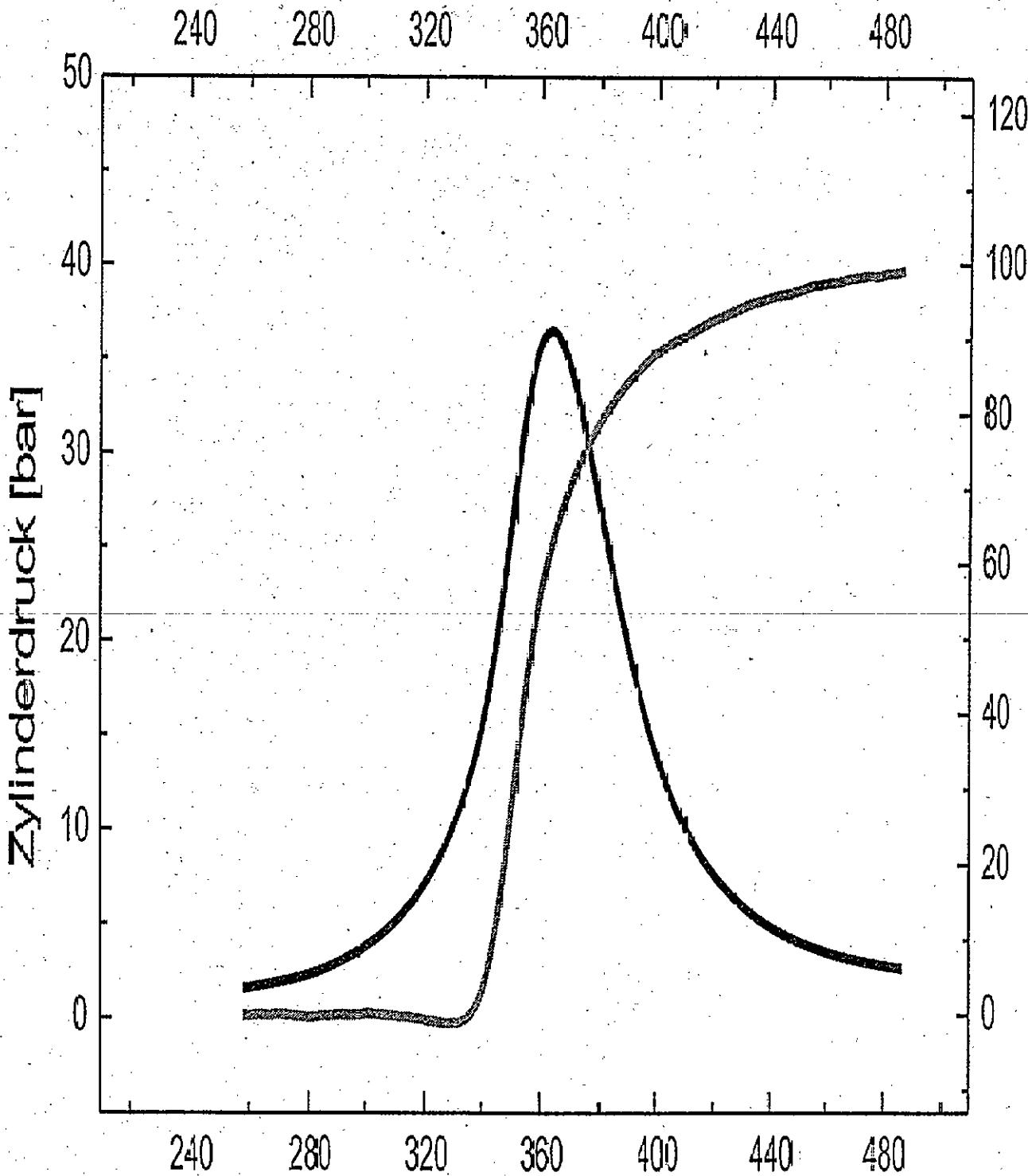
Abb. E9

## Normierte Durchbrennfunktion und Druckverlauf

(Ref: LVK: Bild 15 vom 17.07.99)



## Normierte Durchbrennfunktion und Druckverlauf



LVV:

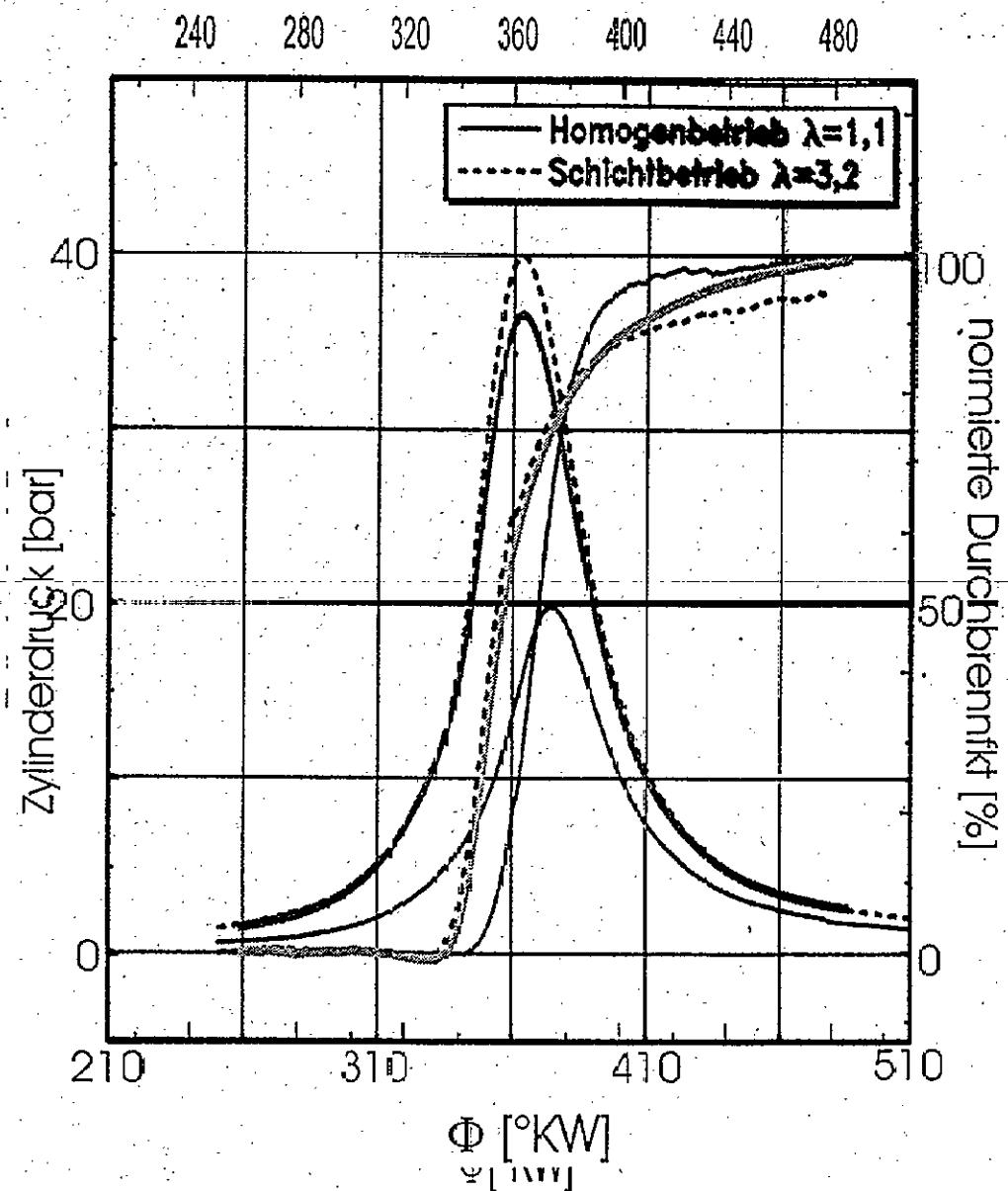
2000 1/min

pmi = 3.4 bar

 $\lambda = 3.0$  $\Phi [{}^{\circ} \text{KW}]$

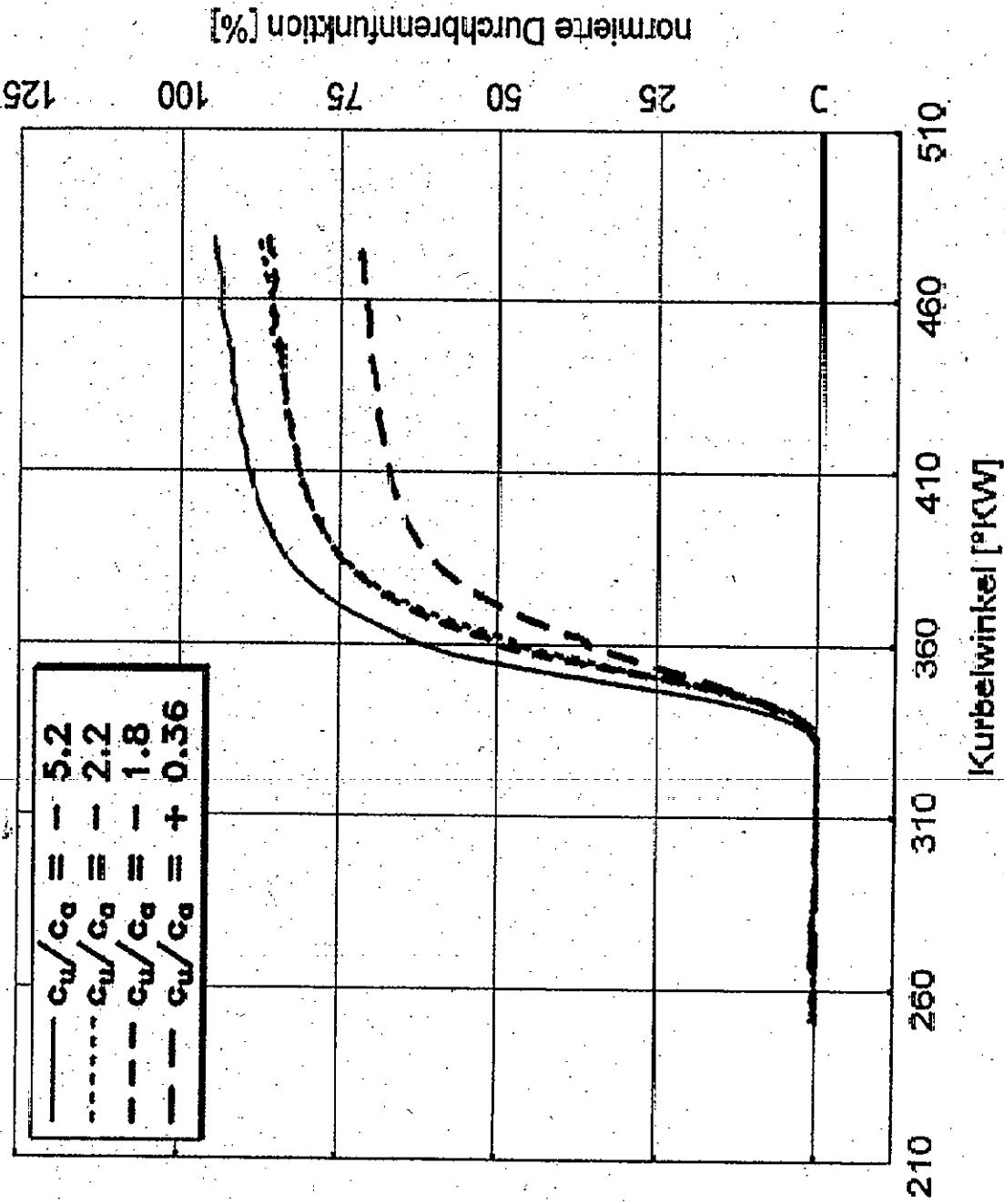
Abb. E11

## Normierte Durchbrennfunktion und Druckverlauf im Vergleich



LW:  
2000 1/min  
pmi = 3.4 bar  
 $\lambda = 3.0$

LVK:  
2000 1/min  
pmi = 3.5 bar  
ZZP bi-optimal



Einfluss der  
Droplintensität  
auf die  
Durch-  
brennfunktion

Bild 21 der  
Präsentation  
des LVK an  
der 2. Arbeits-  
kreissitzung

# Messtechnik

Lichtwellenleitersonde

Lichtleiterzündkerze

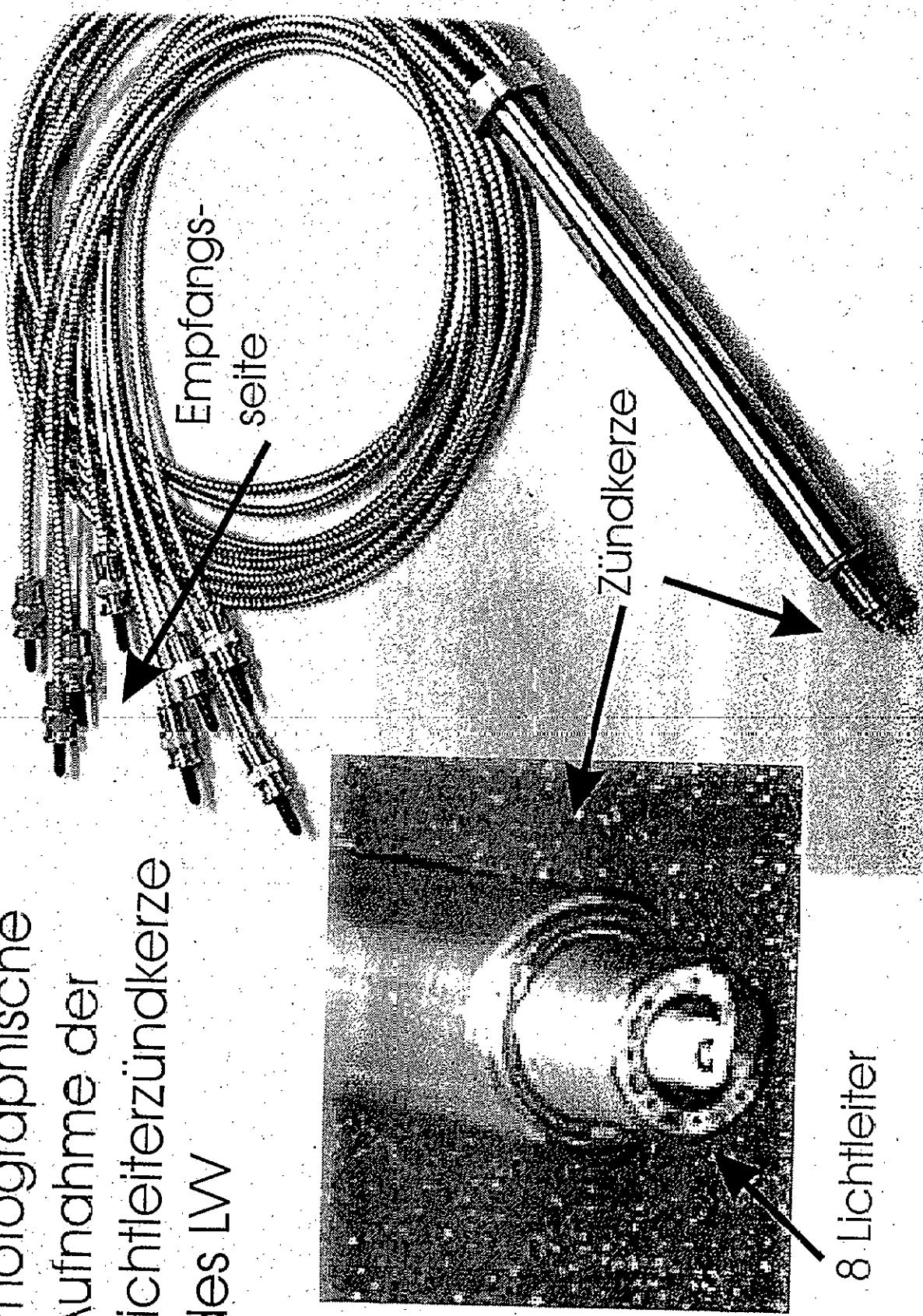
Endoskop

FID

Ionenstromsonde

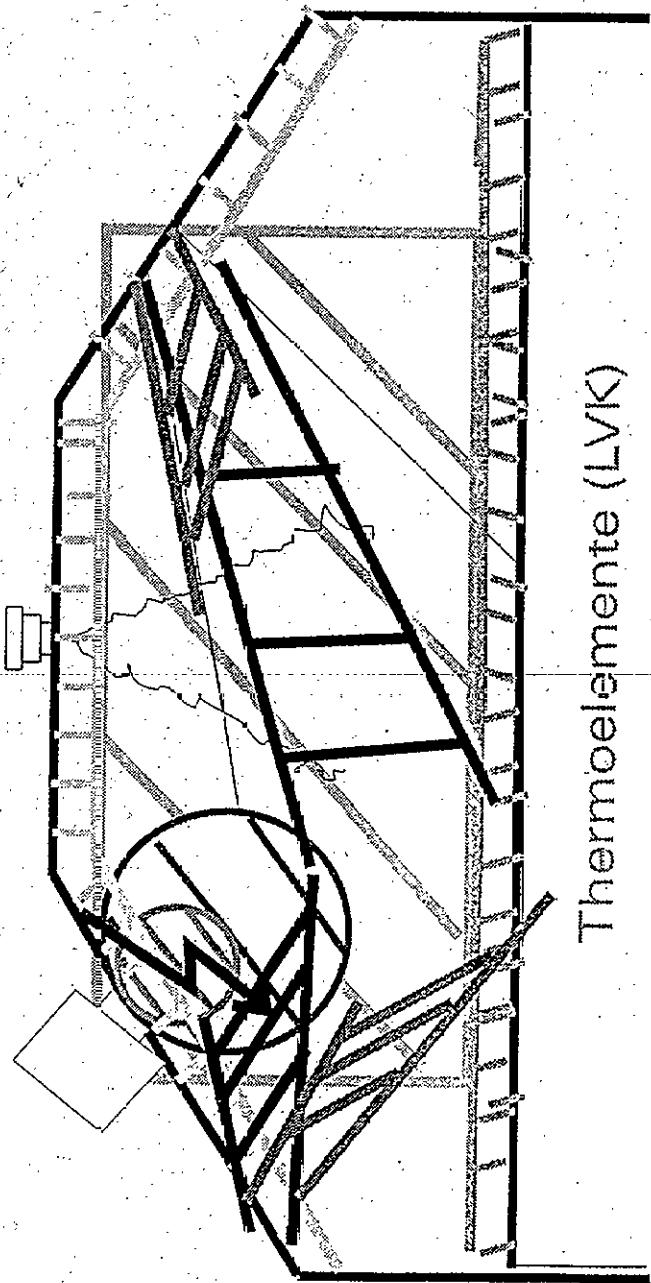
# Photographische Aufnahme der Lichtleiterzündkerze des LW

Abb. E15



# Messtechnik am Motor

Ionenstromsonden   Endoskop (Weitwinkel)  
FID                      Endoskop (Ausschnitt)  
Lichtleiterzündkerze    Lichtwellenleitersonde



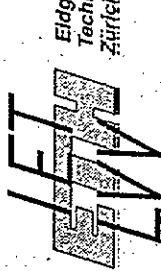
# Ausblick

Weitere Angleichung der beiden Prüfstände  
(Ansaugtraktmodifikation, AGR)

Anwendung der Messstechniken  
(Reihenfolge je nach Verfügbarkeit)

Validierung des Modells

Weiterentwicklung und Anpassung vorhandener  
Messtechniken an die motorischen Bedingungen



Eidgenössische  
Technische Hochschule  
Zürich

# Übersicht über den Stand der

## Simulation

EW - Arbeitskreissitzung

11. November 1999

Thomas Koch

## Gießerei

### 3D Simulation

#### Luftbewegung

globale und lokale Turbulenzintensitäten

#### Einspritzung

globale und lokale Gemischaufbereitung  
Einfluss auf Turbulenzentwicklung  
Vergleich mit Ergebnissen aus dem Experiment

#### QD Model

#### Schnittstellendefinition

Einfluss von Turbulenzintensität und Gemischaufbereitung  
auf Wärmeumsetzung

#### Ausblick

## Randbedingungen

Luftbewegung

3D Rechnung

## Gemischbildung

Einspritzverlauf  
Strahlaustritt  
Tropfenverdampfung  
Gemischaufbreitung

3D Rechnung

optisches Experiment  
flüssige Phase

Druckverlafsanalyse

LVK München

## Phänomenol. Verbrennung

Mehrzonenmodell  
Vormischchansatz  
Diffusionsansatz

Wandwärmestrom

Wärmeentwicklung  
WEG

optisches Experiment  
spektrale Verteilung

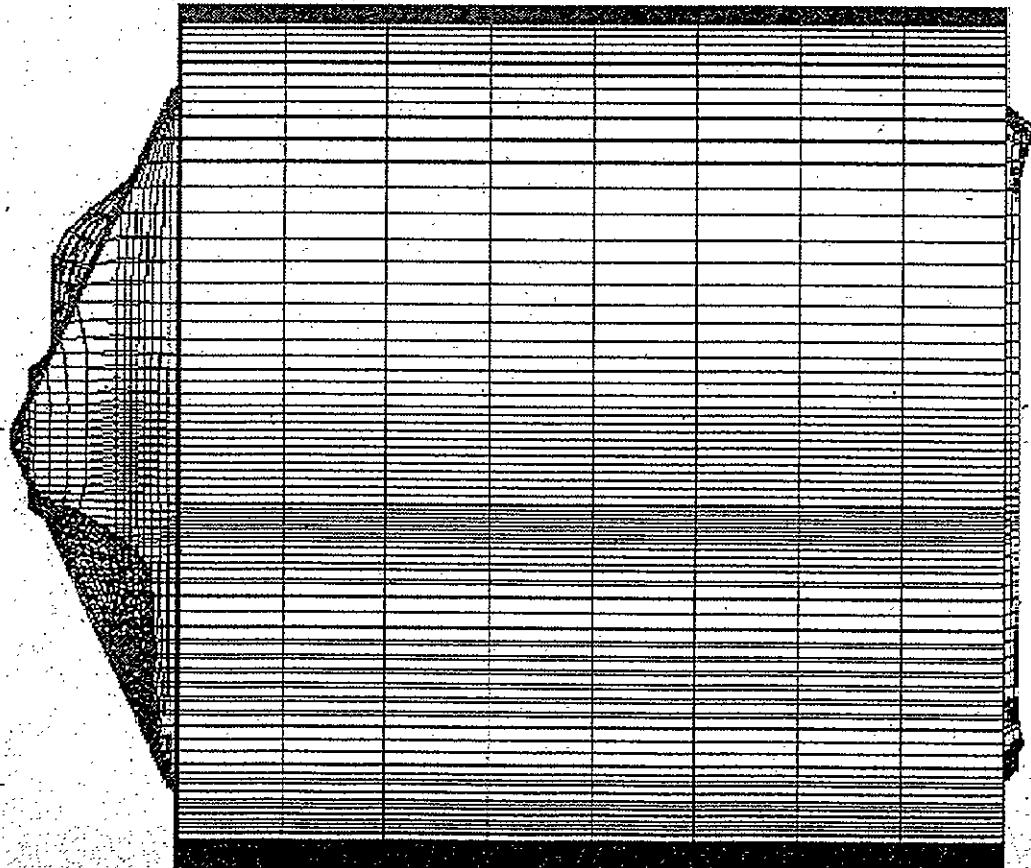
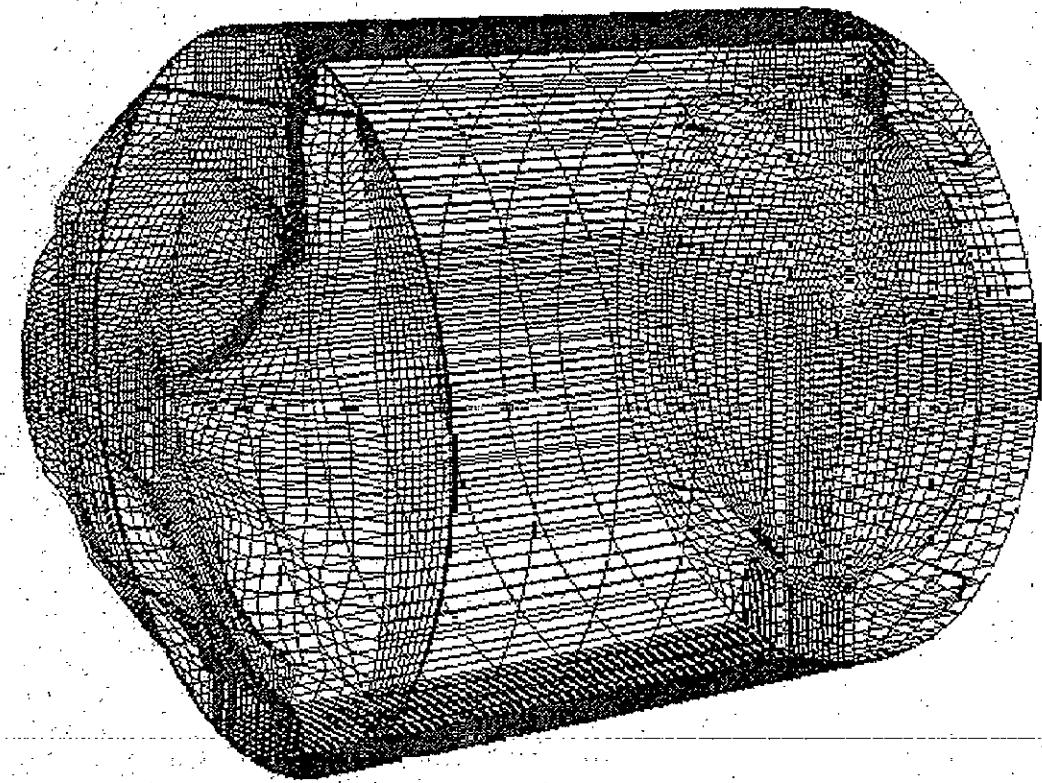
Kreisprozessrechnung

Randbedingungen

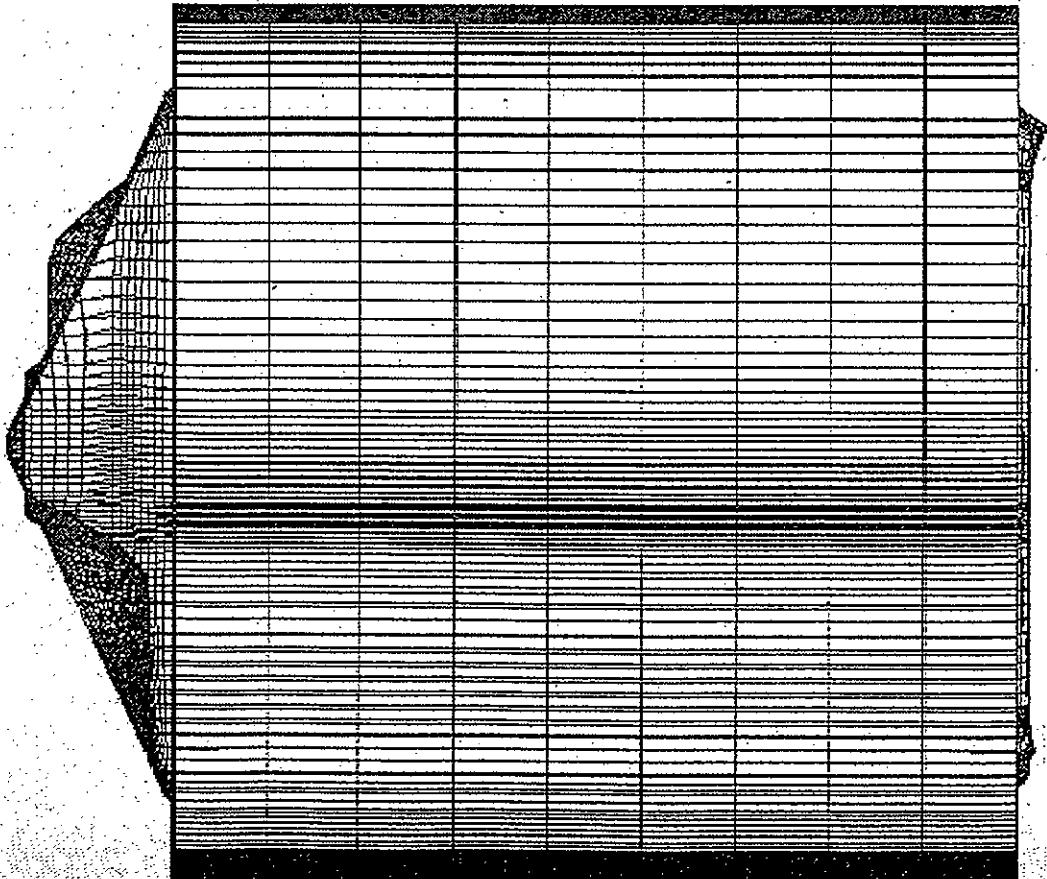
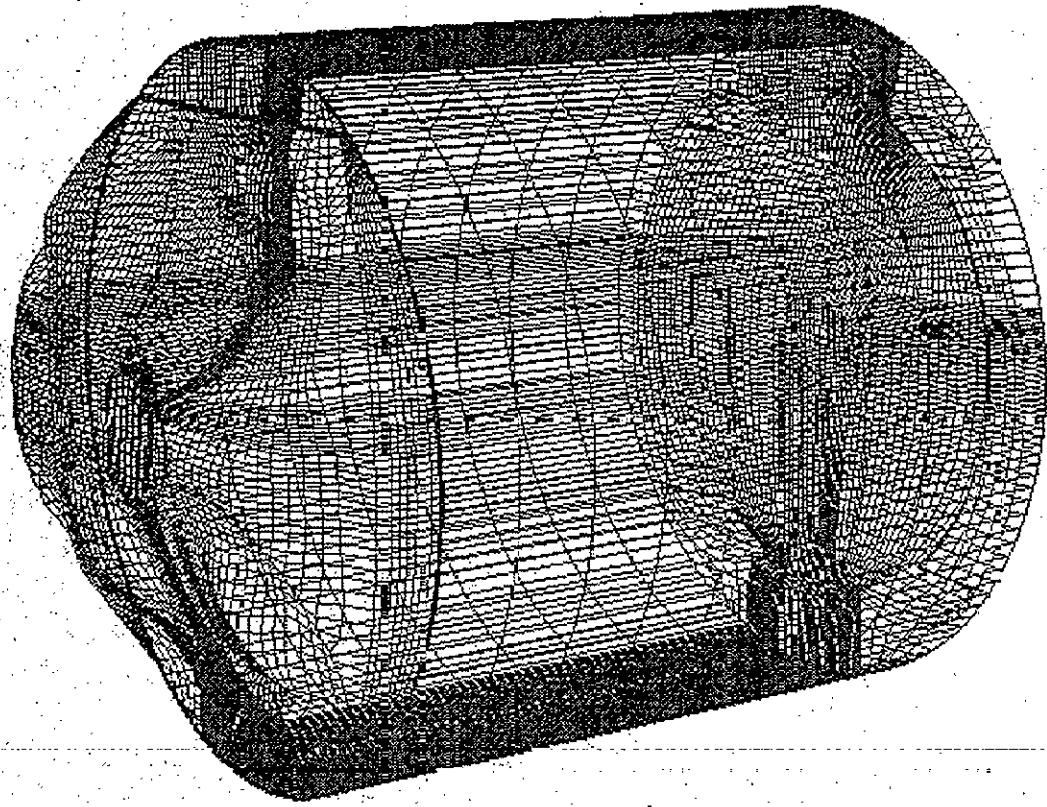
NOx-Bildung

Modalitäten

2. Netz für 3D-CRFD Rechnung

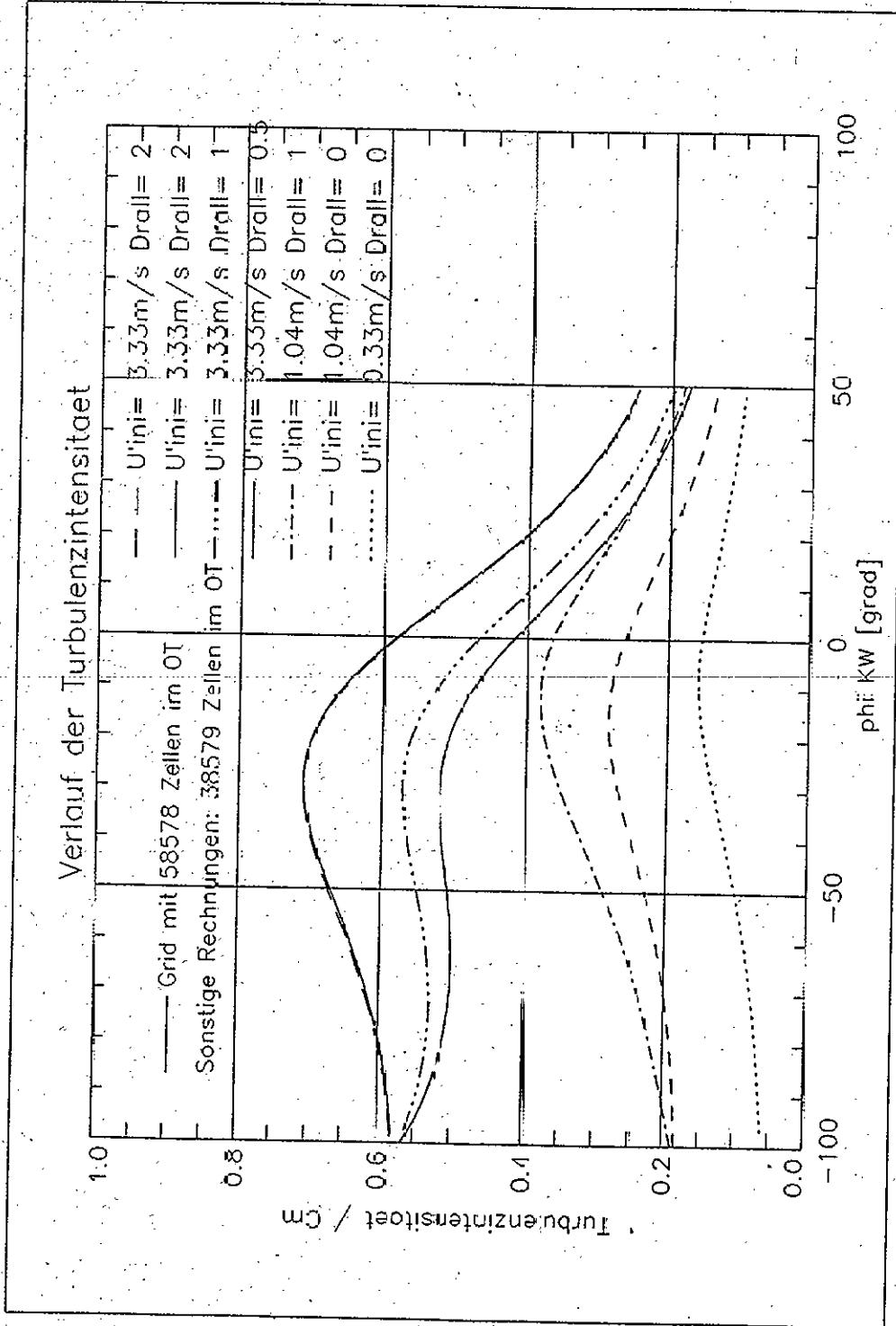


## 3. Netz für 3D CRFD Rechnung



# Turbulenzentwicklung

Abb. S5



## Tumblemodell

Initialisierbar für

beliebige Intensität,

Lage,

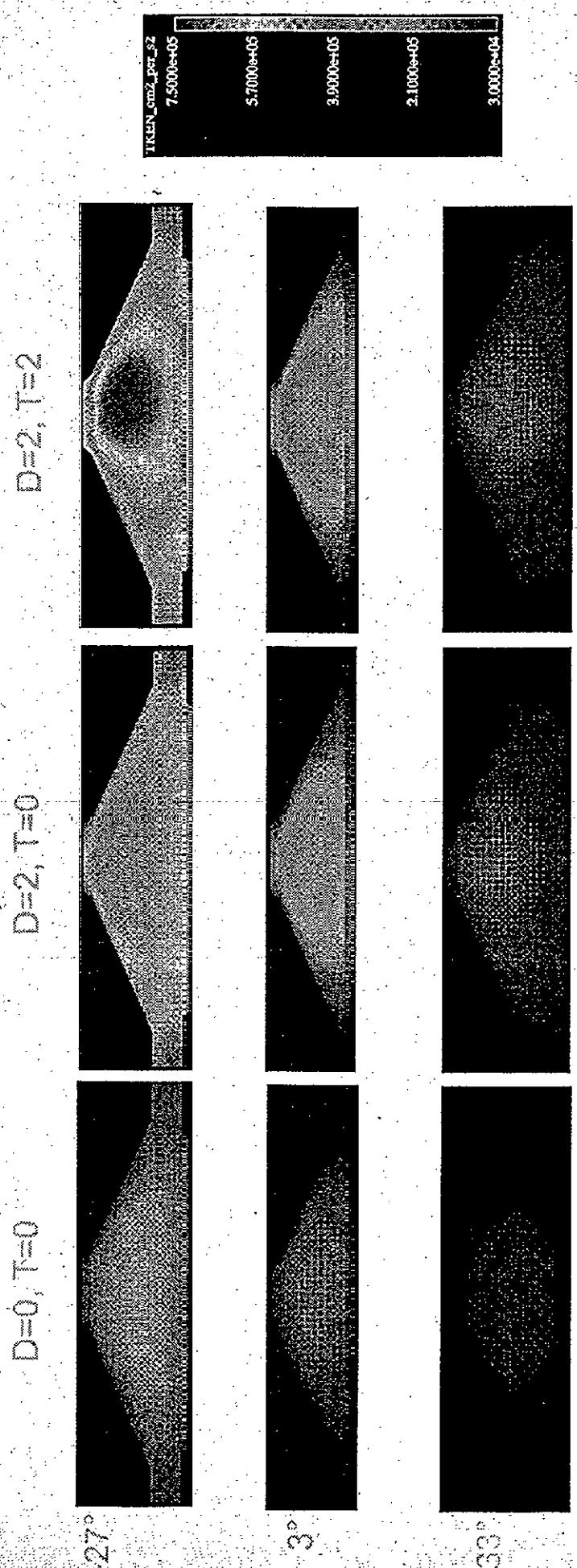
Unterschiedliche Strömungsprofile

Vorteil:

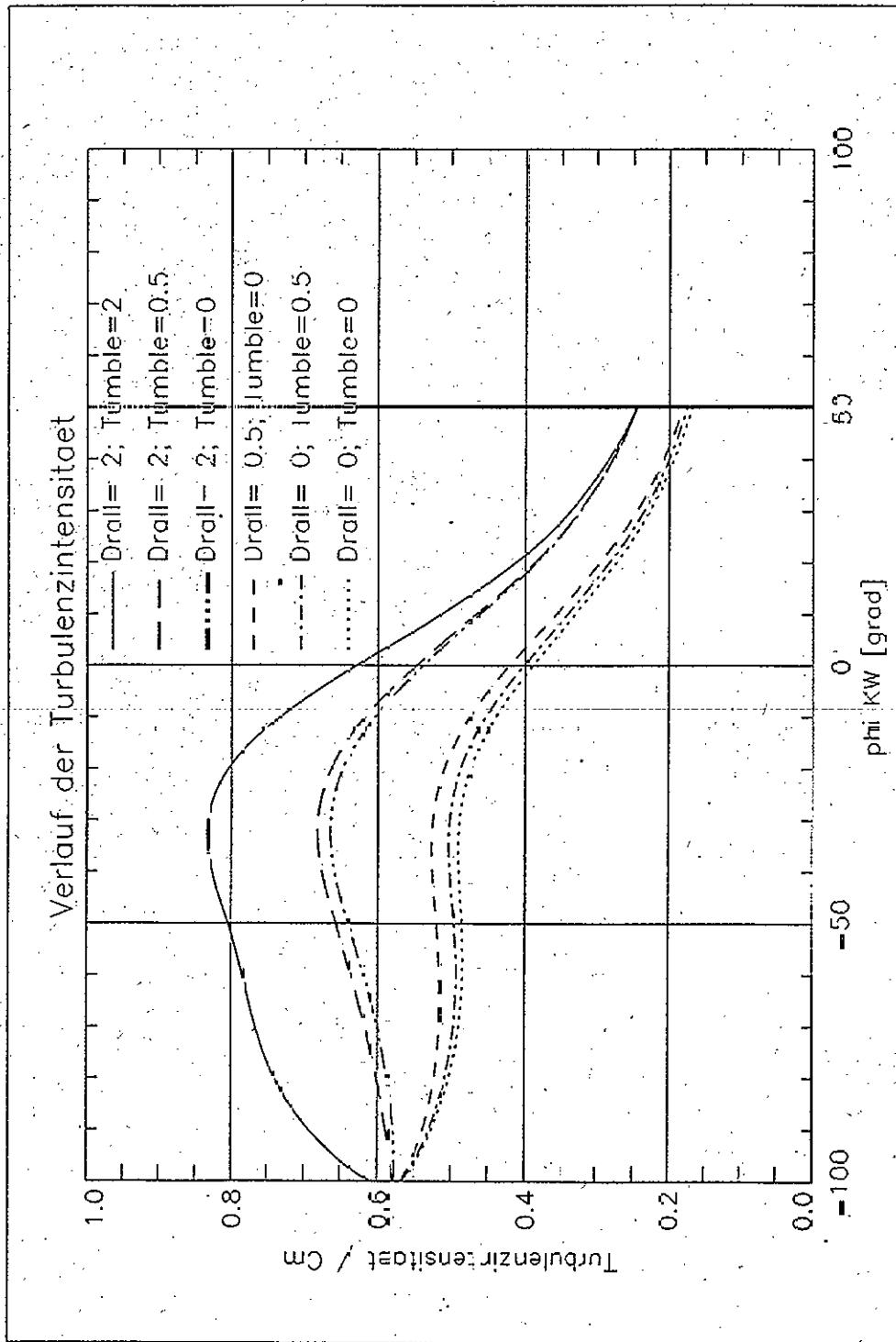
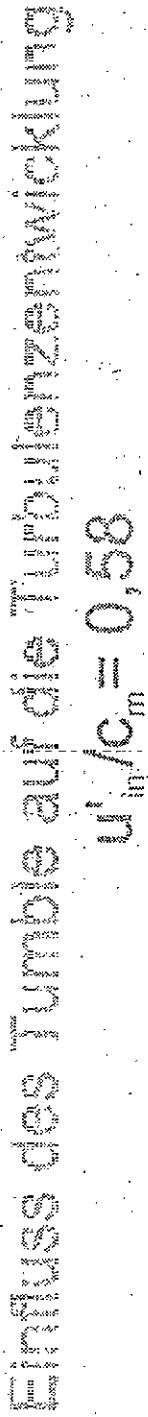
König 3D Rechnungen für verschiedene Ansaugkanal-Konfigurationen möglich, wenn Tumble bekannt

## Ergebnisse kinetische Frage

Abb. 57

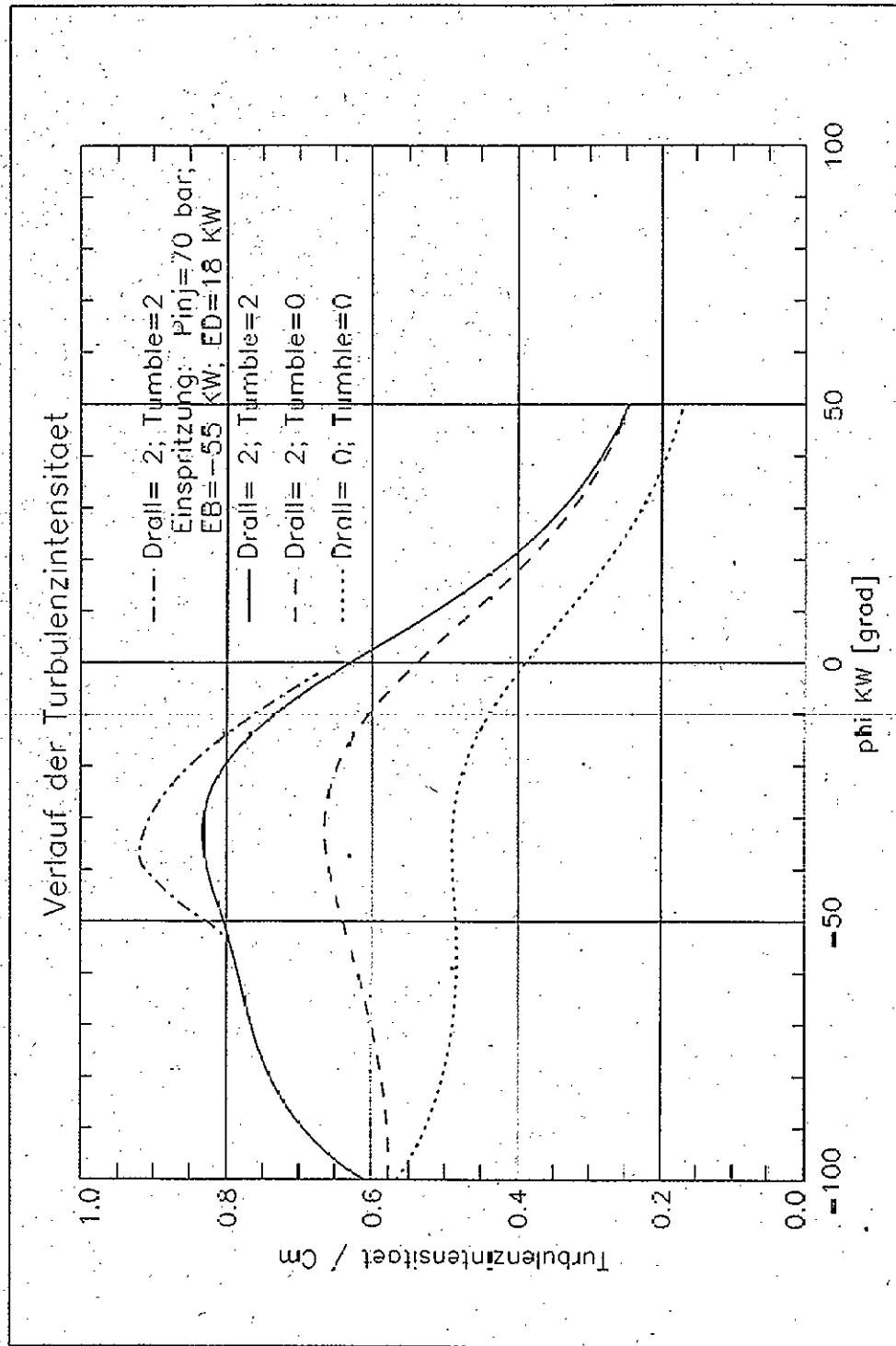


$$K_{ini} = 16,3 \text{ m}^2/\text{s}, \quad U_{ini} = 3,3 \text{ m/s}, \quad U_{ini}/C_m = 0,58$$

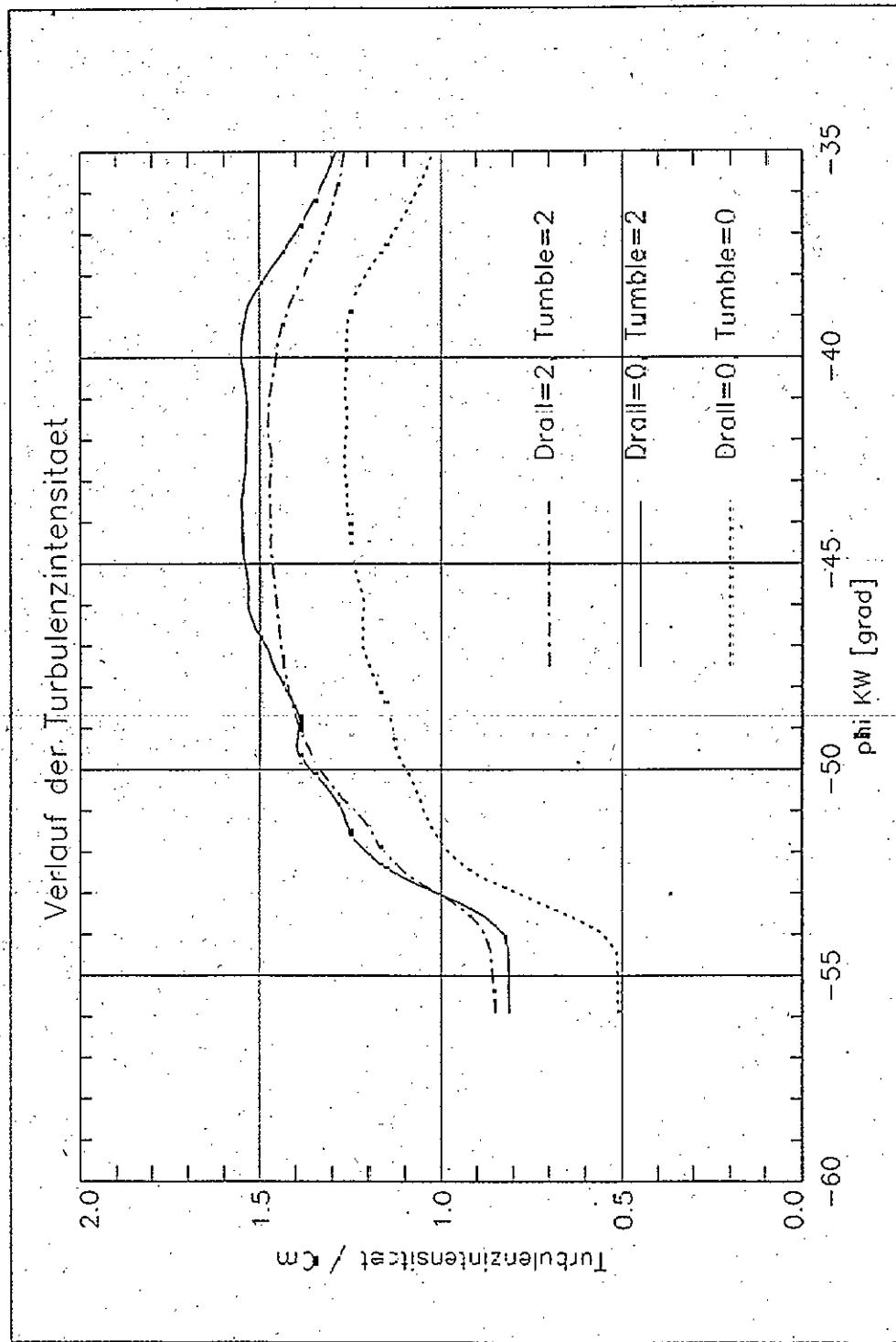


# Einfluss der Einspritzung auf die Turbulenzintensität

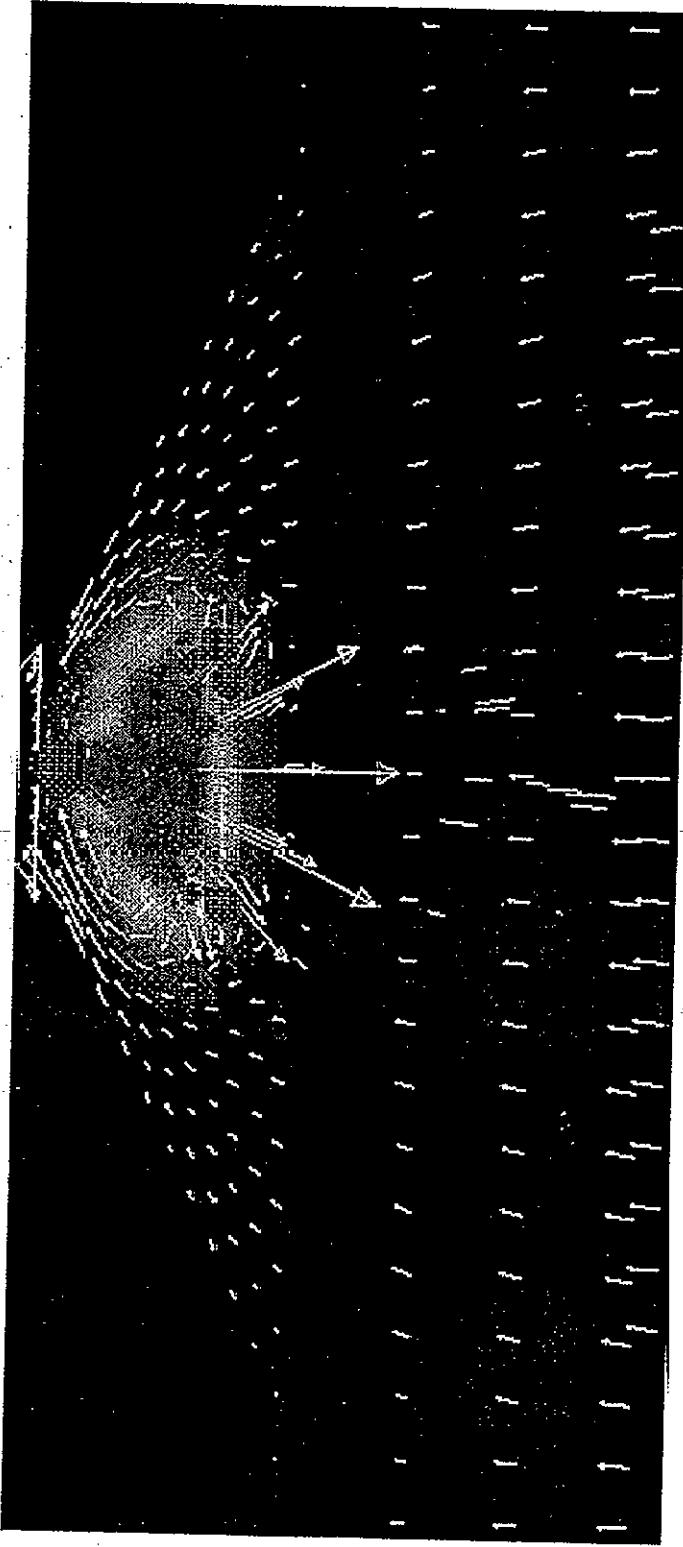
$$U_m/C_m = 0,58$$



$P_{\text{in}} = 70 \text{ bar}$ ,  $F_B = 56 \text{ kW}$ ,  $F_D = 18 \text{ kW}$   
 $r = 5 \text{ mm}$



## Wirkungsmechanismus eines Kugelkegelspray



Entwicklung des Flüssigblattes  
Strahlaufbruch und Tropfenverteilung  
Tropfen-Gas Interaktion  
Tropfen-Tropfen Interaktion  
Tropfenverdampfung

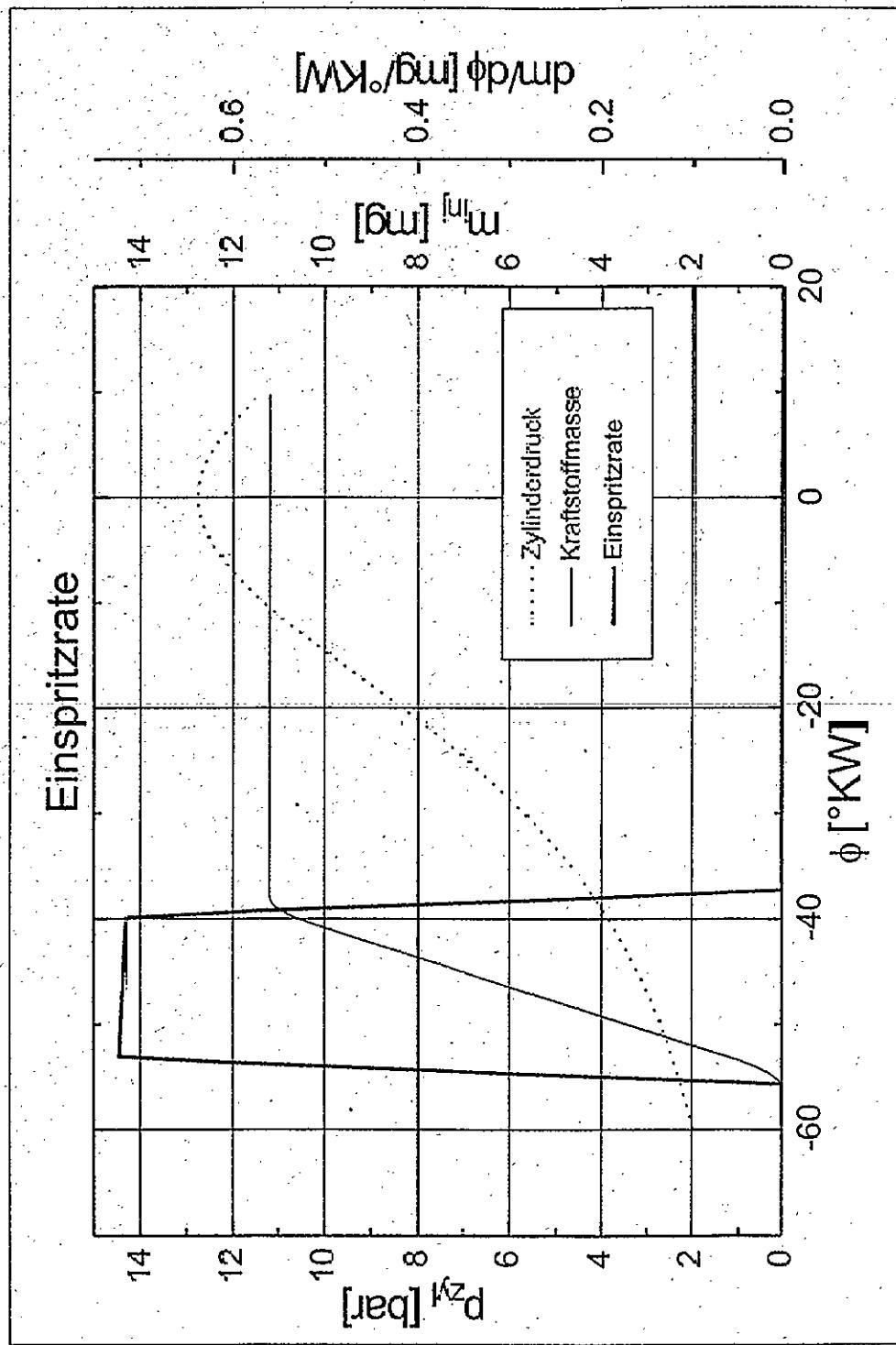
Neuentwicklung

am LVV existierend

KIVA 3

### Einspritzprofil im Verdichtungstakt

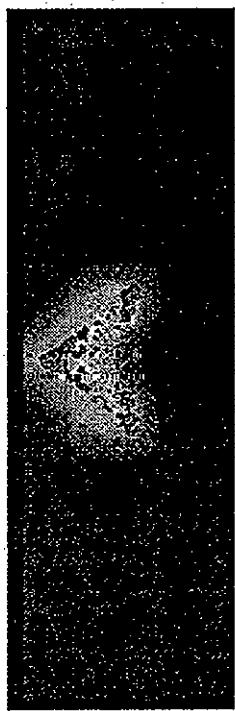
$p_{in} = 70 \text{ bar}$



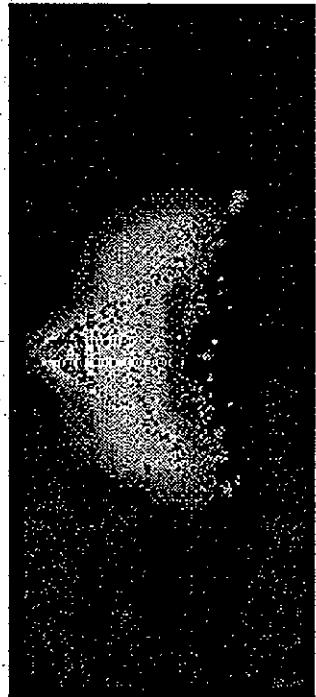
## Gemischbildungskette in konstantem Volumen

$P_{in} = 70 \text{ bar}$ ,  $t_{in} = 15 \text{ ms}$ ,  $P_{gegen} = 1 \text{ bar}$

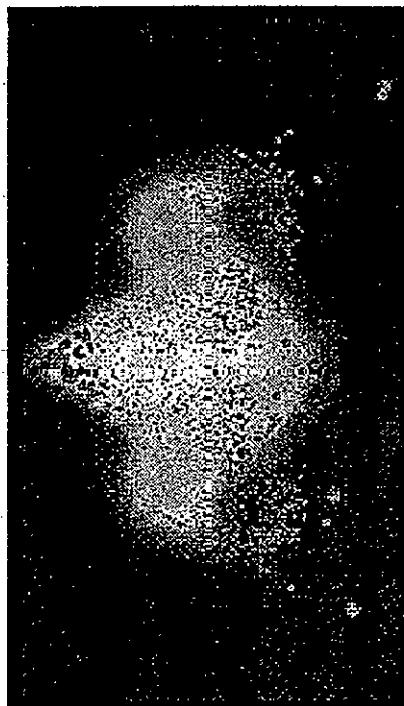
0 2 ms



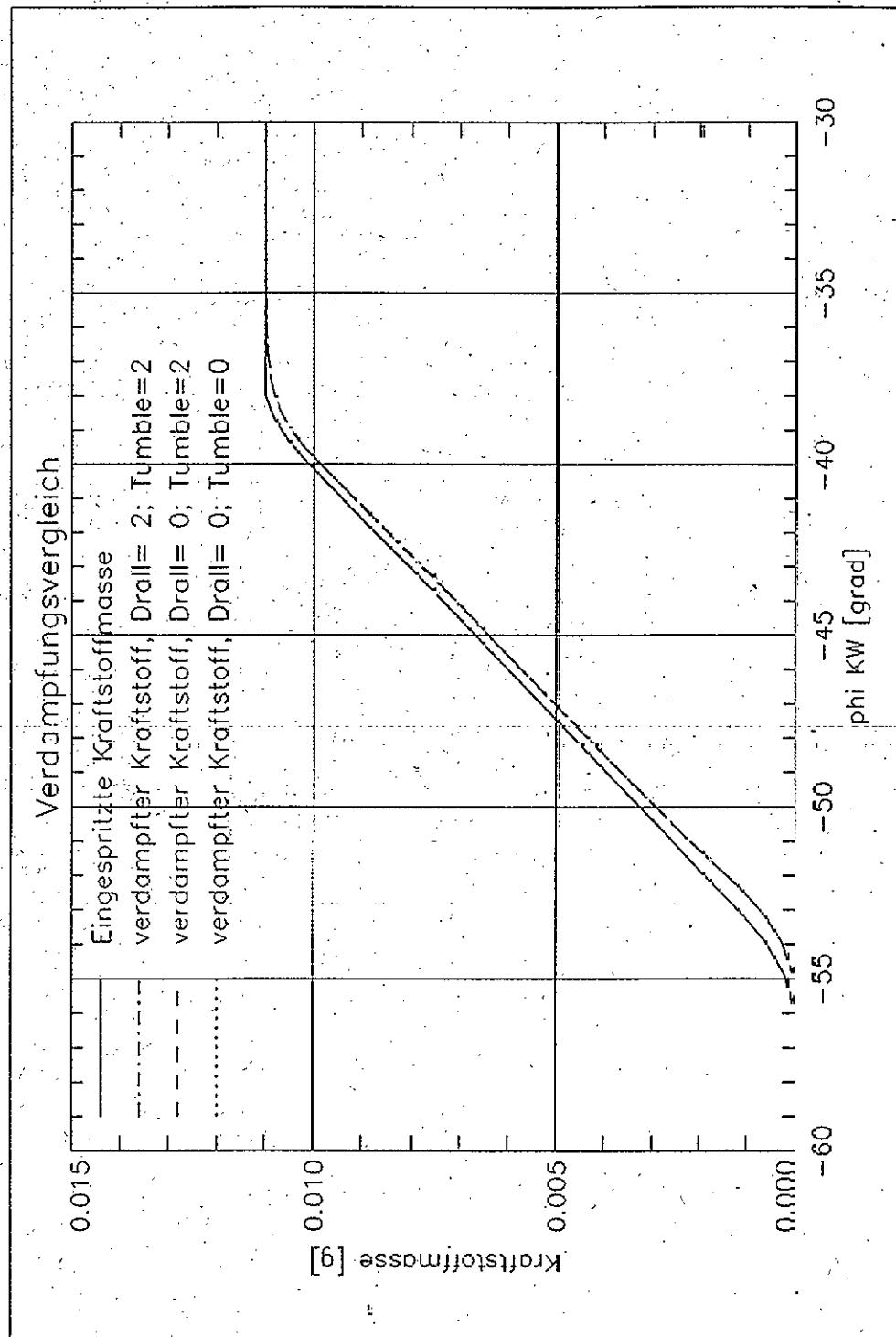
0 2 ms



0 2 ms

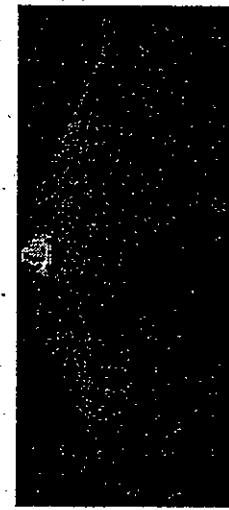


Globale Verdampfung des Kraftstoffes  
 $p_{in} = 70 \text{ bar}$ ,  $EB = -56 \text{ kW}$ ,  $ED = 18 \text{ kW}$

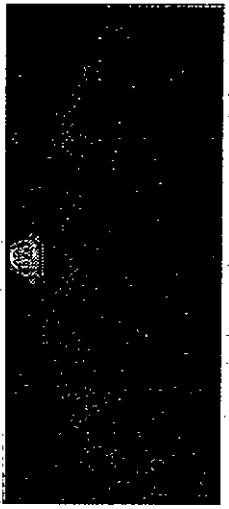


## Gemischte Anlagerung für Basisfälle

D=0, T=0



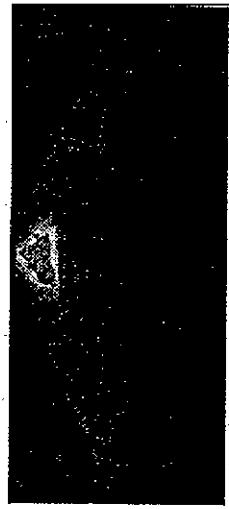
D=0, T=2



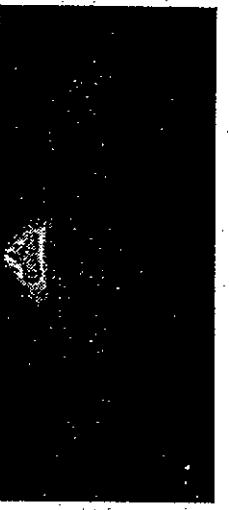
D=2, T=0



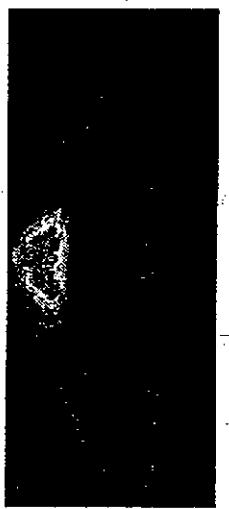
D=2, T=2



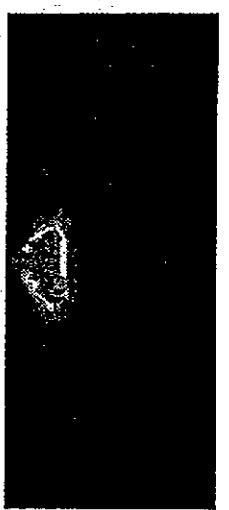
D=2, T=2

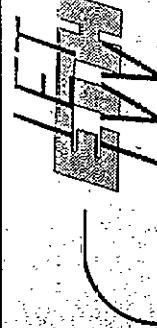
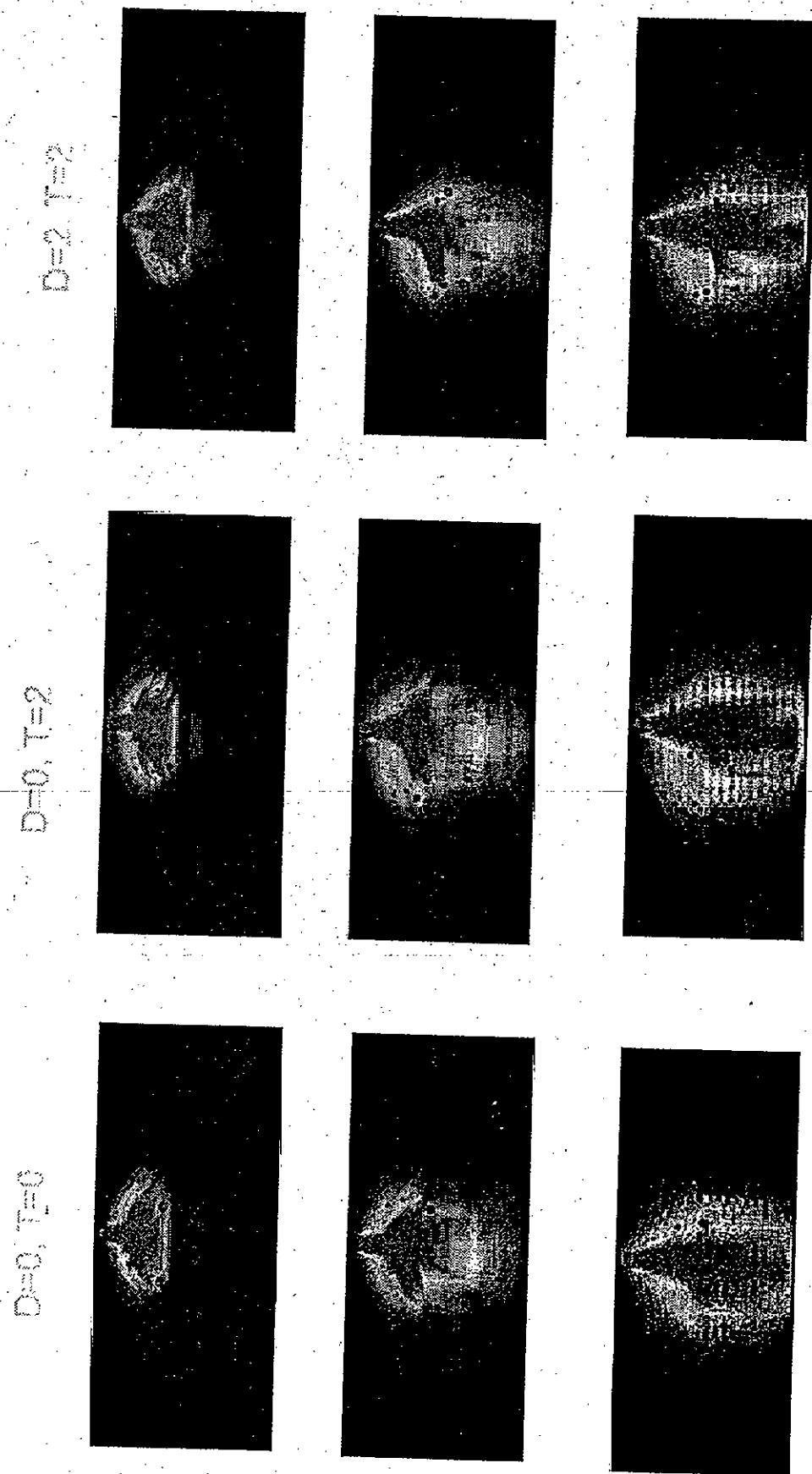


D=2, T=0



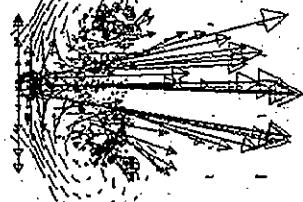
D=2, T=2





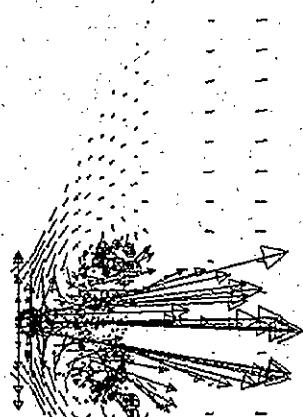
## Innenzyklindrische Strömung

$D=0, T=0$

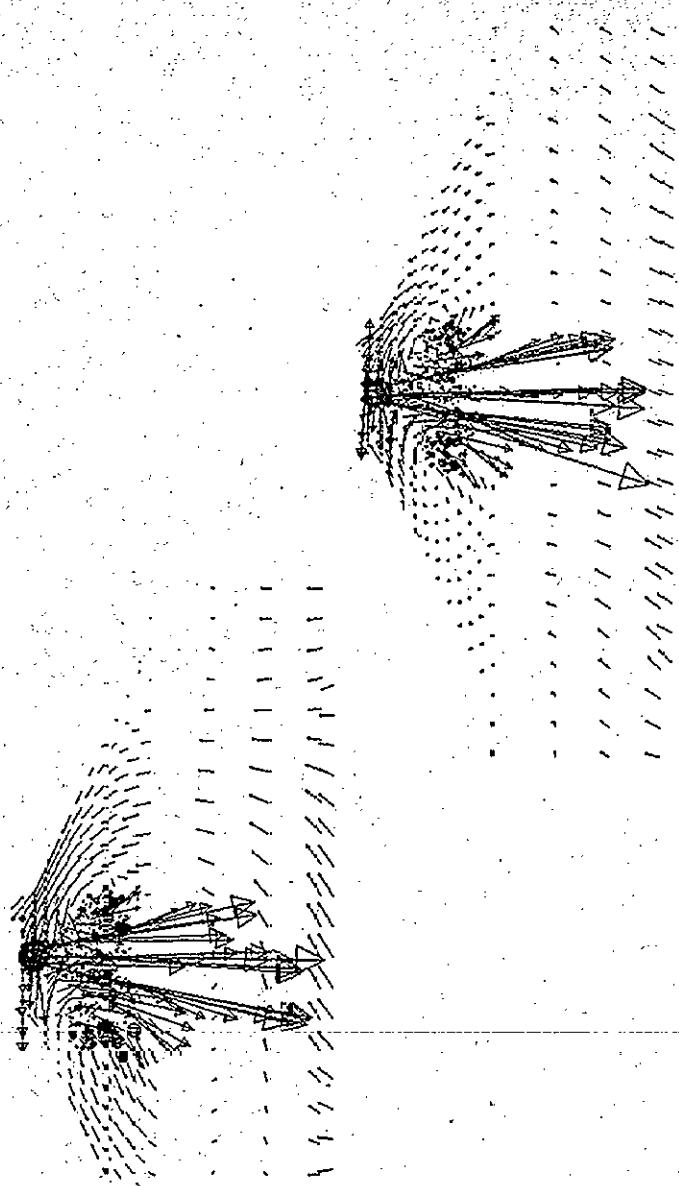


51°

$D=0, T=2$

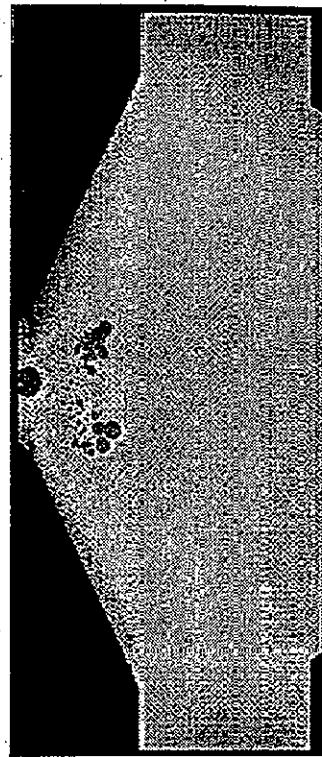
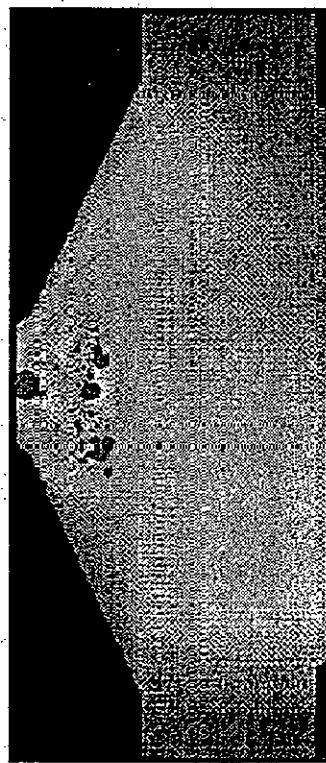
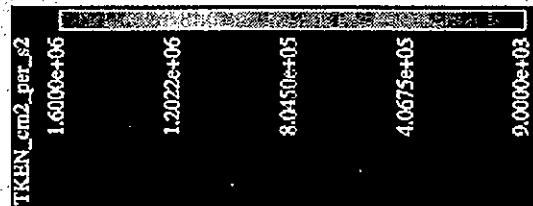
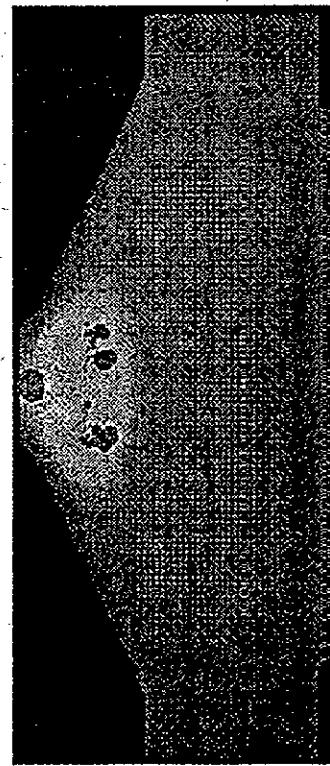


$D=2, T=2$



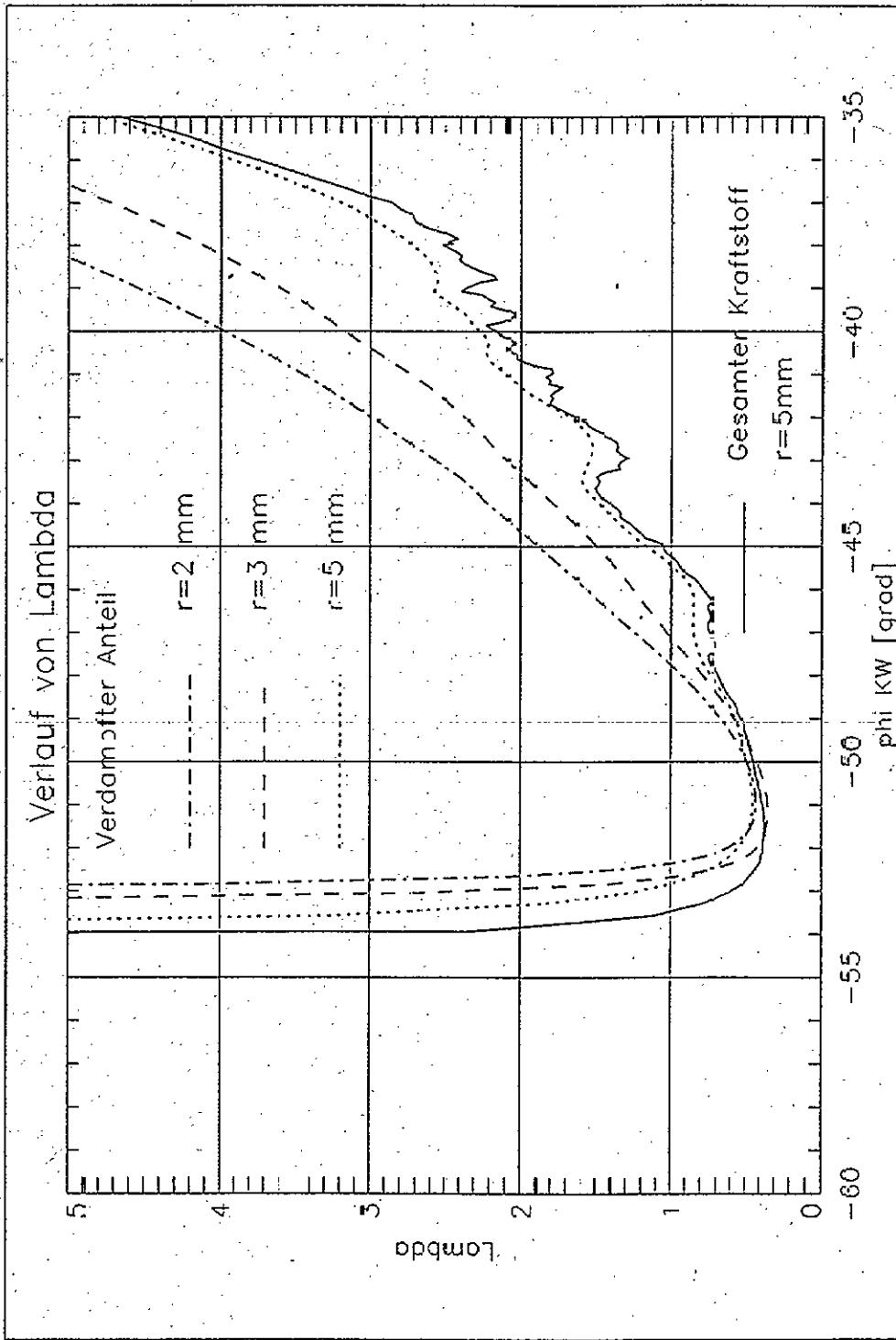
## urbulente kinetische Energie

$S=2, T=2$

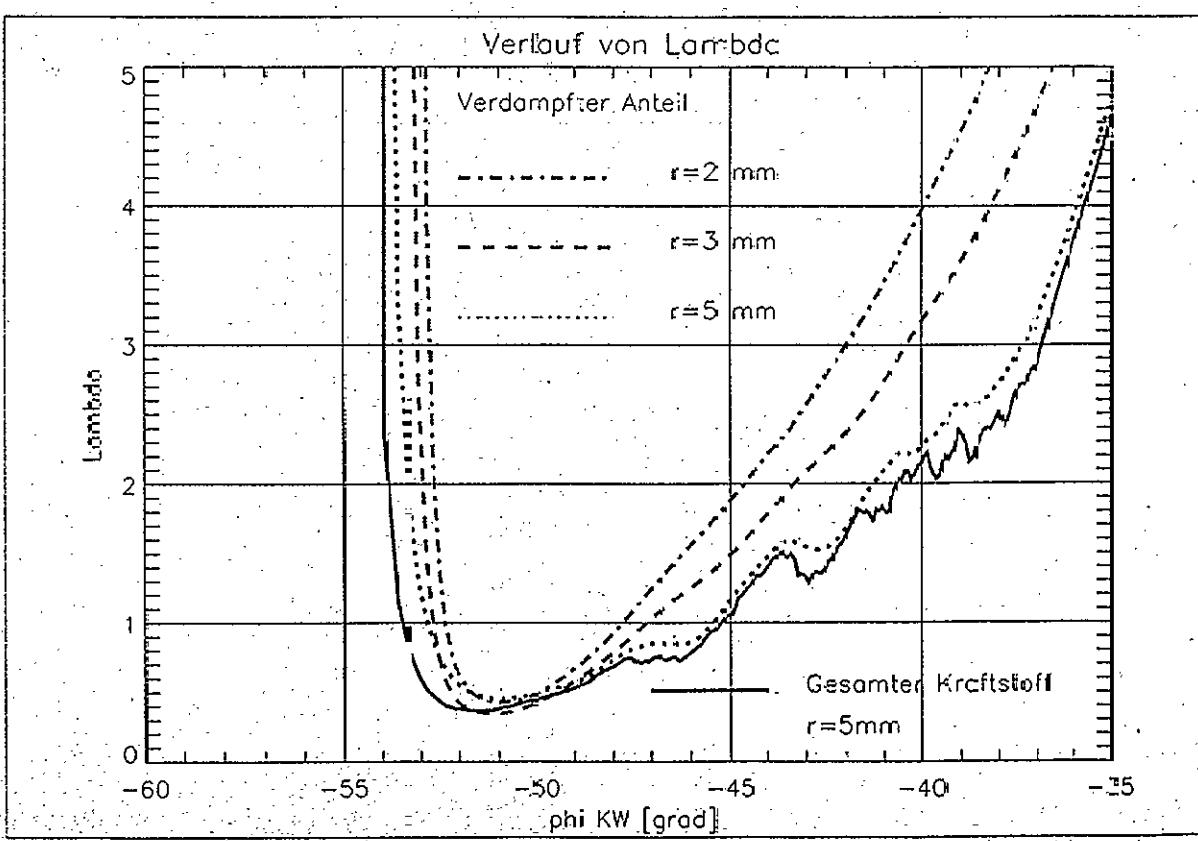
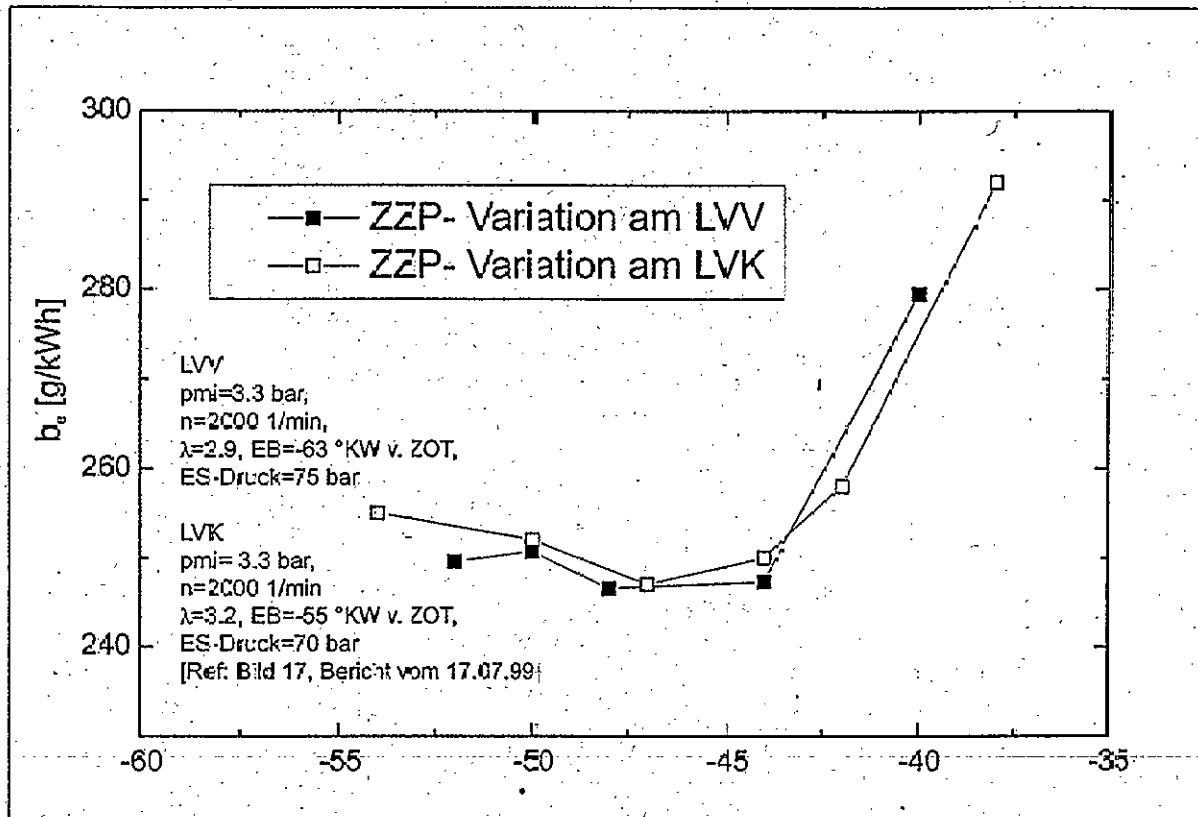


**Verlauf der Gemischaufbereitung an der Zündkerze**  
 Drehz. 0, Trübe 0,  $p_{at} = 70$  bar,  $EB = 56\text{KW}$ ,  $ED = 18\text{KW}$

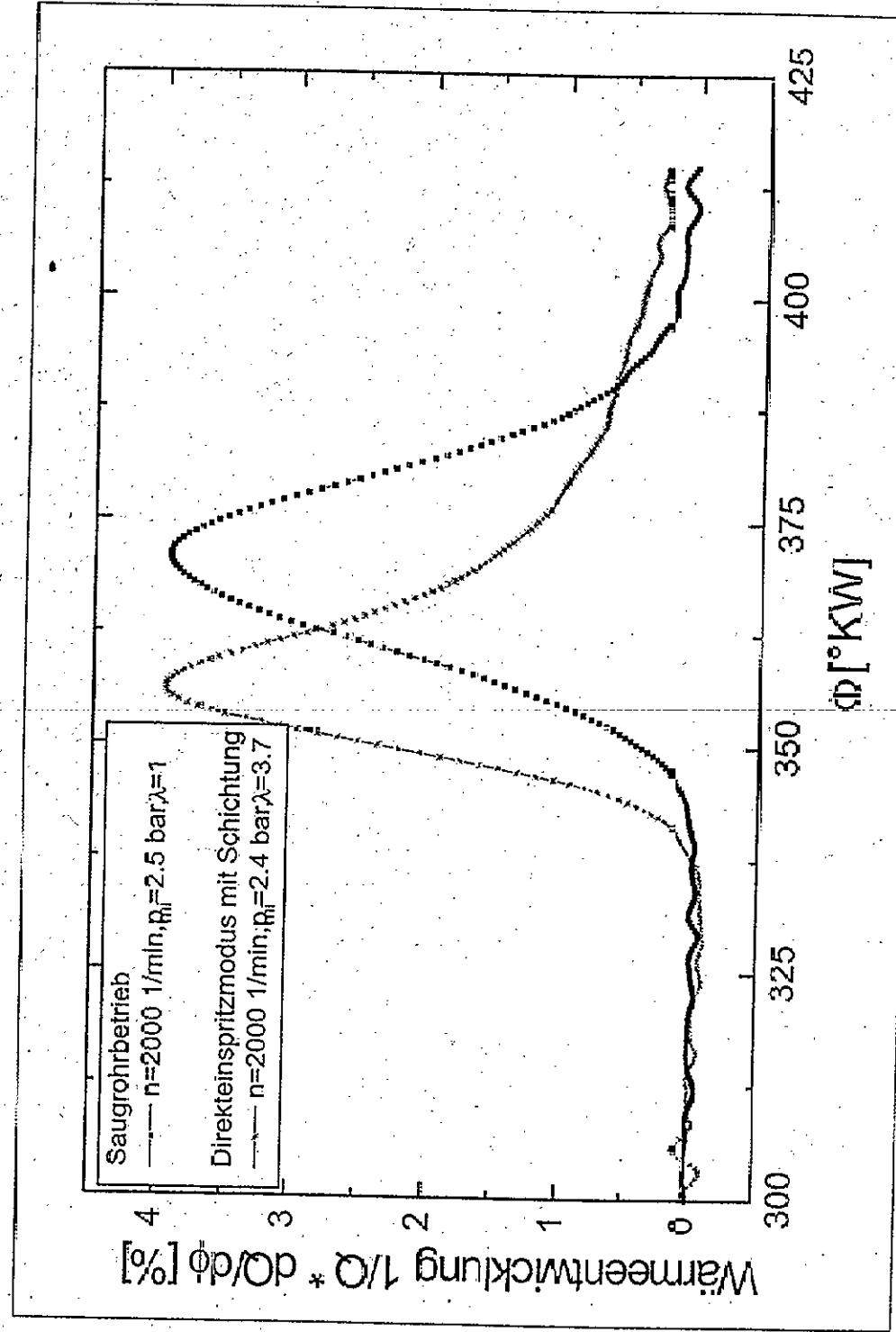
$r$  = Radius um Zündkerzenmittelpunkt



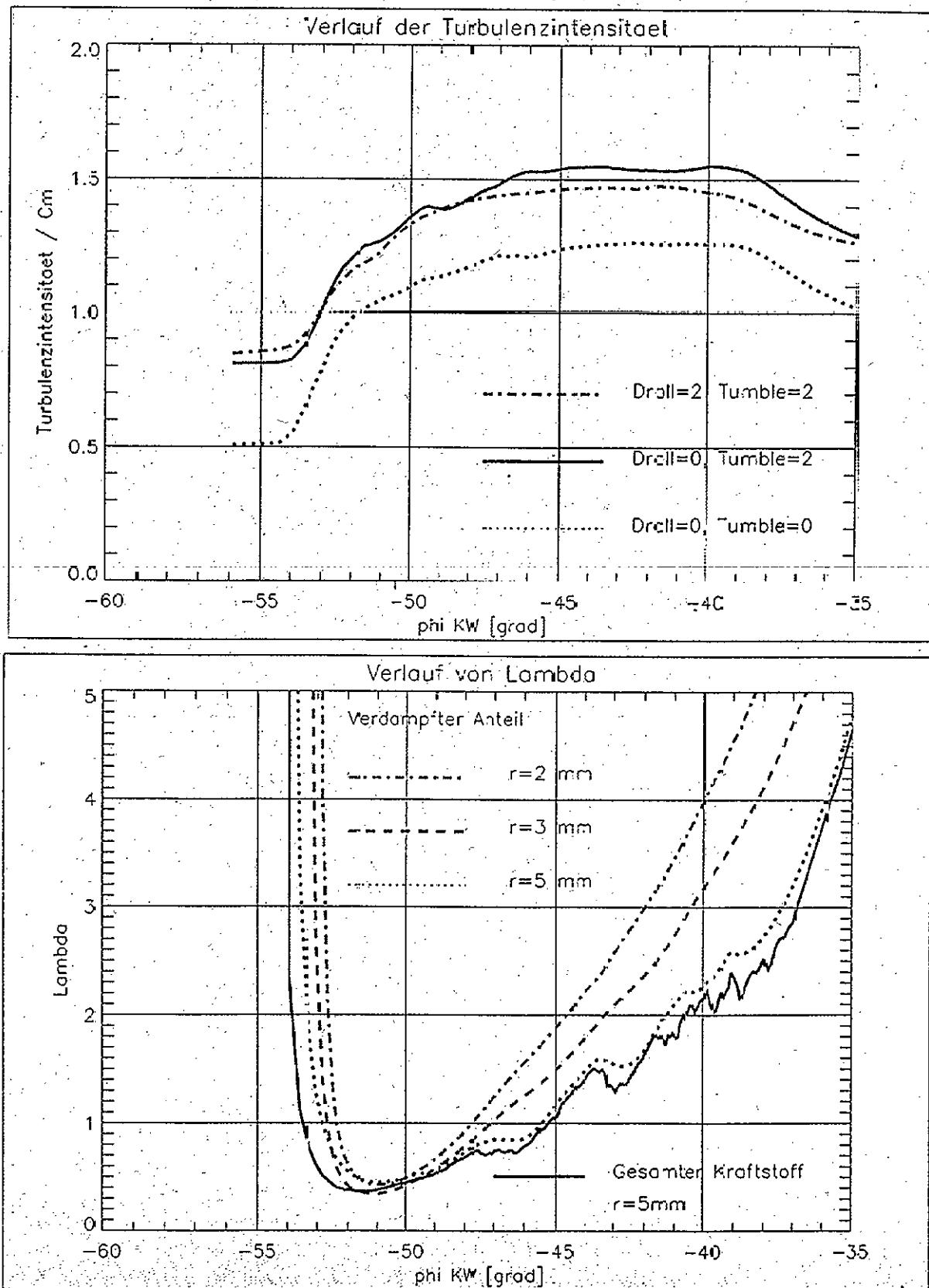
## Turbulenzintensität und Gemischaufbereitung im Zündvolumen



## Vergleich der Vormischphasen

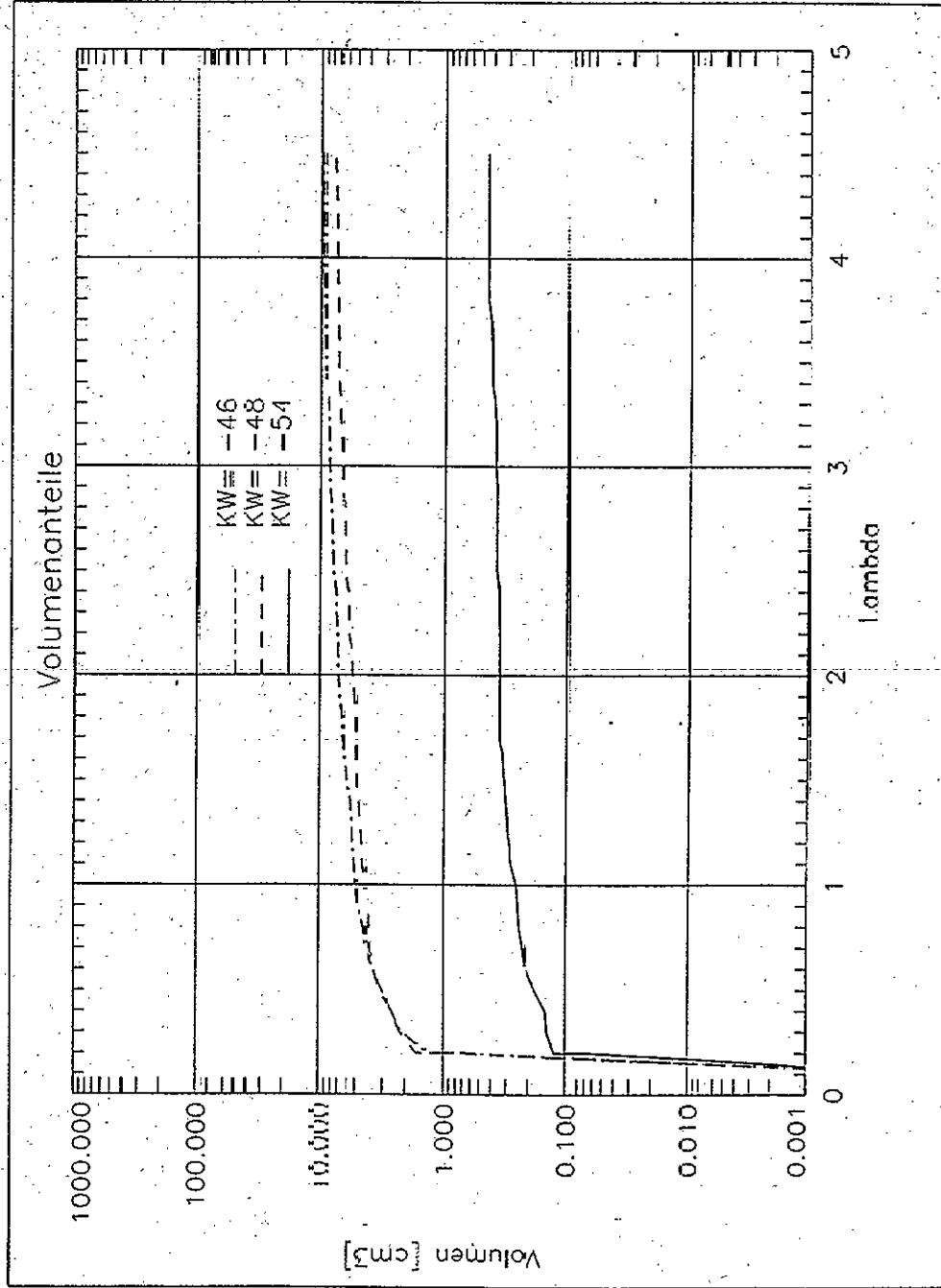


## Turbulenzintensität und Gemischaufbereitung im Zündvolumen



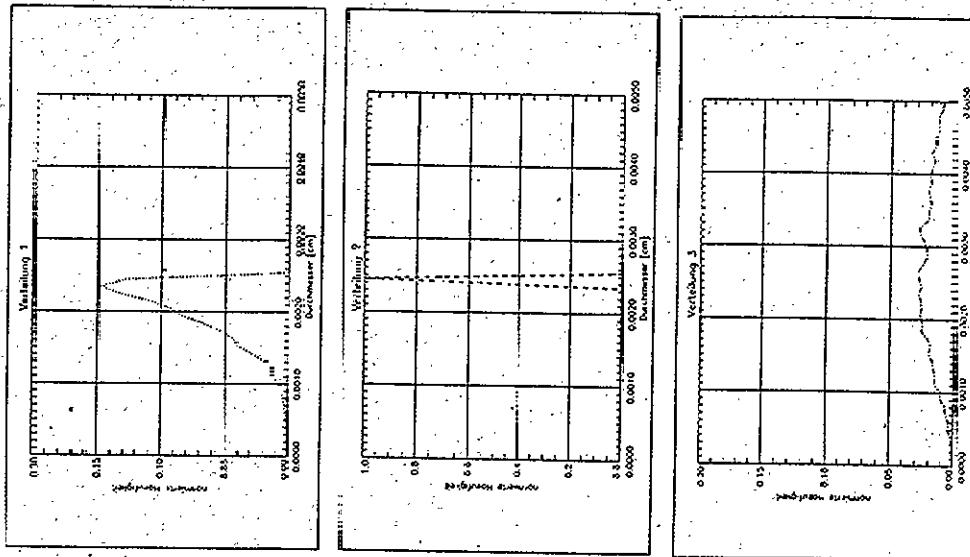
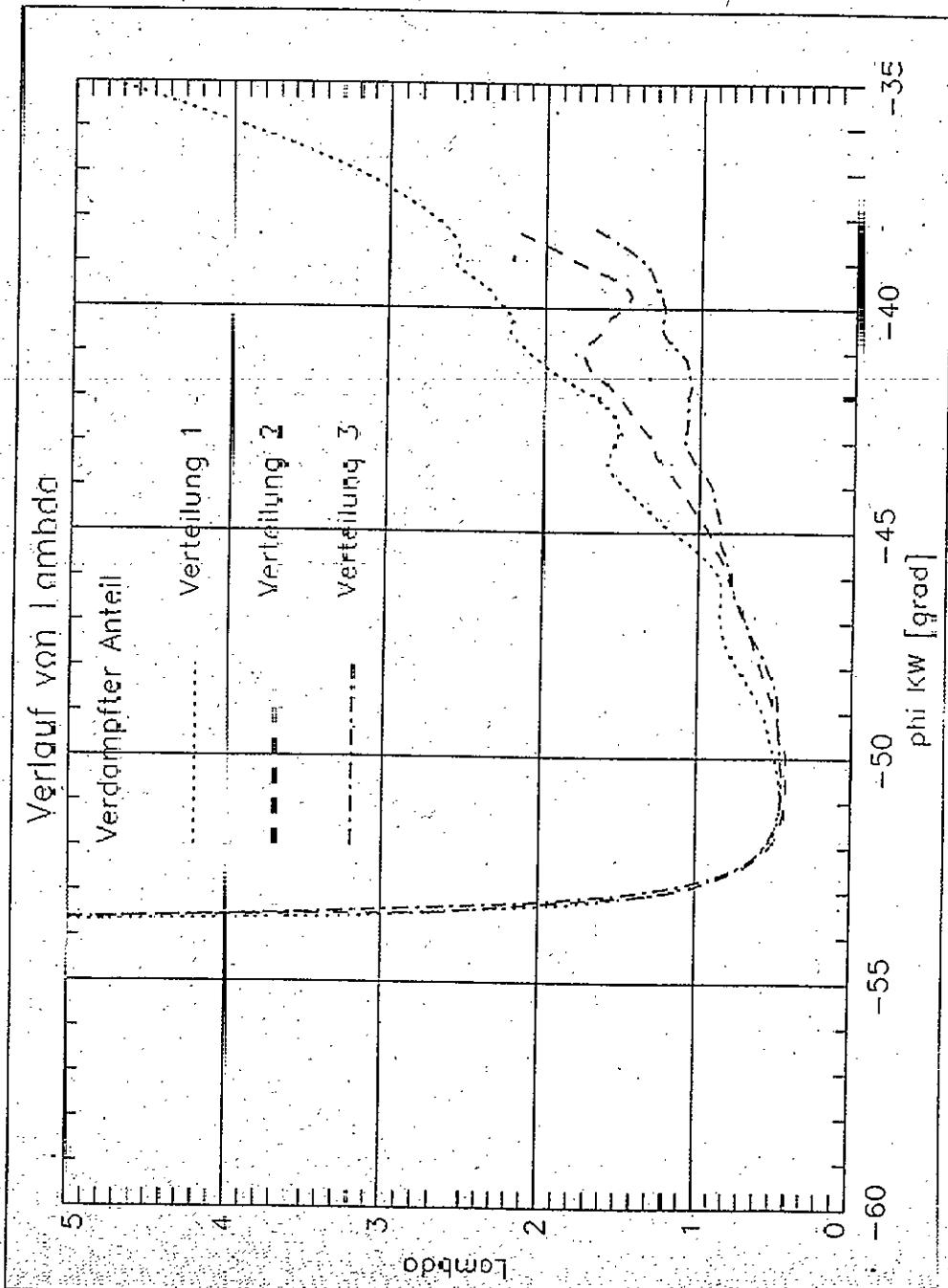
## globale Verteilung der Gemischaufbereitung

Drau = 0, Tumble = 0,  $P_{in} = 70$  bar, EB = -56KW, ED = 18KW



Verlauf der Gemischaufbereitung an der Zündkerze  
 $Drau = 0$ , Turbine = 0,  $p_{inj} = 70$  bar,  $E_B = -56$  kW,  $ED = 18$  kW  
 $r = 5$  mm

Verlauf von Lambda



## QD Modell

Ansatz für Vermischverbrennung

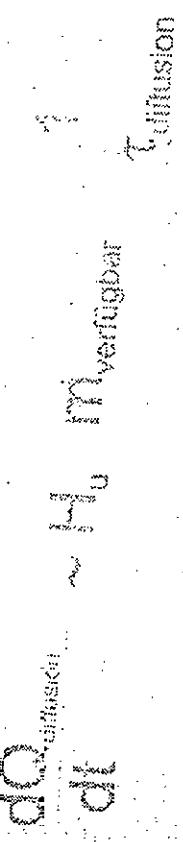
$$\frac{dQ_{\text{vormisch}}}{dt} = \dot{n}_u P_{\text{gas}} A_{\text{flamme}} s_{\text{turb}}$$

$$A_{\text{flamme}} s_{\text{turb}} = f(u^*, s_{\text{lam}})$$

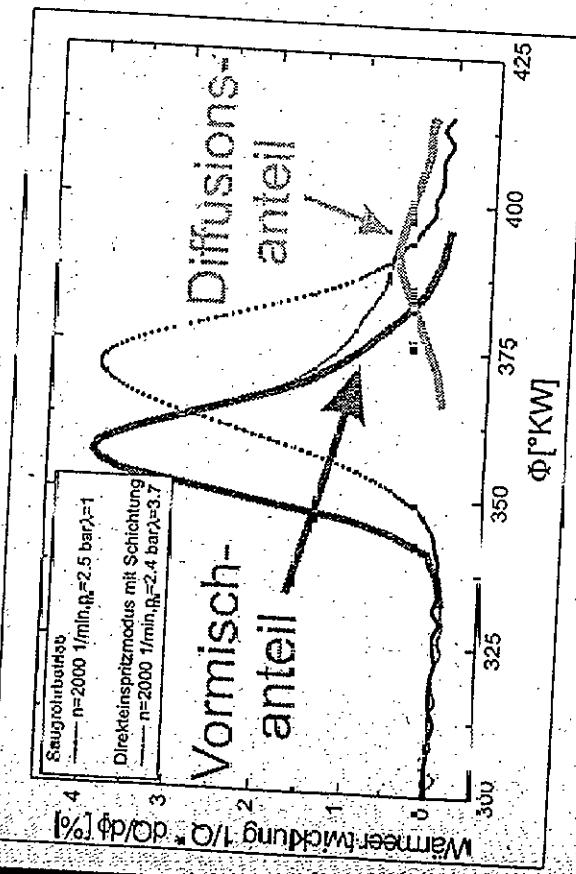
$$s_{\text{lam}} = f(\lambda, T, p, \text{Inertgas})$$

Die Vermischflamme etabliert sich nur innerhalb der Zündgrenzen!

Außenhalb läuft Verbrennung diffusionsgesteuert ab!



$$T_{\text{diffusion}} = f(u^*, n)$$



## Ausblick

### 3D-Simulation

Entwicklung des Modells für Horizontalausbreitung

Untersuchung der Abhängigkeit verschiedener Initialbedingungen

Berücksichtigung neuer Verdampfungs- und Dispersionsmodelle

Validierung der Simulationen mit Berechnungen für Konstantvolumina

### Quasidimensionales Modell

Festlegen der Systemgrenzen

Entwicklung eines Modells für die Vormischverbrennung

Definition des Übergangs der Vormisch- zur Diffusionsverbrennung

Validierung durch experimentell gewonnene Ergebnisse