

# **Beitrag zur Auslegung von Kühllüftern für Nutzfahrzeuge**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Bernd Beyer,  
geb. am 26.6.1968 in Bochum.

2001

Stichworte für die Dokumentation:

Lüfterauslegung - Motorkühlung - Experiment  
fan design - engine cooling - experiment

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. tech. h.c. M. Rautenberg

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. I. Teipel

Tag der Promotion: 2. August 2001

## Abstract

Usually axial fans are applied for the engine cooling in commercial vehicles, whereby fans with and without rotating shroud can be differentiated. This work concentrates on the design and optimization of fans without rotating shroud. Measurements of performance curves carried out with a geometrical scaled down test fan under systematical variation of various geometry parameters show the influence of the fan design on the fan performance. Further measurements also show the influence of the blade tip clearance and the axial position of the fan in the surrounding shroud. Additional probe measurements in the flow field behind the fan give informations for a reasonable design of the fan surrounding in a vehicle.

A regression performed for the performance curves leads to a mathematical relationship, which allows the interpolation of the performance curves. Some examples show that this is a well suited tool for the estimation of the performance curves of real fans, at least as long as the design of the fan doesn't differ basically. The influence of significantly differing fan designs on the performance curves is shown by some additionally performed measurements.

As an example for a further fan optimization the influences of a conical hub are investigated. Experiments with balanced flags for the flow visualization in the fan give hints for the suitable design of the hub. Additional measurements of the performance curves show a distinct increase of the fan efficiency. The pressure rise is increased at operating points with high throttling as well, but at operating points with low throttling it is less than the pressure rise of the fan with a cylindrical hub.

For a further improvement of the engine cooling system it is finally suggested to combine the fan with inlet guide vanes. The limited space in the vehicle can be taken into account by a special arrangement of the fan and the guide vanes. Some experiments show that this system would lead to fan efficiencies and static pressures which are almost unreachable with conventional fans.



## Kurzfassung

In Nutzfahrzeugen kommen zur Motorkühlung in der Regel Axialventilatoren zum Einsatz, wobei unter anderem zwischen Mantellüftern und mantellosen Lüftern unterschieden werden kann. Die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen konzentrieren sich auf die Auslegung bzw. Optimierung der in diesem Bereich eingesetzten, mantellosen Ventilatoren. Mit einem geometrisch verkleinerten Versuchslüfter durchgeführte Kennlinienmessungen unter systematischer Variation verschiedener Geometrieparameter geben Aufschluß über die abhängig von der Lüftergeometrie zu erwartenden Leistungsdaten. Weitergehende Messungen zeigen außerdem den Einfluß der Spaltweite an den Schaufelspitzen und der axialen Position des Lüfters innerhalb des ihn umgebenden Lüfterrings. Die ergänzend durchgeführten Sondenabtastungen des Strömungsfeldes hinter dem Lüfter geben Hinweise für eine günstige Gestaltung der Lüfterumgebung im Fahrzeug.

Eine mit den gemessenen Kennlinien durchgeführte Regression führt zu einem funktionalen Zusammenhang, der eine Interpolation der Kennlinien erlaubt. Anhand von Beispielen wird gezeigt, daß sich damit der Kennlinienverlauf von Serienlüftern gut abschätzen läßt, solange die Geometrie des Lüfters nicht grundlegend abweicht. Für abweichende Geometrien wird ergänzend anhand einiger beispielhafter Messungen gezeigt, mit welchen Einflüssen auf den Kennlinienverlauf in diesem Fall zu rechnen ist.

Als Möglichkeit zur weiteren Optimierung eines Lüfters wird weiterhin die Auswirkung einer konischen Nabe untersucht. Versuche mit ausbalancierten Fähnchen zur Strömungssichtbarmachung innerhalb des Ventilators geben Hinweise für eine geeignete Gestaltung einer solchen Nabe. Kennlinienmessungen zeigen schließlich, daß sich der maximale Wirkungsgrad eines Ventilators durch eine konische Nabe deutlich steigern läßt. Der Druckaufbau ist dabei im stark gedrosseltem Betrieb höher, bei geringer Drosselung aber niedriger als der des gleichen Lüfters mit zylinderförmiger Nabe.

Für eine weitere Verbesserung von herkömmlichen Kühlsystemen wird abschließend die Kombination des Lüfters mit einem Vorleitrad vorgeschlagen. Der begrenzte Bau- raum im Fahrzeug wird dabei durch die spezielle Anordnung von Leitrad und Lüfter berücksichtigt. In einigen Versuchen wird gezeigt, daß ein solches System zu Wirkungsgraden und statischen Druckerhöhungen führen kann, die mit herkömmlichen leitradlosen Lüftern kaum erreichbar sind.



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover. Sie wurde von Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. tech. h.c. M. Rautenberg angeregt und betreut, dem ich für die wertvolle Unterstützung und die hilfreichen Diskussionen danke. Herrn Prof. Dr.-Ing. I. Teipel danke ich für die Übernahme des Koreferates und für die Durchsicht der Arbeit. Mein Dank gilt auch dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Herrn Prof. Dr.-Ing. F.-W. Bach.

Besonderer Dank gilt weiterhin der Firma Alu Kunststoff-Technik GmbH in Hemhofen / Zeckern, die diese Arbeit finanziell unterstützt hat und zudem ihren Lüfterprüfstand für die Versuche zur Verfügung gestellt hat.

Außerdem möchte ich mich bei allen Studenten und insbesondere bei den Mitarbeitern des Instituts bedanken, die durch die Unterstützung der Prüfstandsarbeiten und durch zahlreiche Diskussionen zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Hannover, August 2001

Bernd Beyer





# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b>	<b>3</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>6</b>
<b>2 Stand der Forschung und Technik</b>	<b>7</b>
<b>3 Zielsetzung der Arbeit</b>	<b>14</b>
<b>4 Allgemeines zur Versuchsdurchführung</b>	<b>16</b>
4.1 Prüfstands Aufbau und Meßtechnik .....	16
4.2 Betrachtung der thermodynamischen Vorgänge.....	17
4.3 Kennlinienmessung.....	22
4.4 Sondenmessung .....	25
4.5 Meßunsicherheiten .....	29
<b>5 Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>31</b>
5.1 Versuchslüfter .....	31
5.2 Kennlinienmessungen .....	35
5.3 Sondenmessungen.....	48
<b>6 Berechnung von Lüfterkennlinien</b>	<b>52</b>
6.1 Funktionale Darstellung der Kennlinienmessungen .....	52
6.1.1 Regression der Kennlinien für den Druckaufbau.....	54
6.1.2 Regression der Kennlinien für die Leistungsaufnahme .....	60
6.2 Berechnungsbeispiele.....	64
<b>7 Optimierung von Lüftern</b>	<b>69</b>
7.1 Einfluß des Nabenverhältnisses .....	69
7.2 Einfluß der Schaufelzahl.....	72
7.3 Einfluß einer asymmetrischen Blatteilung.....	75
7.4 Konische Lüfternabe .....	77
7.5 Lüfter mit Leitrad .....	84

<b>8 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>91</b>
<b>9 Literaturverzeichnis</b>	<b>93</b>
<b>Anhang A: Ergebnisse der Kennlinienmessungen</b>	<b>97</b>
<b>Anhang B: Ergebnisse der Sondenabtastungen</b>	<b>113</b>
<b>Anhang C: Vergleich der Kennlinienregression mit den Meßergebnissen</b>	<b>145</b>

## Formelzeichen

### Lateinische Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
$a$	-	Koeffizient bei der Regression der Druckkennlinien
$A$	$m^2$	Querschnittsfläche
$A$		Abkürzung für partielle Ableitung, s. Gl. (82)
$b$	-	Koeffizient bei der Regression der Leistungskennlinien
$c$	$m/s$	Strömungsgeschwindigkeit
$c_D$	-	Kanalkalibrierfaktor
$d_L$	$m$	Lüfterdurchmesser
$d_N$	$m$	Nabendurchmesser
$D$		Abkürzung für eine Differenz, s. Gl. (83)
$g$	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
$h$	$J/kg$	Enthalpie
$i$	-	Zählvariable
$j$	-	Zählvariable
$k$	-	Anzahl Variablen
$k_2$	-	Sondenkalibrierfaktor
$k_{24}$	-	Sondenkalibrierfaktor
$k_{1234}$	-	Sondenkalibrierfaktor
$l$	$m$	Profillänge
$l^*$	-	dimensionslose Profillänge
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$M$	$Nm$	Antriebsmoment
$m$	-	Anzahl Variablen
$n$	$1/s$	Drehzahl
$p$	$Pa$	Druck
$P$	$W$	Leistung
$R$	$J/kgK$	Gaskonstante
$R$	$m$	Profilradius
$Re$	-	Reynoldszahl
$q, Q$	$J/kg$	spezifische Wärme
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$s$	$m$	Spalt an den Schaufelspitzen
$s$	$J/kgK$	spezifische Entropie
$s$	verschieden	Standardabweichung
$t$	-	axiale Position des Lüfters im Kanal (s. Bild 16)
$t_x$	$m$	axial aus dem Kanal herausragender Teil des Lüfters
$t_L$	$m$	Bautiefe des Lüfters
$T$	$K$	Temperatur
$t_p$	-	Student- $t$ -Verteilung
$u$	$m/s$	Umfangsgeschwindigkeit des Lüfters

$u$	verschieden	Parameter einer Funktion
$v$	verschieden	allgemeine Variable für einen gemessenen Wert
$\bar{v}$	verschieden	Mittelwert eines mehrfach gemessenen Wertes
$\dot{V}$	$\text{m}^3/\text{s}$	Volumenstrom
$w$	$\text{m}/\text{s}$	relative Strömungsgeschwindigkeit
$w_t$	$\text{J}/\text{kg}$	spezifische technische Arbeit
$x$	$\text{m}$	Koordinate in axialer Richtung
$x$	-	Zählvariable
$y$	verschieden	Funktionswert
$Y$	$\text{J}/\text{kg}$	spezifische Förderarbeit
$z$	$\text{m}$	Geodätische Höhe

### Griechische Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bedeutung</u>
$\alpha$	$^\circ$	Winkel in radialer Richtung
$\alpha'$	$^\circ$	korrigierter, radialer Winkel
$\beta$	$^\circ$	Winkel in Umfangsrichtung
$\gamma$	$^\circ$	Schaufelanstellwinkel
$\gamma_{\text{So}}$	$^\circ$	Neigungswinkel der Sonde
$\Delta$	-	Differenz
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\vartheta$	$^\circ$	Schaufelzentriwinkel
$\nu$	-	Nabenverhältnis
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematische Zähigkeit
$\lambda$	-	Leistungszahl
$\mu$	-	Minderleistungsfaktor
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Luftdichte
$\sigma$	-	Anpassungsgrad, s. Gl. (88)
$\Phi$	-	Fehlerfunktion, s. Gl. (79)
$\varphi$	-	Lieferzahl
$\psi$	-	Druckzahl

### Lateinische Indizes

<u>Symbol</u>	<u>Bedeutung</u>
0, 1, 2, 3, 4, 5	Bezeichnung des Ortes
1, 2, 3, 4, 5	Bezeichnung der Bohrungen im Sondenkopf
12, 23, 24, ...	Übergang bzw. Differenz zwischen den Größen für zwei Orte bzw. zwei Sondenkopf-Bohrungen
a	außen (an den Schaufelspitzen des Lüfters)
A	Ebene A des Kanals
ax	Axialkomponente
C	Ebene C des Kanals

E	Eintritt
Exp	experimentell ermittelt
fa	frei ausblasend
hydr	hydraulischer Verlust
i	innerer
I	Incidence-Winkel
l	lokal
$l^*$	Funktion zur Berücksichtigung der Einflüsse der Profillänge
K	Korrektur
L	Lüfter
LE	Leitrad
LE, E	Leitradeintritt
LE, A	Leitradaustritt
m	mittlerer Wert
r	Radialkomponente
R	aus Regression erhaltener Wert
s	isentrop
$s=20\text{mm}$	20 mm Spalt an den Schaufelspitzen
$t=0$	axiale Position des Lüfters $t=0$
S	Schaufelwinkel
So	Sonde
stat	statisch
Stoß	Stoßverlust
tot	total
u	Umfangskomponente bei Geschwindigkeiten, Umgebung bei Drücken
mech	mechanisch

### Griechische Indizes

<u>Symbol</u>	<u>Bedeutung</u>
$\gamma$	Funktion zur Berücksichtigung der Einflüsse des Anstellwinkels
$\vartheta$	Funktion zur Berücksichtigung der Einflüsse des Schaufelzentriwinkels

## 1 Einleitung

Für Ventilatoren existieren vielfältige Anwendungsgebiete, woraus eine entsprechend große Bandbreite an Bauformen und Baugrößen resultiert. Anhand der geometrischen Gestaltung und der Strömungsrichtung im Laufrad wird dabei im wesentlichen zwischen Querstromventilatoren sowie Axial-, Diagonal- und Radialventilatoren unterschieden. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit Kühllüftern, die für die Kühlung von Kraftfahrzeugmotoren eingesetzt werden. Wenngleich für diesen Anwendungsfall schon alle der gerade beschriebenen Bauformen zumindest in Studien erprobt wurden, haben sich derzeit in der Praxis - von wenigen Ausnahmen abgesehen - leitraddlose Axialventilatoren durchgesetzt.

Aufgrund des begrenzten Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren muß ein beträchtlicher Anteil der über den Kraftstoff eingebrachten Energie in Form von Wärme abgeführt werden. Dies geschieht primär über das Kühlsystem des Fahrzeugs, wobei eine ausreichende Kühlung auch unter extremen Betriebsbedingungen gewährleistet sein muß. Dabei führen unter anderem gesteigerte Motorleistungen und die zunehmende Ausrüstung von Fahrzeugen mit Klimaanlage zu höheren Anforderungen an das Kühlsystem. Bei Dieselfahrzeugen werden zudem vermehrt Wasserkühler für die Abgasrückführung eingesetzt, wodurch ebenfalls eine Leistungssteigerung des Kühlsystems erforderlich wird. Dadurch kommt der optimalen Auslegung von Kühler und Lüfter eine gestiegene Bedeutung zu. Dies gilt umso mehr, wenn man die Tatsache berücksichtigt, daß ein voll zugeschalteter Lüfter einen Anteil von 5 bis 9% am Kraftstoffverbrauch hat. Der Gestaltung des Kühlsystems werden allerdings durch den begrenzten Bauraum im Fahrzeug enge Grenzen gesetzt. Zudem müssen höhere Herstellungskosten für aufwendigere Systeme durch einen entsprechend wirtschaftlicheren Betrieb oder durch technische Notwendigkeiten gerechtfertigt sein.

Diese Arbeit konzentriert sich auf die Auslegung des Lüfters hinsichtlich der Förderleistung und des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Kraftfahrzeug. Nachfolgend findet zunächst eine eingehendere Betrachtung des derzeitigen Standes der Forschung und Technik statt. Im Anschluß daran werden die Ergebnisse von systematischen Meßreihen vorgestellt, die auf einem Lüfterprüfstand durchgeführt wurden. Auf Basis der Messungen wird ein formaler Zusammenhang zur Beschreibung der Kennlinienverläufe aufgestellt, der zur Grundauslegung eines Lüfters verwendet werden kann. Anhand von Beispielmessungen wird schließlich aufgezeigt, welche Auswirkungen auf die Kennlinienverläufe bei verschiedenen weiteren Gestaltungsvarianten zur Optimierung eines Lüfters zu erwarten sind.

## 2 Stand der Forschung und Technik

Ventilatoren zur Kühlung von Kraftfahrzeugmotoren werden heute überwiegend aus Kunststoff im Spritzgußverfahren hergestellt, wobei im Bereich der Nabe in der Regel eine Aufnahme aus Metall zur Befestigung des Lüfters eingespritzt wird. Dieses Verfahren ermöglicht eine kostengünstige Herstellung und eine gewichtssparende Ausführung. Metalllüfter werden nur noch selten eingesetzt, z. B. wenn es um den Einsatz unter extremen Bedingungen geht.

In der überwiegenden Zahl der Fahrzeuge ist der Lüfter hinter dem Kühler angeordnet, so daß die Luft durch den Kühler angesaugt wird. Eine Anordnung des Ventilators als Drucklüfter vor dem Kühler ist nur bei wenigen Fahrzeugen zu finden. Bei einigen Pkw werden allerdings gleichzeitig Lüfter vor und hinter dem Kühler eingesetzt, insbesondere wenn durch eine Klimaanlage ein höherer Druckaufbau notwendig wird. Weiterhin findet man auch Kühlsysteme, bei denen zwei oder mehrere Lüfter nebeneinander angeordnet sind.

Der Einbau des Kühlsystems erfolgt bei Personen- und Lastkraftwagen überwiegend hinter der Fahrzeugfront quer zur Fahrtrichtung. In Bussen mit Heckmotor befindet sich das Kühlsystem hingegen üblicherweise hinten links oder rechts, wobei der Einbau sowohl in Quer- als auch in Längsrichtung erfolgen kann. In einigen Fahrzeugen findet man darüber hinaus diagonal eingebaute Kühler. Noch uneinheitlicher ist die Einbausituation in Sonderfahrzeugen wie z. B. Baumaschinen oder Erntemaschinen.

Der Antrieb der Ventilatoren erfolgt bei kleineren Ausführungen, wie sie in Pkw und Kleintransportern zu finden sind, zunehmend über einen Elektromotor, auf dessen Welle der Lüfter direkt aufgesetzt ist. Der Elektromotor ermöglicht im Vergleich zu einem direkten Antrieb durch den Fahrzeugmotor eine flexiblere Anordnung des Lüfters, was besonders bei quer eingebauten Motoren von Bedeutung ist. Zudem wird durch den elektrischen Antrieb eine Drehzahlregelung des Lüfters vereinfacht, die zu einer deutlichen Verbrauchsreduzierung beitragen kann. Eine Studie von AMBROS zeigt beispielsweise, daß durch eine aufeinander abgestimmte, bedarfsgerechte Regelung der Kühlmittelpumpe, des Lüfters und einer Kühlluftjalousie Kraftstoffeinsparungen von bis zu 5% möglich sind [1].

Bei größeren Motoren wie z. B. in Nutzfahrzeugen ist aufgrund des hohen Leistungsbedarfs des Ventilators ein elektrischer Antrieb kaum möglich. Hier wird der Ventilator in der Regel über einen Riemen und eine Lüfterkupplung angetrieben. In einigen Fällen wird die Lüfterkupplung auch direkt auf die Kurbelwelle des Motors aufgesetzt, so daß der Riemenantrieb für den Lüfter entfällt. Hierbei besteht jedoch das Problem, daß die Schwingungen der Kurbelwelle ausreichend gedämpft werden müssen.

Als Lüfterkupplungen kommen vor allem Viskokupplungen zum Einsatz, bei denen nach dem Öffnen eines Ventils Öl durch die Zentrifugalkräfte in ein Labyrinth zwischen einer Antriebs- und einer Abtriebscheibe gefördert wird und auf diese Weise eine kraftschlüssige Verbindung herstellt. Die Ansteuerung des Ventils erfolgt bei der konventionellen Bauart über ein Bimetall auf der zum Kühler gerichteten Seite der Kupplung. Bei

neueren Modellen erfolgt die Ansteuerung des Ventils dagegen elektrisch, so daß eine Kontrolle durch die Motorsteuerung möglich wird. Darüber hinaus ist so über eine Dosierung der Ölmenge auch eine Drehzahlregelung des Lüfters realisierbar.

Ein Nachteil der Viskokupplung besteht darin, daß auch bei ständig geöffnetem Ventil ein Schlupf zwischen Antrieb und Lüfter bestehen bleibt. Somit treten Energieverluste auf und der Lüfter muß zusätzlich für eine ausreichende Abfuhr der Reibungswärme von der Kupplung sorgen. Einen Antrieb ohne Schlupf ermöglichen hingegen pneumatisch betätigte Reibscheibenkupplungen und elektromagnetische Kupplungen. Dafür erlauben die Funktionsprinzipien dieser Kupplungen aber keine Drehzahlregelung. Es existieren allerdings elektromagnetische Kupplungen mit mehreren Schaltstufen für unterschiedliche Antriebsdrehzahlen. Die Zwischenstufen werden dabei dadurch realisiert, daß über Permanentmagnete nach dem Wirbelstromprinzip eine Momentübertragung zwischen einem Rotor und einem Stator mit definiertem Schlupf erfolgt.

Nicht zuletzt ist noch der hydrostatische Antrieb zu nennen, der vorwiegend bei Bussen oder Sonderfahrzeugen Anwendung findet. Diese Antriebsart ermöglicht eine stufenlose Regelung der Drehzahl auch bei größeren Antriebsleistungen, ist aber vor allem wegen der höheren Kosten weniger verbreitet.

Die Art des Antriebs beeinflußt auch die Gestaltung des Lüfters selbst. Elektromotoren werden heute in der Regel zusammen mit Mantellüftern eingesetzt. Bei der überwiegend anzutreffenden Anordnung des Lüfters hinter dem Kühler sind die Streben zur Befestigung des Motors meistens direkt in die Zarge integriert, welche die Luft hinter dem Kühler zum Lüfter führt. Der Mantel des Lüfters besitzt einen Abschlußbund und läuft in der Öffnung der Zarge mit einem möglichst klein gehaltenen Spalt, so daß die dort auftretenden Verluste gering bleiben. Die Nabe des Lüfters ist auf der Zuströmseite geschlossen und bei einigen Modellen am Übergang zu den Schaufeln auch abgerundet, wodurch möglicherweise auftretende Strömungsablösungen reduziert werden. Der Nabendurchmesser richtet sich zunächst nach aerodynamischen Gesichtspunkten, wobei sowohl der drehende Lüfter als auch der im Stillstand vom Fahrtwind durchströmte Ventilator berücksichtigt werden muß, der einen möglichst geringen Strömungswiderstand bieten soll. Durch die Größe des Elektromotors ist jedoch eine Mindestgröße der Nabe vorgegeben.

Bei Lüftern für Nutzfahrzeuge liegt die Mindestgröße der Nabe ebenfalls weitgehend fest, da im Innenbereich der Nabe ausreichend Platz für die Lüfterkupplung vorgesehen werden muß. Im Gegensatz zu den Elektrolüftern wird die Vorderseite der Nabe hierbei in der Regel offen gestaltet, um eine ausreichende Kühlung der Kupplung zu gewährleisten. Die Eintrittskante der Nabe ist bei herkömmlichen Lüftern meistens rechtwinklig gestaltet. Es gibt aber auch Entwürfe, die eine Abrundung vorsehen. Der Lüfter kann dabei einteilig ausgeführt werden [2], die Abrundung kann aber auch als zusätzliches Bauteil auf die Nabe aufgesetzt werden [3].

Weiterhin kann die Nabe, wie von MIZUNO / KIKUCHI und KAWABATA / SAITOH gezeigt wurde, auch konisch gestaltet werden. Dadurch wird eine verbesserte Förderleistung des Ventilators erreicht [4], [5]. Entsprechend existieren u.a. von SEKI und HAUSER Pa-



tentschriften, in denen die spezielle Gestaltung eines Lüfters mit konischer Nabe aus einem oder mehreren Teilen beschrieben wird [6], [7]. Dennoch sind Lüfter dieser Bauart wenig verbreitet, wohl vor allem deshalb, weil bei der üblichen Herstellung im Kunststoff-Spritzgußverfahren ein axiales Entformen des Lüfters nicht mehr möglich wäre und somit die Herstellung deutlich aufwendiger ist. Eine alternative Gestaltung der Nabe, die einen ähnlichen Vorteil bietet, aber weiterhin ein axiales Entformen des Lüfters zuläßt, wird daher in einer weiteren Patentschrift von HAUSER beschrieben. Dort wird vorgeschlagen, die Nabe auf der Druckseite der Schaufel rampenförmig zu gestalten [8].

Die Gestaltung des Übergangs zwischen den Schaufelspitzen des Lüfters und der Zarge ist bei mechanisch angetriebenen Lüftern weniger einheitlich als bei den bereits beschriebenen elektrischen Lüftern. Durch die Montage des Lüfters am Motor wird ein Ausgleich der Relativbewegungen zwischen Lüfter und Zarge erforderlich. Dies kann zunächst auf einfache Weise durch einen ausreichend großen Spalt geschehen. Bei mantellosen Lüftern führt dies jedoch zu einer deutlichen Reduzierung der Förderleistung, die nur selten vertretbar ist. Daher werden mantellose Lüfter üblicherweise zusammen mit einem Lüfterring eingesetzt, der ebenfalls am Motorblock befestigt ist und somit einen deutlich kleineren Spalt im Bereich der Schaufelspitzen zuläßt. Der Übergang von diesem Ring zur Zarge geschieht mittels einer Gummimanschette, welche die auftretenden Relativbewegungen ausgleichen kann.

Nutzfahrzeug-Lüfter mit Mantelring sind vorwiegend so gestaltet, daß der Mantel nach vorne über die Schaufeln hinausragt und die Öffnung der Zarge umgibt. Diese Bauform erlaubt große Spaltweiten bei vergleichsweise geringen Verlusten, so daß die Relativbewegungen zwischen Motor und Zarge allein durch den Spalt ausgeglichen werden können und ein am Motor befestigter Lüfterring überflüssig ist. HAUSER hat mit dem sogenannten Düsen-Mantellüfter eine spezielle Variante dieses Lüftertyps vorgestellt [9]. Er beschreibt in der entsprechenden Patentschrift auch den zugrunde liegenden Effekt der Strömungsstabilisierung im Bereich der Schaufelspitzen und die Verringerung der Geräuschemission durch den Mantelring. Letzteres haben auch schon die Versuche von LONGHOUSE gezeigt [10].

Eine Sonderstellung nimmt die Einbausituation des Ventilators in Bussen ein. Hier ist normalerweise an den Schaufelspitzen des Lüfters kein Ausgleich von Relativbewegungen erforderlich, so daß sich auch mantellose Lüfter ohne zusätzlichen Aufwand einsetzen lassen. Jedoch führt die Anordnung der Aggregate üblicherweise dazu, daß der Einsatz eines linksdrehenden Lüfters vorteilhafter ist, während sonst bei Nutzfahrzeugen aufgrund der einheitlichen Drehrichtung der Motoren rechtsdrehende Lüfter üblich sind. Hier findet sich eine Parallele zu wassergekühlten, stationären Motoren, bei denen der Ventilator als Drucklüfter vor dem Kühler angeordnet ist und daher – bei gleicher Motordrehrichtung – ebenfalls linksdrehend sein muß.

Neben der Gestaltung der Nabe und des Bereiches der Schaufelspitzen ist natürlich die Geometrie der Lüfterschaukeln selbst von Bedeutung. Die Auslegung von Ventilatoren mittels klassischer Auslegungsverfahren wie dem Gitterverfahren nach Lieblein, dem

Minderleistungsverfahren nach Pfeleiderer oder der Tragflügeltheorie werden z.B. von BOHL, ECK und BOMMES/KRAMER beschrieben [11], [12], [13]. Für den Fall eines frei ausblasenden Lüfters in einer fahrzeugtypischen Einbausituation sind diese Verfahren jedoch nur begrenzt anwendbar. Die Versuche von MARCINOWSKI sind hier mit die ersten Untersuchungen zur Erfassung der Leistungsdaten solcher Ventilatoren [14], [15], [16], [17]. In verschiedenen Meßreihen wurde u.a. der Einfluß der Schaufelzahl und des Laufspaltes am Beispiel von verschiedenen Blechlüftern untersucht. Aufgrund der mittlerweile veränderten Anforderungen werden Ventilatoren heute aber deutlich anders gestaltet, so daß die Ergebnisse nur noch begrenzt anwendbar sind. In einer neueren Versuchsreihe von DOWNIE/THOMPSON/WALLIS wird exemplarisch ebenfalls das Betriebsverhalten eines frei ausblasenden Lüfters bei unterschiedlichen Anstellwinkeln der Schaufeln untersucht [18]. Die Ergebnisse gehen in ein auf der Tragflügeltheorie basierendes Berechnungsverfahren ein, wobei allerdings der Schwerpunkt auf Rohrleitungsventilatoren liegt.

Bei der Auslegung der Schaufelprofile spielt nicht nur die Förderleistung, sondern auch die Geräuschemission eine wichtige Rolle. Für die Berechnung des Schalldruckpegels werden vielfach einfache Berechnungsmethoden vorgeschlagen, die sich auf empirisch gewonnene Daten stützen und abhängig von der Drehzahl und dem Arbeitspunkt des Ventilators eine überschlägige Abschätzung des Geräuschs ermöglichen (siehe z.B. LIPS, [19]). Ein neueres Verfahren wurde von MOREAU/BOULANGER vorgestellt [20]. Die Geräuschemission wird hier über eine dynamische Finite-Elemente-Analyse ermittelt. Die Ergebnisse der Berechnung zeigen eine gute Übereinstimmung mit gemessenen Werten. Als praktische Maßnahmen zur Reduzierung des Geräuschs sind verschiedene Gestaltungsvarianten für Lüfter bekannt. So werden z.B. vielfach asymmetrische Blatteilungen verwendet. BATES/YOERGER, MELLIN/SOVRAN und STÜTZ/FELSCH haben gezeigt, daß hierdurch die tonale Charakteristik eines Ventilators beeinflußt werden kann, während der Gesamt-Schalleistungspegel aber nahezu unverändert bleibt [21], [22], [23]. Eine weitere Variante der Geräuschminimierung sind gesichelte Schaufeln, wobei die Schaufeln vorwärts oder rückwärts gekrümmt sein können. Versuche von BROWN haben gezeigt, daß hierdurch eine Reduzierung des Schalleistungspegels erreichbar ist [24]. Neuere Untersuchungen zum Einfluß der Sichelung wurden von MAUß/LOHMANN/SAATHOFF/STARK vorgestellt [25]. In verschiedenen Patentschriften wie z.B. von GRAY oder Yapp/VAN HOUTEN/HICKEY werden außerdem spezielle Formgebungen für gesichelte Schaufeln geschützt [26], [27].

Eine besondere Form der Schaufelgestaltung wird von KATAGIRI/FUJIKAKE/YAMADA beschrieben [28], [29]. Hier werden Hilfsflügel auf die Schaufeln des Ventilators gesetzt, wodurch die Strömung in diagonaler Richtung über das Schaufelblatt geführt wird. In Versuchen wurde gezeigt, daß dadurch sowohl eine Steigerung des Luftdurchsatzes als auch eine Absenkung des Geräuschpegels erreicht werden kann. Dennoch hat diese Gestaltungsvariante wenig Verbreitung gefunden.

In heutigen Pkw kommen vorwiegend Mantellüfter mit mehr oder weniger stark gesichelten Schaufeln zum Einsatz, die größtenteils asymmetrisch angeordnet sind. Als wei-

tere Maßnahme zur Geräuschminimierung wird bei einigen Lüftermodellen zusätzlich der Anstellwinkel der einzelnen Schaufeln geringfügig variiert. Bei Nutzfahrzeugen sind hingegen kaum Modelle mit gesichelten Schaufeln zu finden. Grund dafür dürfte unter anderem sein, daß durch die erforderliche Materialfestigkeit der Gestaltungsfreiheit bei den vom Durchmesser her wesentlich größeren Lüftern Grenzen gesetzt sind. Üblich sind hier vor allem Lüfter mit geraden Schaufeln, wobei sowohl Lüfter mit symmetrischer als auch mit asymmetrischer Blatteilung zu finden sind. Weitere Maßnahmen zur Senkung des Schallpegels konzentrieren sich vor allem auf den Bereich der Schaufelspitzen. Der Einfluß eines Mantelrings auf das Geräusch wurde bereits angesprochen. Bei mantellosen Lüftern bestehen verschiedene weitere Möglichkeiten zur Geräuschminimierung. Der Einfluß des Laufradspaltes auf das aerodynamische und akustische Verhalten eines Ventilators wurde unter anderem von STÜTZ untersucht [30]. Die Messungen zeigten, daß eine Änderung des Spaltes nur geringen Einfluß hat, solange gewisse Grenzen nicht überschritten werden. Umfangreichere Versuche wurden von KAMEIER durchgeführt [31], [32], wo durch das Einbringen eines Turbulenzgenerators in den Laufradspalt eine deutliche Senkung des Schallpegels erreicht wurde. HASEMANN/HAGELSTEIN/RAUTENBERG haben gezeigt, daß dieses Verfahren auch bei einem typischen Kfz-Ventilator erfolgreich ist [33]. Eine Veröffentlichung von CHANAUD zeigt, daß eine Geräuschreduzierung auch durch den Einsatz poröser Schaufelmaterialien erreichbar ist. Weiterhin gibt es Lüfter, die zur Geräuschminimierung an der Eintrittskante eine Nase im Bereich der Schaufelspitze aufweisen.

Großen Einfluß auf das Betriebsverhalten und die Akustik eines Lüfters hat auch die Gestaltung der Lüfterumgebung im Fahrzeug. Als einer der ersten hat ECKERT auf die Nachteile durch eine schlechte Luftführung im Fahrzeug hingewiesen [35], [36]. Anhaltspunkte für eine günstige Gestaltung der Luftführung vor und hinter dem Ventilator kann beispielsweise eine genauere Vermessung des Strömungsfeldes geben, wie sie von SPINDLER für einen typischen Pkw-Lüfter und von MINKUS für Nutzfahrzeuglüfter durchgeführt wurde [37], [38], [39]. Letztere Messungen zeigen z.B. eine annähernd axiale Abströmung bei geringer Drosselung, während mit zunehmenden Druckaufbau des Ventilators eine zunehmend diagonal verlaufende Abströmung auftritt. Im Bereich der Nabe bildet sich gleichzeitig ein Rückströmungsbereich aus.

Inwieweit die Gestaltung der unmittelbaren Umgebung des Ventilators das Betriebsverhalten im Fahrzeug beeinflusst, wird in verschiedenen weiteren Veröffentlichungen beschrieben. Von COSTELLI/GABRIELE/GIORDANENGO wurde durch einen Vergleich von Prüfstandsergebnissen und Messungen in beispielhaften Fahrzeuginstallationen eine zumindest begrenzt anwendbare Systematik zur Auswahl des Lüfters anhand von Prüfstandsergebnissen erarbeitet [40], [41]. Der Einfluß unterschiedlicher Formgebungen für die Zargenöffnung wurde unter anderem durch SMITH/REYNOLDS sowie CURRY/WEBER untersucht [42], [43]. In Versuchen wird gezeigt, daß durch eine geeignete Gestaltung wie z.B. einen abgerundeten Einlauf eine deutliche Verbesserung der Förderleistung des Ventilators erreicht werden kann. In einer Patentschrift von BRAATZ/KONERMANN wird eine Zarge mit Leitschaufeln beschrieben, durch die auf einem Teil

des Lüfterumfangs eine Umlenkung der Umfangskomponente der Abströmung erfolgt. Dadurch soll ein zusätzlicher Druckaufbau erreicht werden.

Der Einfluß von einzelnen Hindernissen hinter dem Ventilator wird z.B. von YOERGER/MANN/ROLEY und HOFE/THIEN beschrieben, wobei nicht nur auf die aerodynamischen Auswirkungen eingegangen wird, sondern insbesondere auf die durch solche Hindernisse auftretende tonale Charakteristik des Lüftergeräuschs hingewiesen wird [45], [46]. HAGELSTEIN/SELEN/HASEMANN/RAUTENBERG haben ausgehend von einer normgerechten Prüfstandskonfiguration durch schrittweises Hinzufügen einzelner Komponenten wie Zarge, Kühler und Motorblock gezeigt, welchen Einfluß die verschiedenen Bauteile auf das Betriebsverhalten des Ventilators in einem Lkw haben [47]. Die Ergebnisse der hierbei durchgeführten globalen Messungen und Strömungsfeldabtastungen gehen gleichzeitig in die Validierung einer CFD-Simulationsrechnung der Durchströmung des Motorraums ein, die von SELEN/VOLKERS/KRÜS beschrieben wird [48], [49]. Durch die Kopplung mit einem Berechnungsprogramm für die Wärmeübertragung kann außerdem die Leistung des Kühlsystems im Lkw abhängig von der Gestaltung des Motorraums berechnet werden. Die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung liegen zwar in einem Bereich von ca. 10%, sind damit aber deutlich geringer als bei bisherigen Verfahren. Eine ähnliche Simulation wurde auch von DOHI/SUDOU/NOGUCHI/KAMADA durchgeführt, allerdings ohne Ankopplung an eine Berechnung der Wärmeübertragung [50].

Auch für den Lüfter selbst werden zunehmend CFD-Simulationen durchgeführt. Im Rahmen der Simulationsrechnung in [50] wird z.B. auch die Kennlinie eines Lüfters mit 700mm Durchmesser berechnet. Dafür wird ein Gitternetz mit ca. 360000 Zellen verwendet. Die Berechnung erfolgt unter Anwendung des  $k$ - $\varepsilon$ -Turbulenzmodells mit der „Sliding-Mesh-Methode“. Die Simulation liefert jedoch bei gleichem geförderten Volumenstrom erheblich höhere Werte für den Druckaufbau als die Messung. Von ÉRIC/BRUNO/STÉPHANE/ROBERT/FARID wurde – ebenfalls unter Anwendung des  $k$ - $\varepsilon$ -Modells und der „Sliding-Mesh-Methode“ – eine CFD-Rechnung für kleinere Lüfter mit 380 bis 450mm Durchmesser durchgeführt [51]. Auch hier ergeben die Rechnungen einen deutlich höheren Druckaufbau und können allenfalls qualitativ den Verlauf der Kennlinie wiedergeben. Deutlich bessere Ergebnisse erreichen LAKSHMIKANTHA/KOBAYASHI mit dem  $k$ - $\varepsilon$ -Modells und der „Frozen-Rotor“-Methode unter Anwendung eines Netzes mit ca. 1000000 Gitterpunkten [52]. Hier besteht größtenteils eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Kennlinien. Dennoch finden sich auch hier Betriebsbereiche mit deutlichen Abweichungen, woraus die immer noch vorhandenen Unsicherheiten bei der Berechnung erkennbar werden.

Abschließend sollen noch einige Gestaltungsvarianten für das Kühlsystem eines Kraftfahrzeugs erwähnt werden, die bisher nur wenig Verbreitung gefunden haben oder nur in Studien untersucht wurden, aber dennoch interessante Aspekte aufweisen. In diesem Zusammenhang ist unter anderem die Regelung der Förderleistung des Ventilators durch im Betrieb verstellbare Schaufeln zu nennen. Von FISHER/LENNON/WHEATON wird ein Lüfter beschrieben, bei dem sich die Wölbung der Schaufeln mit zunehmender

Drehzahl durch die Zentrifugalkräfte verringert [53]. Die Fa. Horton (USA) hat einen Lüfter mit pneumatisch verstellbaren Schaufeln vorgestellt, der somit ebenfalls in der Förderleistung regelbar ist. Als alternative Lüfterbauformen wurden von THIEN/VONHOFE Querstromlüfter und Radiallüfter bezüglich deren Eignung für den Einsatz bei wassergekühlten Kraftfahrzeugen untersucht, wobei sie auf ein positives Urteil für den Radiallüfter gekommen sind [54]. In der Serie wurden Radiallüfter jedoch bisher im wesentlichen nur bei luftgekühlten Motoren eingesetzt. In einer neueren Studie von ZOBEL/EHLERS/STEPHAN wurde aber eine besondere Kühleranordnung für Nutzfahrzeuge zusammen mit einem Radiallüfter erprobt [55]. Dabei sind die Wasser- und Ladeluftkühler seitlich sowie über und unter dem Ventilator in Längsrichtung des Fahrzeugs angeordnet. Der Antrieb des Lüfters erfolgt über eine Viskokupplung. In Versuchen konnte gezeigt werden, daß bei gleicher Kühlleistung eine geringere Antriebsleistung für den Lüfter notwendig ist. Ein weiterer Vorteil besteht in einer geringeren Baugröße als bei herkömmlichen Kühlersystemen.

Abschließend soll noch auf eine besondere Art der Motorkühlung hingewiesen werden, die bei der Klöckner-Humboldt-Deutz AG (Köln) für luftgekühlte Motoren zum Einsatz kommt. Anstelle des sonst üblichen Lüfters wird hier ein Axialgebläse mit Laufrad und Leitrad verwendet, das einen sehr kleinen Durchmesser hat und mit wesentlich höheren Drehzahlen arbeitet. Die Luft wird von diesem Gebläse durch Kühlluftkanäle des Motors gefördert.

### 3 Zielsetzung der Arbeit

Von der Vielzahl der zur Motorkühlung zum Einsatz kommenden Lüftern sollen in dieser Arbeit im wesentlichen mantellose Lüfter betrachtet werden, wie sie üblicherweise in Nutzfahrzeugen verwendet werden. In der Regel arbeiten solche Lüfter wegen des Druckwiderstandes des Kühlers bei relativ starker Drosselung. Die Zuströmung vor dem Ventilator wird dabei in der Regel durch eine Zarge geführt. Hinter dem Ventilator wird die Luft dagegen frei in den Motorraum ausgeblasen. Überwiegend ist die Lüfterumgebung dabei so gestaltet, daß die Luft auch über die Schaufelspitzen austreten kann.

Bei klassischen Auslegungsverfahren für Ventilatoren finden diese speziellen Einsatzbedingungen im Kraftfahrzeug keine Berücksichtigung, weshalb solche Verfahren kaum anwendbar sind. Daher wurde vielfach – wie bereits in Kapitel 2 beschrieben – auf empirischem Wege versucht, den Lüfter eines Kraftfahrzeugs und dessen Einbausituation hinsichtlich einer höheren Förderleistung und einer geringeren Geräuschemission zu optimieren. In neueren Arbeiten werden zunehmend numerische Simulationen zur Auslegung von Lüftern vorgestellt. Hier sind zwar Rechnungen mit guter Übereinstimmung zu den jeweiligen Meßergebnissen zu finden. Viele Simulationen weisen jedoch auch erhebliche Abweichungen auf und sind für eine zielgerechte Auslegung eines Lüfters kaum zu verwenden. Daraus wird ersichtlich, daß solche Rechnungen noch mit erheblichen Unsicherheiten behaftet sind und somit auf die experimentelle Absicherung der Ergebnisse nicht verzichtet werden kann.

Die Neuauslegung eines Lüfters läßt sich dann am sichersten durchführen, wenn bekannt ist, welche Geometrieänderungen zu welchen Änderungen des Kennlinienverlaufs eines Lüfters führen. Dabei müssen eventuell auch gegenseitige Abhängigkeiten berücksichtigt werden. Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher auf einem Lüfterprüfstand Kennlinien von Lüftern unter systematischer Variation verschiedener Geometrieparameter gemessen werden. Die nahezu unbegrenzten Gestaltungsmöglichkeiten machen es dabei natürlich erforderlich, die Variation zunächst auf die wichtigsten Parameter zu beschränken. Die Untersuchungen sollen sich daher auf die wesentlichen Parameter zur Beschreibung der Profilgeometrie konzentrieren, wobei diese so verändert werden sollen, daß ein weiter Bereich der denkbaren Gestaltungsvarianten abgedeckt wird. Weiterhin sollen Messungen für verschiedene fahrzeugtypische Spalte an den Schaufelspitzen sowie axiale Positionen des Lüfters in der Zarge durchgeführt werden. Die Ergebnisse der Versuche sollen anschließend in Form eines formalen Zusammenhangs zwischen den variierten Geometrieparametern und den Leistungsdaten des Lüfters dargestellt werden, so daß im Rahmen der Neuauslegung eines Lüfters eine Interpolation möglich wird. Anhand von ergänzenden Sondenabtastungen des Strömungsfeldes hinter dem Ventilator soll zudem aufgezeigt werden, mit welchem Abströmverhalten je nach Auslegung des Lüfters zu rechnen ist. Dies ist unter anderem im Hinblick auf die strömungsgünstige Gestaltung der Umgebung des Lüfters von Interesse.

Da die systematischen Kennlinienmessungen vom Umfang her nur für eine begrenzte Anzahl von Geometrieparametern durchgeführt werden können, soll der Einfluß von

häufig anzutreffenden, aber durch die systematischen Messungen nicht erfaßten Geometrievarianten anhand einiger beispielhafter Messungen untersucht werden. Dazu gehört z.B. der Einfluß der Schaufelzahl oder die Auswirkung einer asymmetrischen Blattteilung im Vergleich zu einer symmetrischen Anordnung der Schaufeln. Weiterhin sollen einige Maßnahmen zur weitergehenden Optimierung von Lüftern mit dem Ziel höherer Förderleistungen und Wirkungsgrade aufgezeigt werden.

## 4 Allgemeines zur Versuchsdurchführung

### 4.1 Prüfstands Aufbau und Meßtechnik

Die nachfolgend beschriebenen Versuche wurden auf einem in Anlehnung an DIN 24163 entworfenen, saugseitigen Rohrprüfstand durchgeführt, wie er in Bild 1 dar-

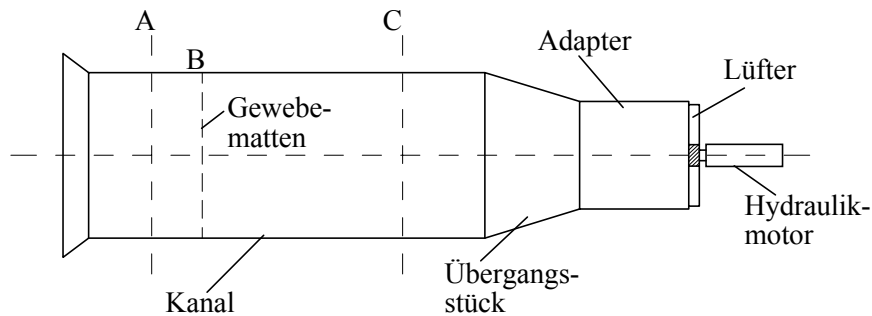


Bild 1: Saugseitiger Rohrprüfstand

gestellt ist. Der Lüfter am Ende des Rohres saugt die Luft aus der Versuchshalle durch einen kalibrierten Einlauf in den Kanal und bläst sie nach hinten in den freien Raum aus. Durch das Einlegen unterschiedlicher Anzahlen von Gewebematten in der Ebene B kann der Luftstrom mehr oder weniger stark gedrosselt werden, so daß verschiedene Betriebspunkte zum Aufzeichnen einer Lüfterkennlinie eingestellt werden können. Am Austritt wird der Kanaldurchmesser durch ein konisches Übergangsstück und einen zylindrischen Adapter auf eine zum Lüfterdurchmesser passende Größe reduziert. Der Antrieb des Lüfters erfolgt über einen stufenlos regelbaren Hydraulikmotor.

In den Ebenen A und C des Kanals wird jeweils mittels vier über dem Umfang verteilter Druckanbohrungen der statische Wanddruck gegenüber der Umgebung gemessen. Damit kann wie in Kapitel 4.3 beschrieben der vom Ventilator geförderte Volumenstrom und der Druckaufbau ermittelt werden. Weiterhin ist in dem Antriebsstrang eine Drehmomentmeßwelle und ein Drehzahlmesser integriert, so daß die Leistungsaufnahme des Ventilators bestimmt werden kann.

Zur genaueren Vermessung des Strömungsfeldes eines Lüfters steht außerdem eine Fünfloch-Kugelkopfsonde zur Verfügung, die eine lokale Bestimmung des statischen Drucks und des Totaldrucks sowie der Strömungsgeschwindigkeit und -richtung erlaubt. Über einen Positioniertisch kann die Sonde rechnergesteuert in  $x$ - und  $y$ -Richtung verfahren sowie um ihre Achse gedreht werden.

Die Erfassung der Meßgrößen erfolgt sowohl bei den Kennlinien- als auch bei den Sondennmessungen über Differenzdruckaufnehmer und einen Rechner mit A/D-Wandlerkarte sowie einer an den Prüfstand angepaßten Software zur Meßdatenerfassung.

Für Versuche zur Strömungssichtbarmachung innerhalb des Lüfters steht weiterhin ein Stroboskop zur Verfügung, das über einen optischen Signalgeber an der Antriebswelle



getriggert wird. Eine einstellbare Phasenverschiebung zwischen Triggersignal und Stroboskopblitz erleichtert dabei das Ausleuchten des gewünschten Lüfterbereichs.

## 4.2 Betrachtung der thermodynamischen Vorgänge

Vor der näheren Beschreibung der Auswerteverfahren für die Messungen soll zunächst die am Lüfterprüfstand zugrunde liegende Thermodynamik betrachtet werden. In Bild 2 ist der Druckverlauf im Strömungskanal des Prüfstandes schematisch dargestellt. Der Zustand vor Eintritt in den Kanal ist mit dem Index „0“ gekennzeichnet. Es wird angenommen, daß von der ruhenden Umgebungsluft angesaugt wird, so daß hier der Umge-

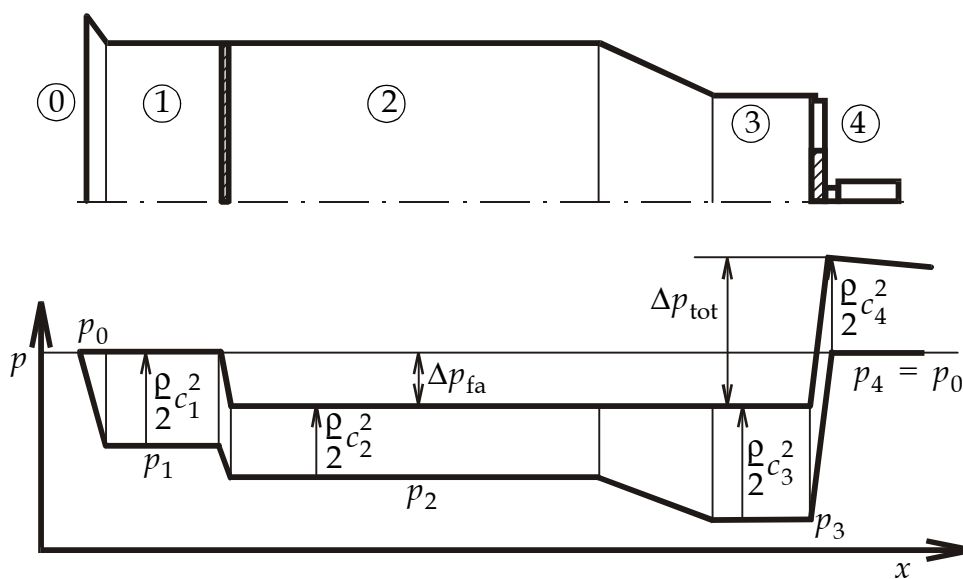


Bild 2: Druckverlauf im Kanal des Prüfstandes

bungsdruck  $p_0$  vorliegt und die Strömungsgeschwindigkeit  $c_0$  gleich null ist. Beim Eintritt in den Kanal wird die Luft beschleunigt, wodurch der Zustand „1“ mit dem statischen Druck  $p_1$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $c_1$  erreicht wird. Der Totaldruck  $p_{\text{tot}}$  bleibt dabei gleich dem Umgebungsdruck  $p_0$ , wenn eventuell auftretende Strömungsverluste vernachlässigt werden. Erst die Drosselung beim Übergang in den Zustand „2“ führt zu einer Verringerung des Totaldrucks. In gleichem Maße nimmt der statische Druck ab, während die Geschwindigkeit bei Annahme einer konstanten Luftdichte unverändert bleibt. Im Bereich des konischen Übergangs von dem großen auf den kleineren Durchmesser des Kanals tritt eine weitere Beschleunigung auf. Dieser Übergang von Zustand „2“ zu Zustand „3“ kann – wie schon die Beschleunigung am Eintritt des Kanals – als annähernd verlustfrei betrachtet werden. Der Totaldruck bleibt daher konstant. Der Ventilator am Ende des Kanals fördert die Luft schließlich auf einen statischen Druck  $p_4$ , der wieder in etwa dem Umgebungsdruck  $p_0$  entspricht. Die durch den Kanal geförderte Luft strömt mit der Geschwindigkeit  $c_4$  in die freie Umgebung ab.

Bild 3 zeigt die Zustandsänderungen innerhalb des Kanals noch einmal im  $h,s$ -Dia-

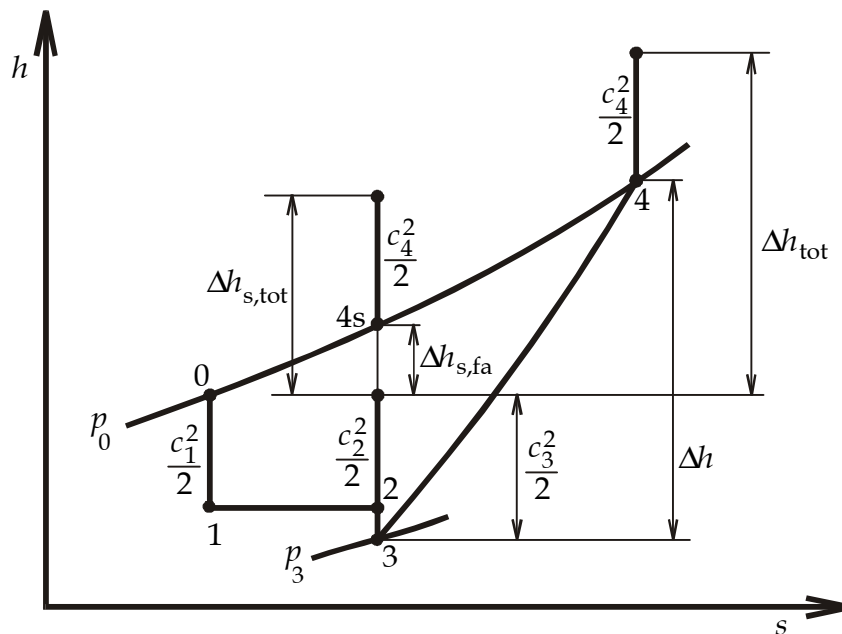


Bild 3: Zustandsänderungen innerhalb des Strömungskanals im  $h,s$ -Diagramm

gramm. Ausgehend von Zustand „0“ findet zunächst ein isentroper Übergang zu Punkt „1“ statt. Anschließend erfolgt eine isenthalpe Drosselung, die zu dem Zustand „2“ führt. In dem konischen Übergangsstück erfolgt eine als verlustfrei betrachtete Beschleunigung, wodurch Punkt „3“ erreicht wird. Von dort aus erreicht dann die Luft den Zustand „4“ hinter dem Ventilator.

Bei dem Übergang von Zustand „3“ zu Zustand „4“ wird durch den Lüfter Energie zugeführt. Für diesen Vorgang lässt sich der 1. Hauptsatz der Thermodynamik in der Form

$$q_{34} + w_{t,34} = h_4 - h_3 + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2) + g(z_4 - z_3) \quad (1)$$

schreiben. Dabei ist  $h_4 - h_3$  die Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt,  $c_3$  die Zuströmgeschwindigkeit und  $c_4$  die Abströmgeschwindigkeit der Luft. Die weiterhin verwendete, spezifische Arbeit lässt sich über die Beziehung

$$w_{t,34} = \frac{P}{\dot{m}} \quad (2)$$

aus der Antriebsleistung  $P$  des Lüfters und dem Luftmassenstrom  $\dot{m}$  bestimmen. Analog hierzu ergibt sich die spezifische Wärme aus dem Wärmestrom  $\dot{Q}$  zu

$$q_{34} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (3)$$

Betrachtet man den Lüfter als adiabat und vernachlässigt außerdem die geodätischen Höhen  $z_3$  und  $z_4$ , so erhält die Gleichung die vereinfachte Form

$$w_{t,34} = h_4 - h_3 + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2). \quad (4)$$

Es ist also

$$w_{t,34} = \Delta h_{\text{tot}} = h_4 - h_3 + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2), \quad (5)$$

wie auch aus dem  $h,s$ -Diagramm ersichtlich wird.

Für die Bestimmung des Lüfterwirkungsgrades muß weiterhin die Änderung der Totalenthalpie  $\Delta h_{s,\text{tot}}$  bei der isentropen Zustandsänderung von „3“ nach „4s“ ermittelt werden. Ausgangspunkt hierfür ist der 1. Hauptsatz in der Form

$$dQ = dh - \frac{dp}{\rho} \quad \text{bzw.} \quad Q = \Delta h - \int \frac{1}{\rho} dp, \quad (6)$$

aus dem sich für die isentrope Zustandsänderung mit  $Q = 0$  bei inkompressibler Betrachtung die Beziehung

$$h_{4s} - h_3 = \frac{1}{\rho}(p_4 - p_3) \quad (7)$$

ableiten läßt. Damit ergibt sich die Änderung der Totalenthalpie zu

$$\Delta h_{s,\text{tot}} = \frac{1}{\rho}(p_4 - p_3) + \frac{1}{2}(c_4^2 - c_3^2). \quad (8)$$

Aus den beiden Enthalpiedifferenzen läßt sich nun der innere isentrope Wirkungsgrad des Lüfters über die Gleichung

$$\eta_i = \frac{\Delta h_{s,\text{tot}}}{\Delta h_{\text{tot}}} \quad (9)$$

bestimmen. Bei dieser Definition des Wirkungsgrades wird sowohl eine Erhöhung des Drucks als auch eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit als Zuführung von nutzbarer Energie betrachtet. Im Ventilatorbau kann jedoch häufig die Geschwindigkeit der Luft hinter dem Ventilator nicht genutzt werden. In diesem Fall wird der isentrope Wirkungsgrad des frei ausblasenden Lüfters angewendet, bei dem die Strömungsgeschwindigkeit hinter dem Lüfter als Verlust betrachtet wird. Er ist definiert als

$$\eta_{\text{fa}} = \frac{\Delta h_{s,\text{fa}}}{\Delta h_{\text{tot}}}, \quad (10)$$

mit

$$\Delta h_{s,\text{fa}} = \frac{1}{\rho}(p_4 - p_3) - \frac{1}{2}c_3^2. \quad (11)$$

Die in den beiden Wirkungsgraddefinitionen verwendeten isentropen Enthalpieänderungen werden häufig auch als die spezifische totale Förderarbeit  $Y_{\text{tot}}$  bzw. als die För-

derarbeit  $Y_{fa}$  des frei ausblasenden Lüfters bezeichnet. Mit den aus Bild 2 ersichtlichen Druckdifferenzen

$$\Delta p_{\text{tot}} = (p_4 + \frac{\rho}{2}c_4^2) - (p_3 + \frac{\rho}{2}c_3^2) \quad (12)$$

bzw.

$$\Delta p_{fa} = p_4 - (p_3 + \frac{\rho}{2}c_3^2) \quad (13)$$

ergeben sich für diese Größen die Beziehungen

$$Y_{\text{tot}} = \Delta h_{s,\text{tot}} = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\rho} \quad (14)$$

und

$$Y_{fa} = \Delta h_{s,fa} = \frac{\Delta p_{fa}}{\rho}. \quad (15)$$

Die Wirkungsgrade nach Gl. (9) und (10) lassen sich damit unter Verwendung der Gleichungen (2) und (5) auch in der Form

$$\eta_i = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\rho} \cdot \frac{\dot{m}}{P} = \frac{\dot{V} \Delta p_{\text{tot}}}{P} \quad (16)$$

und

$$\eta_{fa} = \frac{\Delta p_{fa}}{\rho} \cdot \frac{\dot{m}}{P} = \frac{\dot{V} \Delta p_{fa}}{P} \quad (17)$$

schreiben. Bei der im nachfolgenden Abschnitt beschriebenen Kennlinienmessung erfolgt die Bestimmung des Wirkungsgrades nach Gleichung (17).

Abschließend soll die Energieumsetzung im Ventilator noch einmal näher betrachtet werden. Hierfür gilt die Eulergleichung

$$Y_{\text{tot}} = u_4 c_{u,4} - u_3 c_{u,3} \quad (18)$$

mit der Umfangskomponente  $c_{u,4}$  der absoluten Abströmgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit  $u_4$  des Ventilators am Schaufelaustritt sowie den entsprechenden Geschwindigkeiten  $c_{u,3}$  und  $u_3$  am Schaufeleintritt. Die Umfangskomponente  $c_{u,3}$  der Zuströmung kann mit Null angenommen werden, so daß sich die Gleichung zu

$$Y_{\text{tot}} = u_4 c_{u,4} \quad (19)$$

vereinfacht. Mit Gleichung (14) ergibt sich daraus der Zusammenhang

$$\Delta p_{\text{tot}} = \rho u_4 c_{u,4}. \quad (20)$$

Damit kann für eine dimensionslose Darstellung der Totaldruckerhöhung die Druckzahl

$$\Psi_{\text{tot}} = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\frac{\rho}{2} u_4^2} = 2 \frac{c_{u,4}}{u_4} \quad (21)$$

berechnet werden. Entsprechend kann auch eine Druckzahl für die statische Druckerhöhung ermittelt werden. Mit den Bild 4 zu entnehmenden Bezeichnungen der Geschwin-

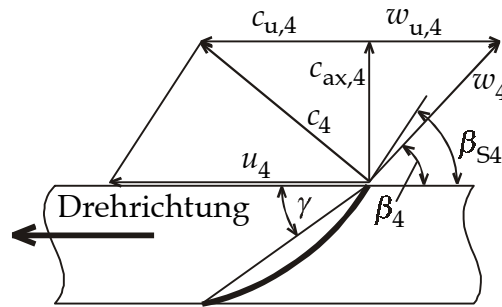


Bild 4: Geschwindigkeiten am Schaufelaustritt

digkeiten ergibt sich aus den Gleichungen (12), (14) und (19) weiterhin der Zusammenhang

$$u_4 c_{u,4} = \frac{p_4 - p_3}{\rho} + \frac{(\sqrt{c_{u,4}^2 + c_{ax,4}^2})^2 - c_{ax,3}^2}{2}. \quad (22)$$

Unter der Annahme einer rein axialen Durchströmung und eines inkompressiblen Verhaltens der Luft ist die axiale Geschwindigkeitskomponente  $c_{ax,3}$  am Eintritt gleich der axialen Komponente  $c_{ax,4}$  am Austritt. Somit ergibt sich aus Gleichung (22) die statische Druckerhöhung zu

$$\Delta p_{\text{stat}} = p_4 - p_3 = \rho \left( u_4 c_{u,4} - \frac{c_{u,4}^2}{2} \right). \quad (23)$$

Damit kann für die dimensionslose Darstellung die Druckzahl

$$\Psi_{\text{stat}} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\frac{\rho}{2} u_4^2} = 2 \frac{c_{u,4}}{u_4} - \frac{c_{u,4}^2}{u_4^2} \quad (24)$$

bestimmt werden. In Bild 5 sind die beiden Druckzahlen über der Umfangsgeschwindigkeit  $c_{u,4}$  aufgetragen. Die maximale statische Druckerhöhung wird demnach bei  $c_{u,4} = u_4$  erreicht. Der relative Abströmwinkel beträgt dabei  $90^\circ$ . Gleichzeitig wird in diesem Fall aber nur die Hälfte der eingebrachten Energie in statischen Druck umgewandelt, während die andere Hälfte in dynamischen Druck umgewandelt wird. Zu kleineren Geschwindigkeiten  $c_{u,4}$  hin wird der Anteil der statischen Druckerhöhung an der Totaldruckerhöhung größer, auch wenn der absolute Wert kleiner wird. Hieraus resul-

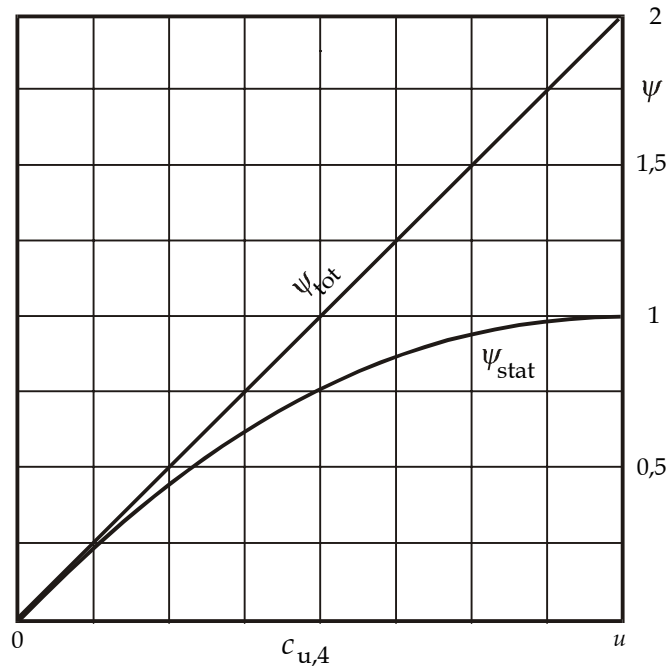


Bild 5: Druckzahlen bei verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten am Austritt. Es zeigt, dass Ventilatoren mit einem geringeren statischen Druckaufbau tendenziell bessere Wirkungsgrade aufweisen als stärkere Lüfter, wenn die Geschwindigkeitsenergie hinter dem Ventilator – wie bei einem frei ausblasenden Lüfter üblich – als Verlust betrachtet wird.

### 4.3 Kennlinienmessung

Die Kennlinie eines Lüfters wird auf dem Prüfstand gemessen, indem zu Beginn eine größere Anzahl von Gewebematten in den Kanal eingelegt und dann für jeden Meßpunkt eine Matte entnommen wird. Die Kennlinie wird also von hoher Drosselung hin zu niedriger Drosselung durchfahren. Die am Prüfstand zur Verfügung stehenden Gewebematten haben unterschiedliche Webdichten und werden für die Messung in einer festen Reihenfolge eingelegt, wodurch ein relativ gleichmäßiges Durchfahren der Kennlinie möglich ist.

Für die Messung wird zunächst die Luftdichte nach dem idealen Gasgesetz

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} \quad (25)$$

aus dem Umgebungsdruck  $p_0$  und der Umgebungstemperatur  $T_0$  berechnet. Wie bereits beschrieben kann der gesamte Prozeß als inkompressibel betrachtet werden, so daß die Luftdichte konstant bleibt.

Der Volumenstrom  $\dot{V}$  läßt sich aus der Querschnittsfläche  $A$  des Kanals in der Ebene A und der dort anzutreffenden mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $c_1$  zu

$$\dot{V} = A \cdot c_1 \quad (26)$$

berechnen. Die Geschwindigkeit  $c_1$  wird über die Gleichung

$$p_0 = p_1 + \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad (27)$$

aus der Messung der Druckdifferenz

$$\Delta p_A = p_0 - p_1 \quad (28)$$

zwischen dem Wanddruck in der Ebene A und dem Umgebungsdruck bestimmt (s. Bild 1). Damit ergibt sich der Zusammenhang

$$\dot{V} = A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_A} \quad (29)$$

zur Bestimmung des Volumenstroms. In dieser Gleichung sind eventuell auftretende Verluste jedoch noch unberücksichtigt. Daher wird zusätzlich ein durch die Kalibrierung des Einlaufs ermittelter Kanalverlustfaktor  $c_D$  angewendet, der von der Reynoldszahl

$$\text{Re} = \frac{c_1 d_A}{\nu} \quad (30)$$

mit dem Kanaldurchmesser  $d_A$  und der kinematischen Zähigkeit der Luft  $\nu$  abhängig ist. Somit ergibt sich der Zusammenhang

$$\dot{V} = c_D(\text{Re}) A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_A}, \quad (31)$$

der anstelle von Gl. (29) verwendet wird. Da die Strömungsgeschwindigkeit zur Bestimmung der Reynoldszahl benötigt wird, aber erst aus dem Volumenstrom ermittelt werden kann, wird eine iterative Lösung dieser Gleichung notwendig.

Die Druckerhöhung des frei ausblasenden Ventilators kann nach Gleichung (13) bestimmt werden. Unter der Annahme einer verlustfreien Zustandsänderung von „2“ nach „3“ führt jedoch die Berechnung über

$$\Delta p_{\text{fa}} = p_4 - (p_2 + \frac{\rho}{2} c_2^2) \quad (32)$$

zu dem gleichen Ergebnis. Dabei ist die Geschwindigkeit  $c_2$  gleich der Geschwindigkeit  $c_1$ , da der Kanalquerschnitt unverändert bleibt. Somit kann über Gl. (32) die Druckerhöhung aus der gemessenen Druckdifferenz

$$\Delta p_C = p_4 - p_2 = p_0 - p_2 \quad (33)$$

und der bereits ermittelten Geschwindigkeit  $c_1$  bestimmt werden.

Die Leistungsaufnahme des Ventilators wird aus den gemessenen Größen für das Drehmoment  $M$  und Drehzahl  $n$  über die Beziehung

$$P = \eta_{\text{mech}} M (2\pi n) \quad (34)$$

bestimmt. Dabei ist  $\eta_{\text{mech}}$  der mechanische Wirkungsgrad, durch den die Reibungsverluste der Lager berücksichtigt werden. In einem Auslaufversuch wurde für diesen Wirkungsgrad ein Wert von 99% ermittelt.

Die Berechnung des Lüfterwirkungsgrades erfolgt mit den ermittelten Größen nach Gl. (17). Da der Lüfter auf dem Prüfstand direkt ins Freie ausbläst, findet der innere Wirkungsgrad nach Gl. (16) keine Anwendung.

Zur dimensionslosen Darstellung der Meßergebnisse werden weiterhin die Lieferzahl, die Druckzahl und die Leistungszahl benötigt. Die Lieferzahl ist als

$$\varphi = \frac{c}{u_a} \quad (35)$$

definiert. Mit der aus dem Volumenstrom  $\dot{V}$  und dem Lüfterdurchmesser  $d_L$  berechneten mittleren Zuströmgeschwindigkeit

$$c = \frac{4\dot{V}}{\pi d_L^2} \quad (36)$$

und der über die Drehzahl  $n$  bestimmbaren Umfangsgeschwindigkeit an den Schaufelspitzen

$$u_a = \pi n d_L \quad (37)$$

ergibt sich für die Lieferzahl der Zusammenhang

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 n d_L^3} \quad (38)$$

Die Druckzahl des frei ausblasenden Lüfters kann über die Gleichung

$$\psi_{\text{fa}} = \frac{2\Delta p_{\text{fa}}}{\rho u_a^2} = \frac{2\Delta p_{\text{fa}}}{\rho \pi^2 n^2 d_L^2} \quad (39)$$

bestimmt werden. Die Leistungszahl ist als

$$\lambda = \frac{\varphi \psi_{\text{fa}}}{\eta_{\text{fa}}} \quad (40)$$

definiert. Durch Einsetzen der einzelnen, bereits ermittelten Größen ergibt sich daraus der Zusammenhang

$$\lambda = \frac{8P}{\rho \pi^4 n^3 d_L^5} \quad (41)$$



## 4.4 Sondenmessung

Für die Abtastung der Strömung wird eine Staudrucksonde der Fa. Schiltknecht eingesetzt, die über einen Positioniertisch an den jeweiligen Meßort verfahren wird. Die Position wird dabei als Abstand  $r$  zur Drehachse des Lüfters und als Abstand  $x$  zur Vorderseite des Lüfters angegeben.

Die Sonde hat – wie in Bild 6 dargestellt – einen Kugelpopf mit 5 mm Durchmesser, in

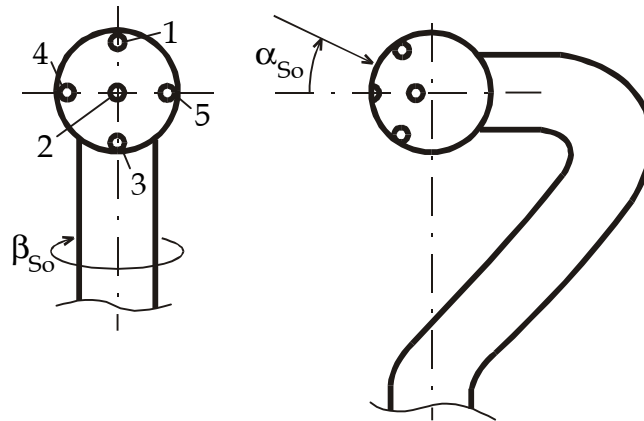


Bild 6: Kugelpopf-Staudrucksonde

dem sich fünf Druckbohrungen befinden. Zwischen den einzelnen Bohrungen bzw. gegenüber dem Umgebungsdruck  $p_0$  werden die Druckdifferenzen

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{\text{So},2} &= p_{\text{So},2} - p_0 \\
 \Delta p_{\text{So},45} &= p_{\text{So},4} - p_{\text{So},5} \\
 \Delta p_{\text{So},31} &= p_{\text{So},3} - p_{\text{So},1} \\
 \Delta p_{\text{So},24} &= p_{\text{So},2} - p_{\text{So},4}
 \end{aligned} \tag{42}$$

gemessen. Nach der Positionierung der Sonde wird zunächst durch Drehen des Sondenchaftes der Winkel  $\beta_{\text{So}}$  so eingestellt, daß die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{So},45}$  den Wert Null annimmt. Die Sonde wird dann in der Horizontalebene des Kopfes frontal angeströmt. Aus den Druckdifferenzen  $\Delta p_{\text{So},31}$  und  $\Delta p_{\text{So},24}$  kann nun die dimensionslose Größe

$$k_{1234} = \frac{\Delta p_{\text{So},31}}{\Delta p_{\text{So},24}} \tag{43}$$

berechnet werden. Über die Kalibrierkurven der Sonde in Bild 7 läßt sich damit der vertikale Anströmwinkel  $\alpha_{\text{So}}$  ermitteln. Ebenso kann aus dem Diagramm der Kalibrierfaktor  $k_{24}$  abgelesen werden, mit dem die lokale Strömungsgeschwindigkeit

$$c_l = \sqrt{\frac{2\Delta p_{24}}{\rho k_{24}}} \tag{44}$$

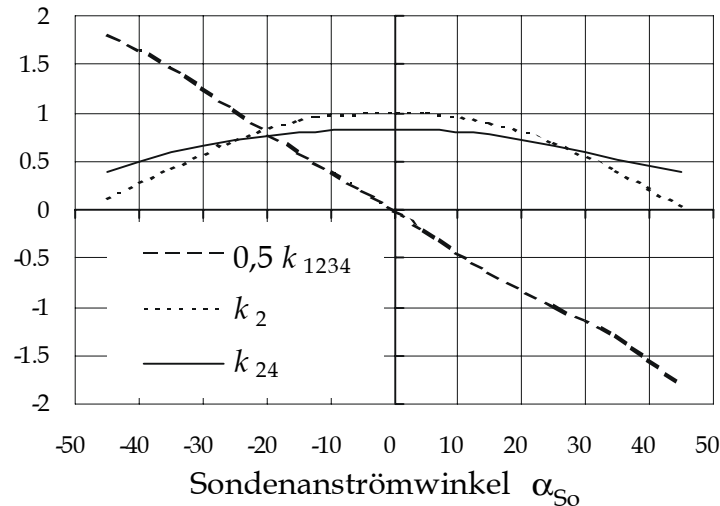


Bild 7: Kalibrierkurven der Staudrucksonde

berechnet wird. Die Luftdichte  $\rho$  wird dabei über Gl. (25) aus den Umgebungsbedingungen bestimmt. Wie Bild 8 veranschaulicht, lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit

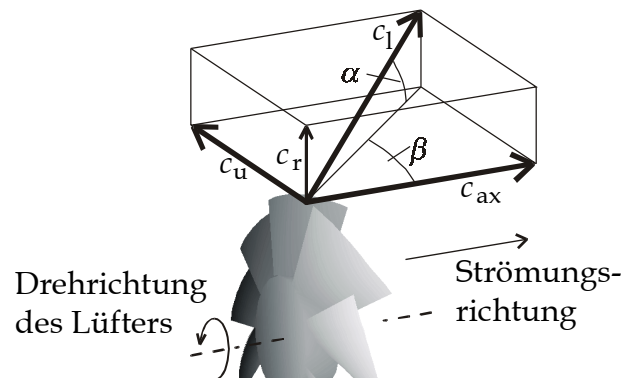


Bild 8: Lokale Geschwindigkeitskomponenten

hinter dem Lüfter in eine Radialkomponente

$$c_r = c_1 \cdot \sin \alpha, \quad (45)$$

eine Umfangskomponente

$$c_u = c_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \quad (46)$$

und eine Axialkomponente

$$c_{ax} = c_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \quad (47)$$

aufteilen. Der radiale Abströmwinkel  $\alpha$  und der Abströmwinkel  $\beta$  in Umfangsrichtung sind jedoch nicht identisch mit den durch die Sondenmessung ermittelten Strömungswinkeln  $\alpha_{So}$  und  $\beta_{So}$ , wie durch den Vergleich von Bild 8 und Bild 9 erkennbar wird. Da die Drehachse der Sonde in Umfangsrichtung des Lüfters angeordnet ist, müssen

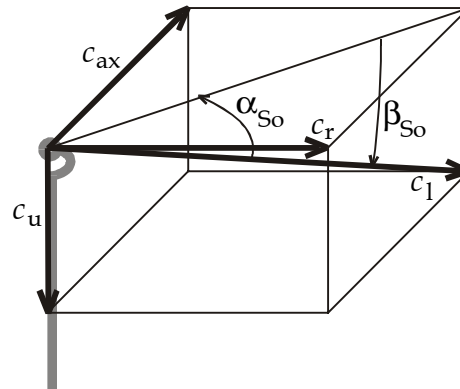


Bild 9: Strömungswinkel an der Sonde

diese Winkel erst in das globale Koordinatensystem transformiert werden. Diese Transformation erfolgt über die Gleichungen

$$\alpha = \arcsin(\cos \alpha'_{So} \cdot \sin \beta_{So}) \quad (48)$$

und

$$\beta = \sin\left(\frac{-\sin \alpha'_{So}}{\cos \alpha}\right). \quad (49)$$

In den Gleichungen wird nicht direkt der vertikale Anströmwinkel  $\alpha_{So}$  verwendet, sondern der korrigierte Winkel

$$\alpha'_{So} = \alpha_{So} - \alpha_K. \quad (50)$$

Diese Korrektur um den Winkel  $\alpha_K$  wird notwendig, da die Sonde hinter dem Lüfter wie in Bild 10 dargestellt geneigt werden muß. Andernfalls würde die Umfangskompo-

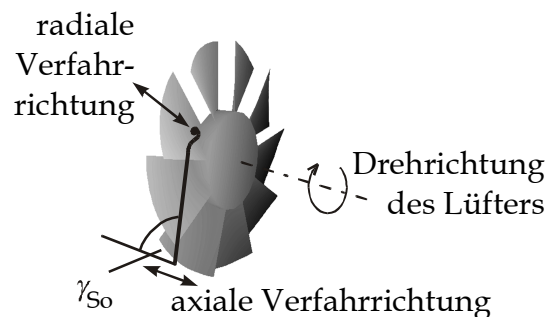
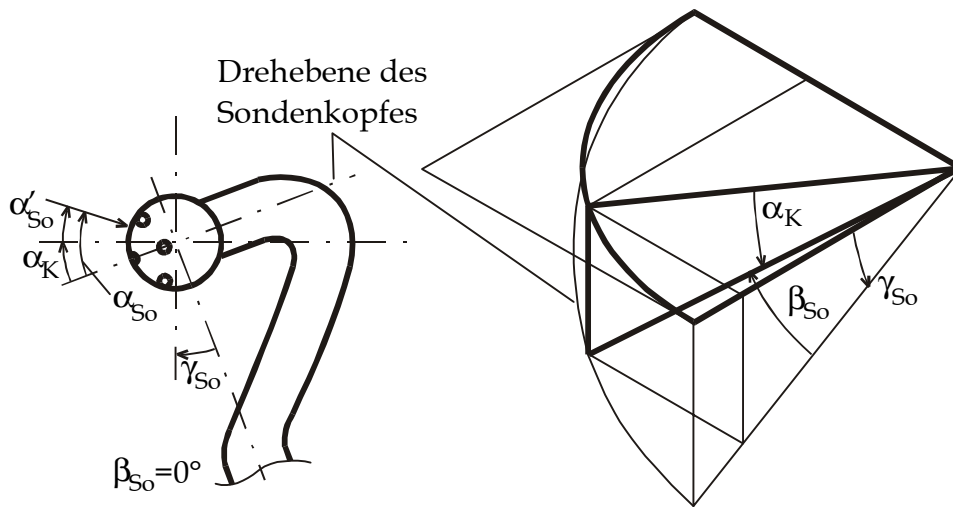


Bild 10: Anordnung der Sonde hinter dem Lüfter

nente der Abströmung nicht in dem kalibrierten Meßbereich von  $\pm 45^\circ$  für den Winkel  $\alpha_{So}$  liegen. Der Korrekturwinkel  $\alpha_K$  ergibt sich aus den in Bild 11 veranschaulichten geometrischen Verhältnissen. Bei einem Drehwinkel der Sonde von  $\beta_{So} = 0$  ist er gleich dem Neigungswinkel  $\gamma_{So}$  der Sonde. Wird die Sonde um ihren Schaft gedreht, so geht

Bild 11: Bestimmung des Korrekturwinkels  $\alpha_K$ 

der Korrekturwinkel kontinuierlich bis auf den Wert Null bei  $\beta_{So} = 90^\circ$  zurück. Dieser Zusammenhang wird auch durch die Gleichung

$$\alpha_K = \arctan(\tan \gamma_{So} \cdot \cos \beta_{So}) \quad (51)$$

beschrieben, mit der der Korrekturwinkel bestimmt werden kann.

Die bisherigen Betrachtungen setzten stillschweigend einen linksdrehenden Lüfter voraus. Bei einem rechtsdrehenden Lüfter wird die Sondenmessung jedoch nicht wie in Bild 10 links hinter dem Lüfter sondern auf der rechten Seite durchgeführt, damit die Umfangskomponente der Abströmung im Meßbereich der Sonde liegt. Für eine in Drehrichtung des Ventilators positiv gezählte Umfangskomponente muß der Winkel  $\beta$  in diesem Fall in die entgegengesetzte Richtung positiv gezählt werden. Bei gleichbleibender Zählrichtung für die Sondenwinkel  $\alpha_{So}$  und  $\beta_{So}$  ergeben sich dann für die Transformation dieser Winkel in das globale Koordinatensystem die Beziehungen

$$\alpha = \arcsin(-\cos \alpha'_{So} \cdot \sin \beta_{So}) \quad (52)$$

und

$$\beta = \sin\left(\frac{\sin \alpha'_{So}}{\cos \alpha}\right), \quad (53)$$

die anstelle der Gleichungen (48) und (49) zu verwenden sind.

Abschließend sind noch die lokalen Druckerhöhungen zu bestimmen. Mit dem Bild 7 zu entnehmenden Koeffizienten  $k_2$  wird die lokale statische Druckdifferenz zu

$$\Delta p_1 = p_1 - p_u = \Delta p_{So,2} - k_2 \cdot \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad (54)$$

und die lokale Totaldruckerhöhung zu

$$\Delta p_{1, \text{tot}} = p_{1, \text{tot}} - p_u = \Delta p_1 + \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad (55)$$

bestimmt.

## 4.5 Meßunsicherheiten

Die Meßunsicherheiten der Kennlinienmessungen und der Sondenmessungen ergeben sich aus den systematischen Abweichungen der verwendeten Meßgeräte und den zufälligen Abweichungen.

Die systematische Abweichung der verwendeten Präzisions-Druckmeßgeräte beträgt nach Angaben des Herstellers  $\pm 0,06\%$ . Bei der Bestimmung des Volumenstroms muß allerdings bedingt durch den kalibrierten Einlauf eine Abweichung von  $1,5\%$  angenommen werden. Für die verwendete Drehmomentmeßwelle ist die Abweichung mit  $\pm 0,4\%$  angegeben. Die Drehzahlmessung erfolgt mit einer Abweichung von  $\pm 0,2\%$ . Der Umgebungsdruck kann auf  $0,7\%$  und die Temperatur auf  $0,3\%$  genau bestimmt werden.

Die zufälligen Abweichungen können durch die mehrfache Messung der jeweiligen Größe ermittelt werden. Dazu wird aus  $k$  gemessenen Werten  $v_i$  der Mittelwert

$$\bar{v} = \frac{\sum_{i=1}^k v_i}{k} \quad (56)$$

und die Standardabweichung

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (v_i - \bar{v})^2}{k-1}} \quad (57)$$

berechnet. Die relative Abweichung eines Einzelwertes  $v$  ergibt sich damit unter Anwendung der Student- $t$ -Verteilung  $t_p(k)$  zu

$$\frac{\Delta v}{v} = \pm \frac{t_p(k) \cdot s}{v} \quad (58)$$

Bei der Kennlinienmessung ergibt sich damit für die Messung der Druckdifferenz  $\Delta p_A$  eine zufällige Abweichung von  $0,6\%$  und für  $\Delta p_C$  eine Abweichung von  $0,5\%$ . Die Drehmomentbestimmung erfolgt auf  $0,2\%$  und die Drehzahlmessung auf  $0,05\%$  genau.

Die systematischen und zufälligen Abweichungen gehen bei der Ermittlung einer berechneten Größe  $y = f(u_1, u_2, \dots, u_k)$  mit ein, so daß sich für die berechnete Größe die mittlere Abweichung

$$\frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^k \frac{\partial f(u_1, u_2, \dots, u_k)}{\partial u_i} \cdot \frac{\Delta u_i}{y}} \quad (59)$$

ergibt. Bei der Kennlinienmessung ergeben sich aus diesem Zusammenhang die in Tabelle 1 zusammengefaßten Abweichungen.

Größe	relative mittlere Abweichung
Volumenstrom $(\Delta \dot{V})/\dot{V}$	1,12 %
Druck $\Delta(\Delta p_{fa})/\Delta p_{fa}$	1,57 %
Leistung $\Delta P/P$	0,65 %
Lieferzahl $\Delta \varphi/\varphi$	1,14 %
Druckzahl $\Delta \psi/\psi$	1,59 %
Leistungszahl $\Delta \lambda/\lambda$	2,82 %
Wirkungsgrad $\Delta \eta/\eta$	2,03 %

Tabelle 1: Meßunsicherheiten bei der Kennlinienmessung [38]

Für die Sondenabtastungen führt eine analoge Betrachtung der systematischen und zufälligen Abweichungen und deren Fortpflanzung zu den in Tabelle 2 aufgeführten Unsi-

Größe	relative mittlere Abweichung
Strömungsgeschwindigkeit $c$	0,9 %
Statischer Druck $\Delta p_{\text{stat}}$	0,63 %
Totaldruck $\Delta p_{\text{tot}}$	0,6 %

Tabelle 2: Meßunsicherheiten bei der Sondenmessung

cherheiten für die Strömungsgeschwindigkeit und den statischen bzw. totalen Druck. Die Unsicherheit der Positionierung der Sonde ergibt sich im wesentlichen aus der Einstufung des Positioniertisches und kann für die radiale und axiale Verfahrriichtung mit  $\pm 1\text{ mm}$  abgeschätzt werden. Für die Neigung und den Drehwinkel der Sonde muß aus dem gleichem Grund eine Unsicherheit von  $\pm 1,5^\circ$  angenommen werden. Unter zusätzlicher Berücksichtigung der zufälligen Abweichungen und der Fortpflanzung der Unsicherheiten ergibt sich hieraus für den gemessenen radialen Abströmwinkel  $\alpha$  eine Abweichung von  $\pm 2,4^\circ$  und für den in Umfangsrichtung gezählten Winkel  $\beta$  eine Abweichung von  $\pm 1,8^\circ$ .

## 5 Experimentelle Untersuchungen

### 5.1 Versuchslüfter

Die in den nachfolgenden beiden Abschnitten beschriebenen Meßreihen wurden mit dem in Bild 12 dargestellten Versuchslüfter durchgeführt. Die Nabe des Lüfters besteht

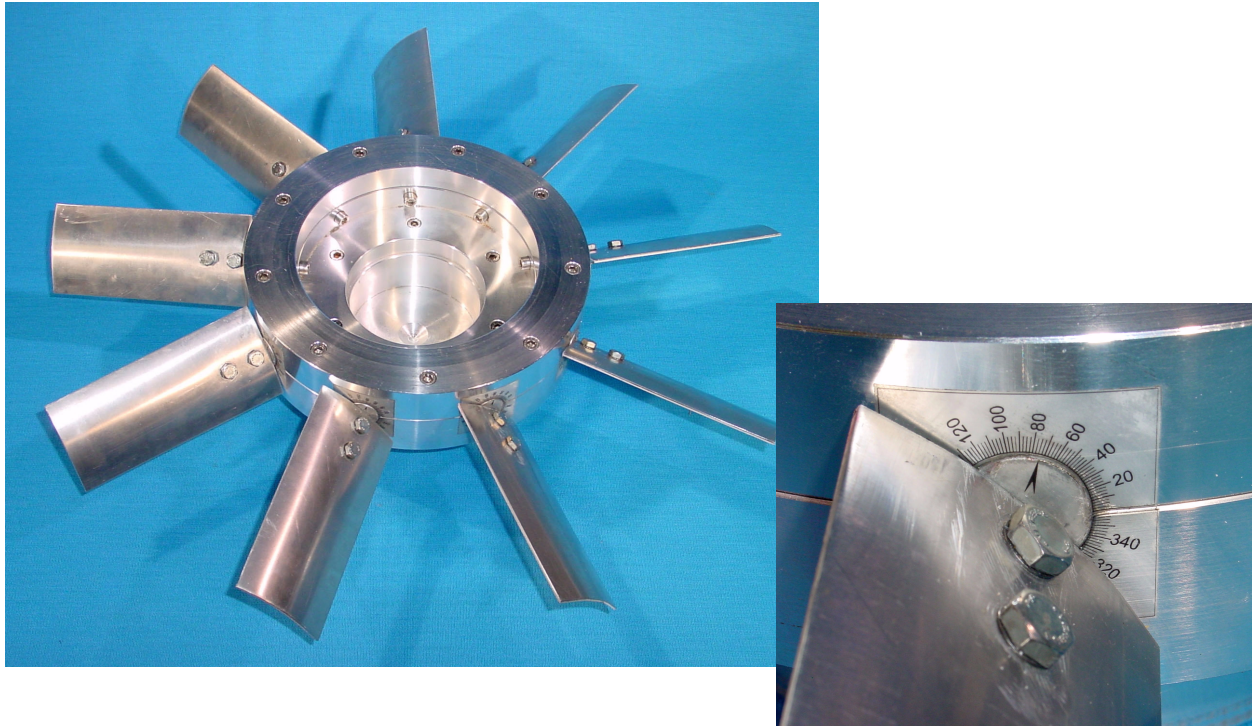


Bild 12: Versuchslüfter

aus einer Rückwand und einem von vorne aufgeschraubten Ring. Zwischen diesen beiden Teilen sind neun über den Umfang symmetrisch angeordnete Bolzen eingespannt. Der nach außen überstehende Teil der Bolzen hat ein Halbrundprofil, auf dessen ebenen Flächen über zwei Schrauben die Lüfterschaufeln befestigt werden können. Durch Drehen der Bolzen können unterschiedliche Anstellwinkel der Schaufelprofile eingestellt werden. Eine Skala am Fuß jedes Bolzens ermöglicht dabei eine genaue Justierung.

Die mit dem Versuchslüfter durchgeführten Messungen sollen der Auslegung von mantellosen Lüftern für Nutzfahrzeuge dienen. Solche Lüfter haben üblicherweise Außendurchmesser im Bereich von ca. 650 bis 820mm. Wegen der besseren Handhabbarkeit wurde der Versuchslüfter jedoch in einem verkleinerten Maßstab gebaut. Für den Durchmesser  $d_N$  der Nabe wurden dabei 236mm gewählt. Die Länge der Schaufelprofile wurde so bemessen, daß der Außendurchmesser  $d_L$  des Lüfters 530mm beträgt. Eine Ausnahme bildet lediglich ein zusätzlich hergestellter Schaufelsatz für einen Außendurchmesser von 560mm, mit dem der Einfluß des Durchmesser-Verhältnisses

$$v = \frac{d_N}{d_L} \quad (60)$$

auf die Leistungsdaten des Ventilators abgeschätzt werden sollte. In beiden Fällen liegt aber das Durchmesser Verhältnis in dem für Nutzfahrzeug-Ventilatoren typischen Bereich. Durch eine proportionale Vergrößerung des Versuchslüfters erhält man daher einen Lüfter, dessen Abmessungen mit denen von üblichen Kühlluft-Ventilatoren übereinstimmen. Die Leistungsdaten eines solchen Lüfters können somit – wie später noch ausführlicher beschrieben wird – aus den im Versuch gewonnenen, dimensionslosen Kennzahlen errechnet werden.

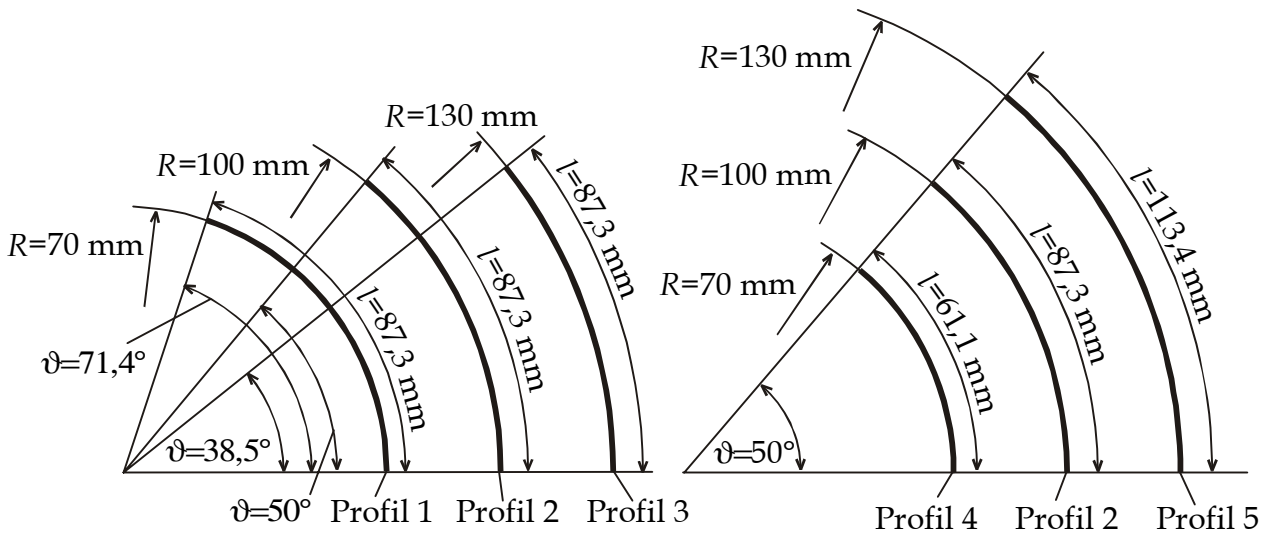


Bild 13: Verwendete Schaufelprofile

Als Schaufelprofile wurden für die Meßreihen fünf verschiedene Kreisbogenprofile gewählt, die in Bild 13 dargestellt sind. Ausgangspunkt ist das mittlere Profil Nr. 2 mit einer Profillänge  $l$  von 87,3 mm und einem Schaufelzentriwinkel  $\vartheta$  von  $50^\circ$ . Davon ausgehend wird zunächst der Schaufelzentriwinkel verändert, woraus sich die Profile 1 und 3 ergeben. Die Länge des Profils bleibt dabei unverändert. Diese wird erst bei Profil 4 und

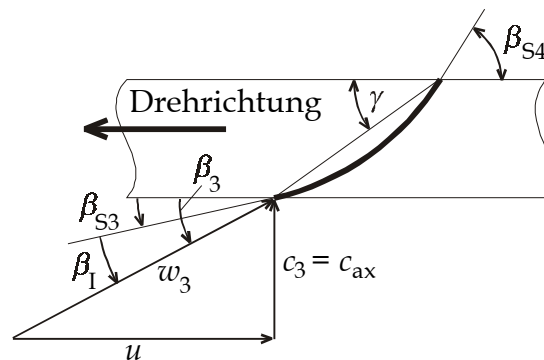


Bild 14: Definition der Schaufelwinkel und des Incidence-Winkels



5 variiert, dafür bleibt hier jedoch der Schaufelzentriwinkel unverändert. In beiden Fällen wurden die Änderungen so gewählt, daß der Profillradius genau 30mm größer bzw. kleiner wird. Im einzelnen können die Geometriedaten der Tabelle 3 entnommen werden.

	Profil-Nr.	Profillänge $l$ [mm]	Schaufel-Zentriwinkel $\vartheta$ [°]	Radius $R$ [mm]
Variation des Schaufelzentriwinkels	1	87,3	71,4	70
	2	87,3	50	100
	3	87,3	38,5	130
Variation der Profillänge	4	61,1	50	70
	2	87,3	50	100
	5	113,4	50	130

Tabelle 3: Geometriedaten der Schaufelprofile

Die Messungen wurden mit jedem der Profile für Anstellwinkel von 10°, 20°, 30°, 40°, 50° und teilweise auch 60° durchgeführt (zur Definition des Anstellwinkels  $\gamma$  s. Bild 14). Aus der Geometrie des Kreisbogenprofils ergeben sich damit die in Tabelle 4 angegebenen Ein- und Austrittswinkel der Schaufeln. Man kann erkennen, daß sich bei kleineren Anstellwinkeln negative Eintrittswinkel ergeben. Zwar werden Lüfter normalerweise nur mit Eintrittswinkeln bis annähernd 0° ausgelegt. Wie in Kapitel 2 beschrieben wurde gibt es aber Bestrebungen, die Förderleistung durch drehbare Schaufeln zu regeln. In diesem Fall sind auch Messungen mit negativen Eintrittswinkeln von Interesse.

Profil-Nr.	$\gamma = 10^\circ$		$\gamma = 20^\circ$		$\gamma = 30^\circ$		$\gamma = 40^\circ$		$\gamma = 50^\circ$		$\gamma = 60^\circ$	
	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$
1	-26°	46°	-16°	56°	-6°	66°	4°	76°	14°	86°	24°	96°
2, 4, 5	-15°	35°	-5°	45°	5°	55°	15°	65°	25°	75°	35°	85°
3	-9°	29°	1°	39°	11°	49°	21°	59°	31°	69°	41°	79°

Tabelle 4: Eintrittswinkel  $\beta_{S3}$  und Austrittswinkel  $\beta_{S4}$  abh. vom Anstellwinkel  $\gamma$ 

Aufgrund der unzähligen Gestaltungsvarianten, die bei dem Entwurf eines Schaufelprofils denkbar sind, ist es kaum möglich, für alle denkbaren Varianten Kennlinienmessungen durchzuführen. Wenn man aber die Einschränkungen durch die begrenzte Baugröße berücksichtigt, decken die gewählten Schaufelprofile bereits einen weiten Bereich der Gestaltungsmöglichkeiten hinsichtlich der Ein- und Austrittswinkel sowie der wählbaren Profillängen ab. Dabei weisen die Profile gegenüber den Schaufeln von üblichen Serienlüftern natürlich einige Vereinfachungen auf. Unter anderem wurden alle Schaufeln aus Aluminiumblech von 2mm Dicke gefertigt, woraus sich ergibt, daß die Schaufeln keinerlei Profilierung aufweisen. Von ECK wurde jedoch gezeigt, daß eine Profilie-

rung bei Ventilatoren häufig kaum Vorteile gegenüber einfachen Kreisbogenschaukeln mit konstanter Dicke bringt [12]. Dementsprechend weisen auch heutige Serienlüfter nur eine vergleichsweise geringe Profilierung der Schaufeln auf.

Eine weitere Vereinfachung des Versuchslüfters besteht darin, daß die Schaufeln keine Änderung des Ein- und Austrittswinkels über dem Radius aufweisen. Üblicherweise erfolgt eine Anpassung des Schaufeleintrittswinkels  $\beta_{S3}$  an den theoretisch zu erwartenden Zuströmwinkel  $\beta_3$  (Bild 14). Der Winkel  $\beta_3$  ergibt sich aus der Überlagerung der annähernd axialen Zuströmung mit der Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators. Mit größer werdendem Radius steigt die Umfangsgeschwindigkeit an, so daß der Zuströmwinkel kleiner werden müßte. Die von MINKUS durchgeführten Sondenabtastungen des Strömungsfeldes von verschiedenen Ventilatoren haben jedoch ergeben, daß mit zunehmendem Radius auch die axiale Zuströmgeschwindigkeit leicht ansteigt, wodurch die Änderung des Zuströmwinkels durch die höhere Umfangsgeschwindigkeit teilweise kompensiert wird. Für einen beispielhaft ausgewählten Lüfter mit einem über dem Radius annähernd konstanten Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{S3}$  hat MINKUS gezeigt, daß die Änderung des Incidence-Winkels

$$\beta_1 = \beta_{S3} - \beta_3 \quad (61)$$

über dem Radius je nach Arbeitspunkt des Ventilators  $3^\circ$  bis  $8^\circ$  beträgt. Die Änderung des Arbeitspunktes selbst führt hingegen über der gesamten Schaufelhöhe zu einer Änderung des Incidence-Winkels von bis zu  $17^\circ$ .

Errechnet man aus den im nachfolgenden Abschnitt ausführlich beschriebenen Kennlinienmessungen die Incidence-Winkel für einen mittleren Radius, dann führt die Änderung des Arbeitspunktes je nach gewähltem Profil und Anstellwinkel zu einer Änderung des Incidence-Winkels von etwa  $5^\circ$  bis  $17^\circ$ . Die Variation des Anstellwinkels selbst führt sogar zu Änderungen von bis zu  $40^\circ$ . Dabei treten überwiegend negative Incidence-Winkel auf. Diese werden vom Betrag her mit größer werdendem Anstellwinkel kleiner. Ein positiver Incidence-Winkel wird bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$ , also dem größten Winkel der Versuchsreihen, und einem Arbeitspunkt mit starker Drosselung erreicht. Die nachfolgend beschriebenen Kennlinienmessungen zeigen aber, daß diese Kombination eher nachteilig ist. Demzufolge ist in der Regel ein vergleichsweise großer, negativer Incidence-Winkel hinzunehmen. Daraus wiederum ergibt sich, daß der zusätzlich durch einen über den Radius konstanten Schaufeleintrittswinkel hervorgerufene Incidence-Winkel in der Mehrzahl der Fälle gegenüber der ohnehin hinzunehmenden Fehlanströmung des Profils gering ist. Für die Grundauslegung eines Ventilators sind daher Messungen mit zylindrischen Schaufeln ausreichend. In vielen Fällen werden die nachteiligen Auswirkungen der Fehlanströmung durch einen über dem Radius konstanten Schaufeleintrittswinkel sogar so gering eingeschätzt, daß auch für Serienlüfter Profile mit konstantem Eintrittswinkel verwendet werden.

Auch der Austrittswinkel der Schaufeln ändert sich bei vielen Serienlüftern über dem Radius entsprechend der Umfangsgeschwindigkeit, während die für den Versuchslüfter verwendeten Profile einen konstanten Austrittswinkel aufweisen. Die Größe des Aus-

trittswinkels hat Einfluß auf die Leistungsdaten eines Lüfters. Für eine globale Betrachtung des Druckaufbaus und des Lüfterwirkungsgrades ist aber – wie später auch aus Abschnitt 6.2 noch genauer hervorgehen wird – die Betrachtung eines Mittelwertes ausreichend. Somit erscheint ein konstanter Austrittswinkel bei den Profilen des Versuchslüfters vertretbar.

Ein Kompromiß muß bei dem Versuchslüfter weiterhin hinsichtlich der Befestigung der Schaufeln eingegangen werden. Es ist zu vermuten, daß durch den hierfür notwendigen Bolzen die Strömung im Bereich des Schaufelfußes beeinflußt werden kann. Daher wurde eine Vergleichsmessung durchgeführt, bei der die Schaufeln so montiert wurden, daß sich der Bolzen bei der ersten Messung auf der Saugseite und bei der zweiten Messung auf der Druckseite der Schaufeln befand (Bild 15). Der Anstellwinkel blieb bei beiden Messungen unverändert. Man kann erkennen, daß der Druckaufbau und der Wirkungsgrad des Lüfters in beiden Fällen nahezu identisch sind. Es ist allenfalls ein geringer Vorteil der Anordnung des Bolzens auf der Druckseite zu erkennen, wobei die Unterschiede zwischen den Kennlinien aber von der Größenordnung her schon allein auf die Toleranzen bei der Montage und Einjustierung der Schaufeln zurückzuführen sein können. Für die im nachfolgenden Abschnitt beschriebenen Kennlinienmessungen wurde die druckseitige Anordnung des Bolzens vor allem aus der prinzipiellen Überlegung heraus gewählt, daß Störungen auf der Saugseite eher zur Strömungsablösung führen als auf der Druckseite.

## 5.2 Kennlinienmessungen

Mit dem Versuchslüfter wurden für alle in Bild 13 dargestellten Profile Kennlinienmessungen mit unterschiedlichen Anstellwinkeln in verschiedenen Einbausituationen durchgeführt. Die Einbausituation läßt sich durch den Spalt an den Schaufelspitzen und durch die axiale Position des Lüfters innerhalb des Kanals beschreiben. Letztere wird nachfolgend als das Verhältnis

$$t = \frac{t_x}{t_L} \quad (62)$$

des aus dem Kanal herausstehenden Teils  $t_x$  des Lüfters zu der gesamten Bautiefe  $t_L$  an den Schaufelspitzen angegeben (Bild 16).

Der Spalt an den Schaufelspitzen ist wegen der gerade endenden Schaufeln nicht über der gesamten Profillänge konstant, sondern verändert sich geringfügig abhängig vom Anstellwinkel des Profils. Die Abweichungen sind jedoch bei den gewählten Kombinationen aus Lüfterdurchmesser und in Umfangfangsrichtung projizierten Profillängen gering, so daß ein mittlerer Spalt angegeben werden kann.

Entsprechend der im Fahrzeug üblichen Anordnung des Lüfters wurden die Messungen zunächst für alle Profile und Anstellwinkel in der axialen Position  $t = 1/3$  und mit einem Spalt von 5mm durchgeführt. Anschließend wurde die Meßreihe mit einem auf 20mm vergrößerten Spalt bei gleichbleibender axialer Position  $t$  wiederholt. In einer

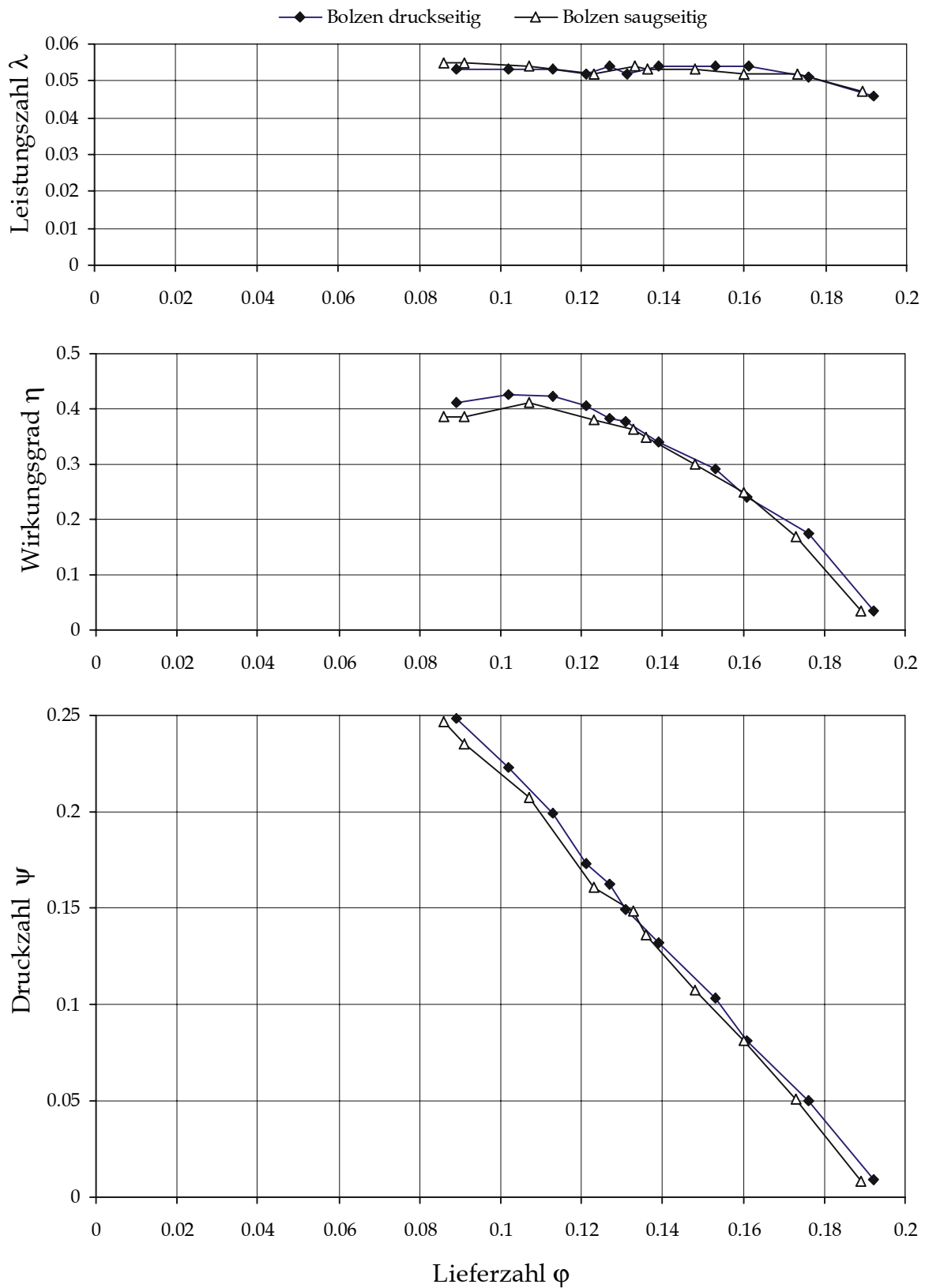


Bild 15: Einfluß des Bolzens zur Schaufelbefestigung auf den Kennlinienverlauf

dritten Meßreihe wurde schließlich der Einfluß der axialen Position untersucht, indem die Messungen bei unverändertem Spalt in der Position  $t = 0$  wiederholt wurden.

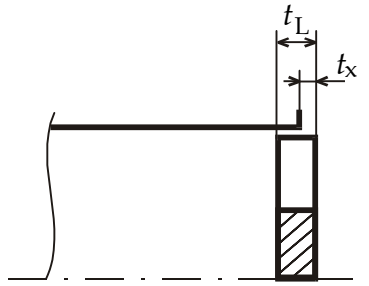


Bild 16: Definition der axialen Position  $t$  des Lüfters im Kanal

Die vollständigen Ergebnisse der Messungen sind der besseren Übersicht wegen in Anhang A zusammengefaßt, während die Bilder in diesem Abschnitt nur zur Veranschaulichung einige beispielhafte Kennlinienvergleiche zeigen. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt mittels dimensionsloser Kennzahlen, wobei aber alle in diesem Abschnitt beschriebenen Messungen mit dem gleichen Lüfterdurchmesser von 530mm durchgeführt wurden.

Zunächst sollen die Messungen mit 5mm Spalt in einer axialen Position von  $t = 1/3$  näher betrachtet werden. In diesem Einbauzustand wurde der Anstellwinkel für jedes Profil in  $10^\circ$ -Schritten im Bereich von  $10^\circ$  bis  $60^\circ$  variiert.

Bei qualitativer Betrachtung zeigen sich hier für den Druckaufbau bei allen Profilen in etwa die gleichen Kennlinienverläufe (s. Anhang A). Bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  ergibt sich von geringer Drosselung bzw. großer Lieferzahl ausgehend hin zu starker Drosselung bzw. kleiner Lieferzahl ein nahezu linearer Druckanstieg. Dies gilt auch für Anstellwinkel von  $20^\circ$  oder  $30^\circ$ , wobei sich erwartungsgemäß ein entsprechend höheres Druckniveau ergibt. Dabei ist jedoch zu erkennen, daß die Steigung der Kennlinien mit größer werdendem Anstellwinkel des Profils etwas abnimmt. Insgesamt ist dadurch bei einer Änderung des Anstellwinkels von  $10^\circ$  auf  $20^\circ$  ein größerer Anstieg im Druckaufbau zu verzeichnen als bei der Änderung von  $20^\circ$  nach  $30^\circ$ . Bei einer weiteren Vergrößerung des Anstellwinkels auf  $40^\circ$  steigt der Druckaufbau zwar bei großen Lieferzahlen weiter an, bei kleinen Lieferzahlen ist aber ein leichter Einbruch der Kennlinien zu erkennen. Gegenüber einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  wird bei kleinen Lieferzahlen auch kaum noch ein zusätzlicher Druckaufbau erreicht. Noch deutlicher wird der Einbruch der Kennlinien bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$ . Gegenüber einem Anstellwinkel von  $40^\circ$  wird zwar bei geringer Drosselung noch ein höherer Druck erreicht, wengleich der Zugewinn gegenüber den Änderungen bei kleineren Anstellwinkeln deutlich geringer ist. Zu kleineren Lieferzahlen hin fällt dann aber die Kennlinie deutlich ab, bei starker Drosselung teilweise bis unter das Niveau des bei  $20^\circ$  gemessenen Druckaufbaus. Offensichtlich kommt es hier zur Strömungsablösung an den Profilen, wodurch ein höherer Druckaufbau verhindert wird. Demzufolge bietet auch eine weitere Vergrößerung des Anstellwinkels auf  $60^\circ$  keinen Vorteil mehr. Allenfalls im ungedrosselten Betrieb ist bei einigen Profilen noch ein geringfügiger Zugewinn im Druckaufbau zu erkennen, dafür

fallen die Kennlinien aber im Bereich mittlerer bis starker Drosselung weit unter das Niveau der bei  $50^\circ$  gemessenen Kennlinien ab.

In Abschnitt 4.2 wurde bereits gezeigt, daß mit größeren Austrittswinkeln der Schaufeln, also auch mit größeren Anstellwinkeln der Profile, tendenziell größere statische Druck erhöhungen zu erreichen sind, wofür aber niedrigere Wirkungsgrade in Kauf genommen werden müssen. In den Meßreihen ist zunächst in Übereinstimmung hierzu eine Abnahme der Wirkungsgrade zu größeren Anstellwinkeln hin festzustellen. Die besten Wirkungsgrade werden allerdings bei allen Profilen mit Anstellwinkeln von  $20^\circ$  bis  $30^\circ$  erreicht. Bei kleineren Anstellwinkeln sind die maximalen Wirkungsgrade tendenziell etwas geringer, wenngleich die Unterschiede nur gering sind. Hier zeigen sich möglicherweise Auswirkungen der ungünstigeren Profilanströmung. Weiterhin sind aber auch die deutlich niedrigeren Wirkungsgrade bei größeren Anstellwinkeln nicht alleine durch die theoretischen Überlegungen bezüglich eines mit steigendem Druckaufbau abnehmenden Wirkungsgrades zu erklären. Der Einbruch der Druckkennlinien zeigt vielmehr, daß hier keine optimale Durchströmung des Lüfters erreicht wird. Offensichtlich führen Strömungsablösungen an den Profilen oder Rückströmungen zu zusätzlichen Verlusten.

Während die vorangegangenen Überlegungen für alle untersuchten Profile gelten, soll nun der Einfluß der Profilgeometrie selbst auf Druckaufbau und Wirkungsgrad des Lüfters betrachtet werden. Dazu zeigt Bild 17 als Beispiel die Kennlinien aller Profile für einen Anstellwinkel von  $20^\circ$ . Ein Vergleich der Kennlinien der Schaufeln 1 bis 3, also der Schaufeln gleicher Profillänge, zeigt, daß mit dem schwächer gewölbten Profil 3 ein geringerer, mit dem stärker gewölbten Profil 1 dagegen ein höherer Druckaufbau erreicht wird. Dies entspricht der Erwartung, daß mit dem größeren Austrittswinkel bei stärkerer Profilwölbung tendenziell ein höherer Druckaufbau erreicht wird.

Die Schaufeln 2, 4 und 5 haben gleiche Ein- und Austrittswinkel, aber unterschiedliche Profillängen. Ein Vergleich der mit diesen Schaufeln gemessenen Druckkennlinien zeigt, daß mit größeren Profillängen ein höherer Druckaufbau erreicht wird. Die Unterschiede sind dabei wesentlich größer als bei der Veränderung der Profilwölbung. Offensichtlich wird durch die Wahl eines längeren Profils eine bessere Umlenkung der Strömung und damit ein höherer Druck erreicht als durch eine stärkere Wölbung bei gleichbleibender Profillänge.

Die beschriebenen Tendenzen zeigen sich auch bei Anstellwinkeln von  $30^\circ$  und  $40^\circ$ . Etwas uneinheitlicher sehen dagegen die Kennlinienverläufe bei Anstellwinkeln von  $10^\circ$  und  $50^\circ$  bzw.  $60^\circ$  aus. Bei  $10^\circ$  wird vor allem mit Profil 5 ein deutlich geringerer Druckaufbau erreicht, als von der allgemeinen Tendenz her zu erwarten wäre. Die Ursache hierfür kann einerseits in der Querschnittsverengung zwischen den Schaufeln liegen, die bei diesem Anstellwinkel im Nabenbereich bereits deutlich überlappen. Andererseits kann aber auch die sehr ungünstige Anströmung des Profils zur Strömungsablösung führen.

Bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$  lassen sich die bei kleineren Winkeln vorhandenen Unterschiede zwischen den Profilen 1 bis 3 nur noch bei großen Lieferzahlen erkennen (Bild

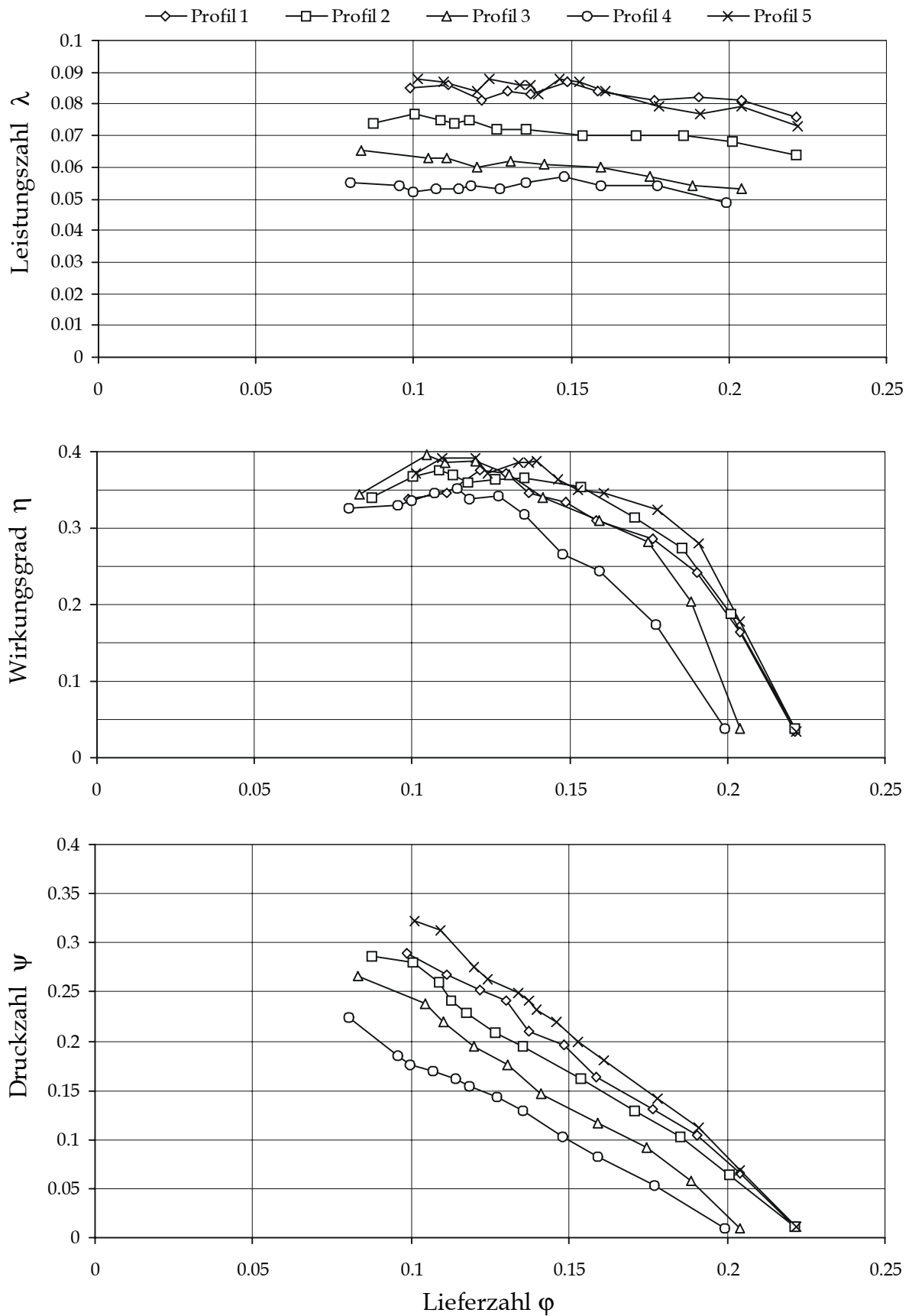


Bild 17: Vergleich unterschiedlicher Profilgeometrien ( $\gamma = 20^\circ, s=5\text{ mm}, t=1/3$ )

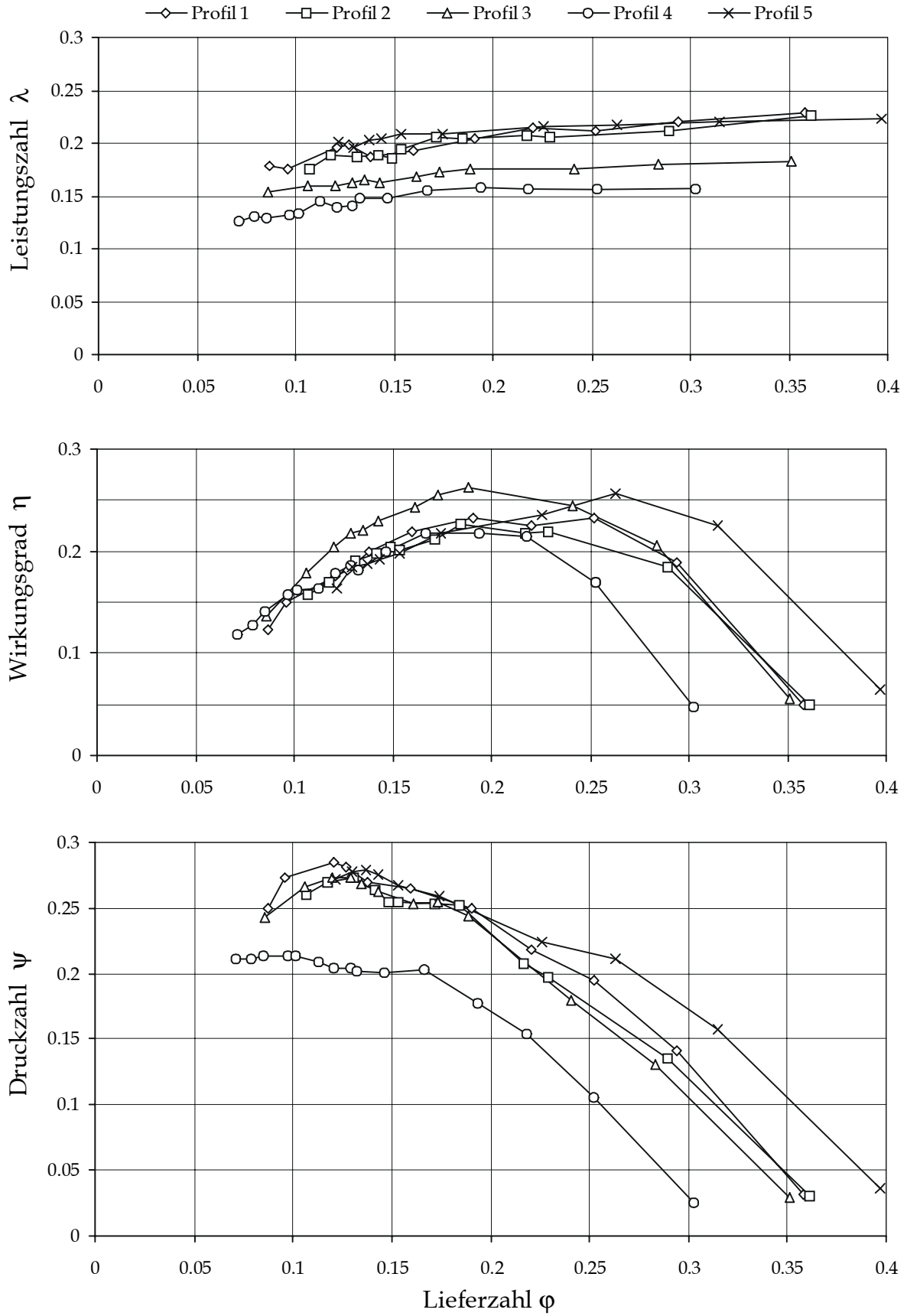


Bild 18: Vergleich unterschiedlicher Profilgeometrien ( $\gamma = 50^\circ, s=5\text{mm}, t=1/3$ )



18). Im Bereich hoher Drosselung werden die mit dem bereits beschriebenen Kennlinien-einbruch verbundenen Effekte dominant, so daß mit allen Profilen in etwa der gleiche Druckaufbau erreicht wird. Auch mit dem längeren Profil 5 wird nur noch bei geringer Drosselung ein höherer Druckaufbau erreicht als mit Profil 2. Der Druckaufbau des kürzeren Profils 4 liegt nach wie vor im gesamten Betriebsbereich deutlich unter dem der anderen Profile.

Eine weitere Vergrößerung des Anstellwinkels auf  $60^\circ$  führt insbesondere bei Profil 5 zu einem überproportionalen Einbruch der Druckkennlinie bei starker Drosselung. Vergleichsweise gering ist dagegen der Unterschied bei Profil 3, so daß dieses bei starker Drosselung letztendlich den höchsten Druckaufbau erreicht.

Der höchste Wirkungsgrad der gesamten Meßreihe wird mit knapp 45% durch Profil 5 bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  erreicht (Bild A.5). Zu kleineren Anstellwinkeln hin fällt der maximale Wirkungsgrad dieses Profils jedoch ab. Bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  werden daher mit den Profilen 1 und 2 die besten Wirkungsgrade erreicht, während das Profil 5 hier nur einen vergleichsweise geringen Wirkungsgrad aufweist. Auch bei größeren Anstellwinkeln von  $40^\circ$  bis  $60^\circ$  ist der Wirkungsgrad von Profil 5 deutlich niedriger. Hier werden mit Profil 3 die höchsten Wirkungsgrade erreicht, die aber absolut betrachtet mit 19 bis 36% deutlich unter dem maximalen Wirkungsgrad der gesamten Meßreihe bleiben.

Insgesamt gesehen werden mit einem Anstellwinkel von  $60^\circ$  gegenüber einem Winkel von  $50^\circ$  weder im Druckaufbau noch bezüglich des Wirkungsgrades Vorteile erreicht. Daher wurde in den weiteren Meßreihen der Anstellwinkel nur im Bereich von  $10^\circ$  bis  $50^\circ$  variiert. Die Kennlinien der zweiten Meßreihe, die mit einem auf 20mm vergrößerten Spalt gemessen wurden, weisen insgesamt einen etwas unregelmäßigeren Verlauf auf. Die tendenziellen Änderungen bei Variation des Anstellwinkels bleiben jedoch bei allen Profilen im wesentlichen erhalten, nur werden die maximalen Wirkungsgrade eher mit Anstellwinkeln im Bereich von  $30^\circ$  bis  $40^\circ$  anstelle von  $20^\circ$  bis  $30^\circ$  erreicht.

Deutlich erkennbar wird der Einfluß des Spaltes durch einen Vergleich von Druckaufbau und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Spaltweiten, wie er in den Bildern 19 bis 23 beispielhaft mit Profil 2 für unterschiedliche Anstellwinkel durchgeführt ist. Mit dem größeren Spalt wird bei Anstellwinkeln zwischen  $10^\circ$  und  $30^\circ$  im gesamten Arbeitsbereich ein deutlich geringerer Druckaufbau erreicht. Dementsprechend niedriger sind auch die Wirkungsgrade. Bei einem Anstellwinkel von  $40^\circ$  wird der Einfluß des Spaltes geringer. Der Druckaufbau nimmt gegenüber der Messung mit kleinerem Spalt im gesamten Betriebsbereich weniger stark ab. Besonders bei kleinen Lieferzahlen sind die Unterschiede nur gering, was sich auch in den wenig veränderten Wirkungsgraden widerspiegelt.

Bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$  werden diese Tendenzen noch deutlicher erkennbar. Offensichtlich treten hier bei starker Drosselung keine größeren Spaltverluste auf, was möglicherweise auf eine aus den in Abschnitt 4.4 beschriebenen Sondenmessungen abzuleitende, diagonale Durchströmung des Ventilators zurückzuführen ist. Diese verhindert Rückströmungen im Schaufelspitzenbereich. Der maximale Wirkungsgrad der ge-

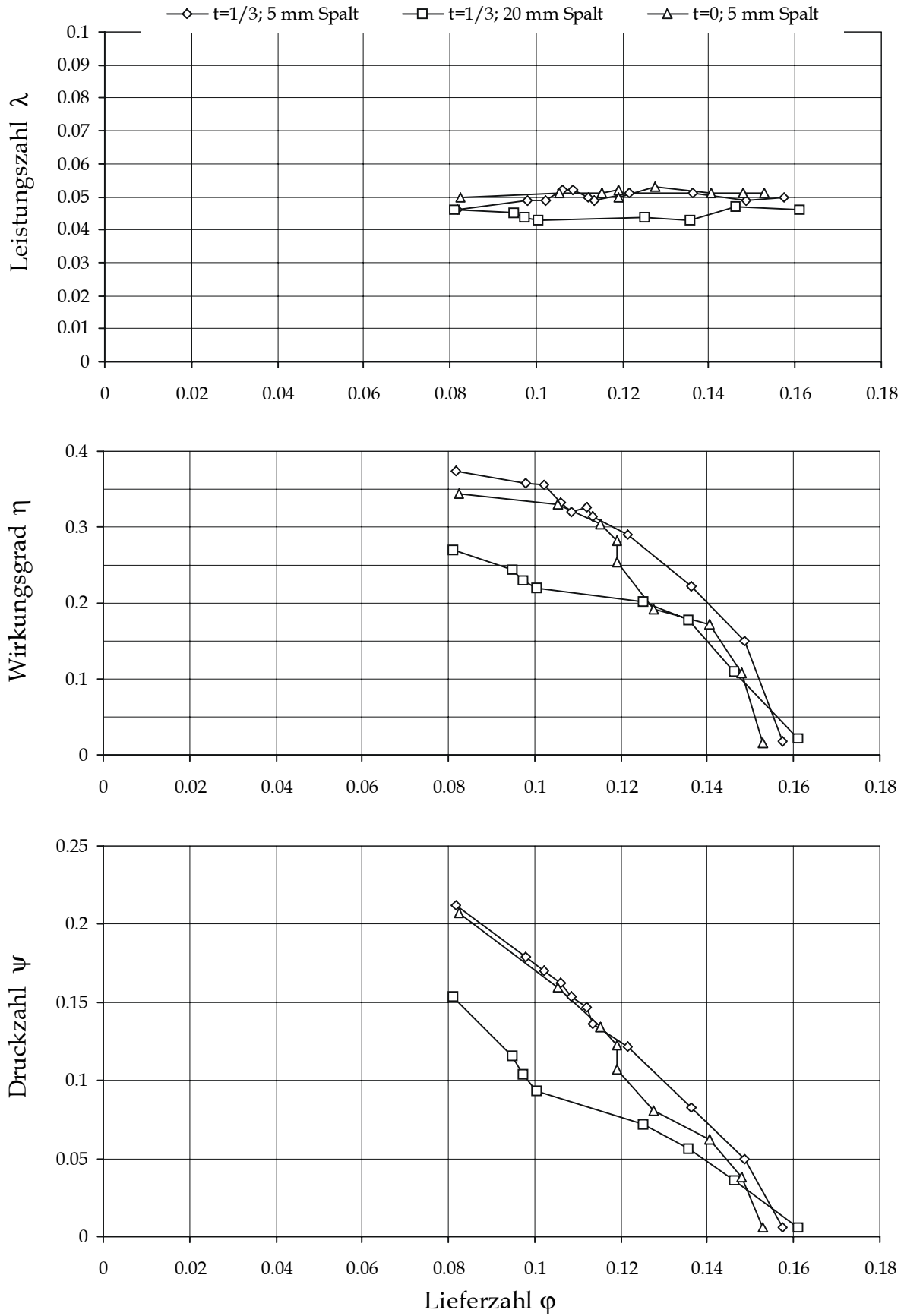


Bild 19: Kennlinien des Profils 2, Anstellwinkel  $10^\circ$

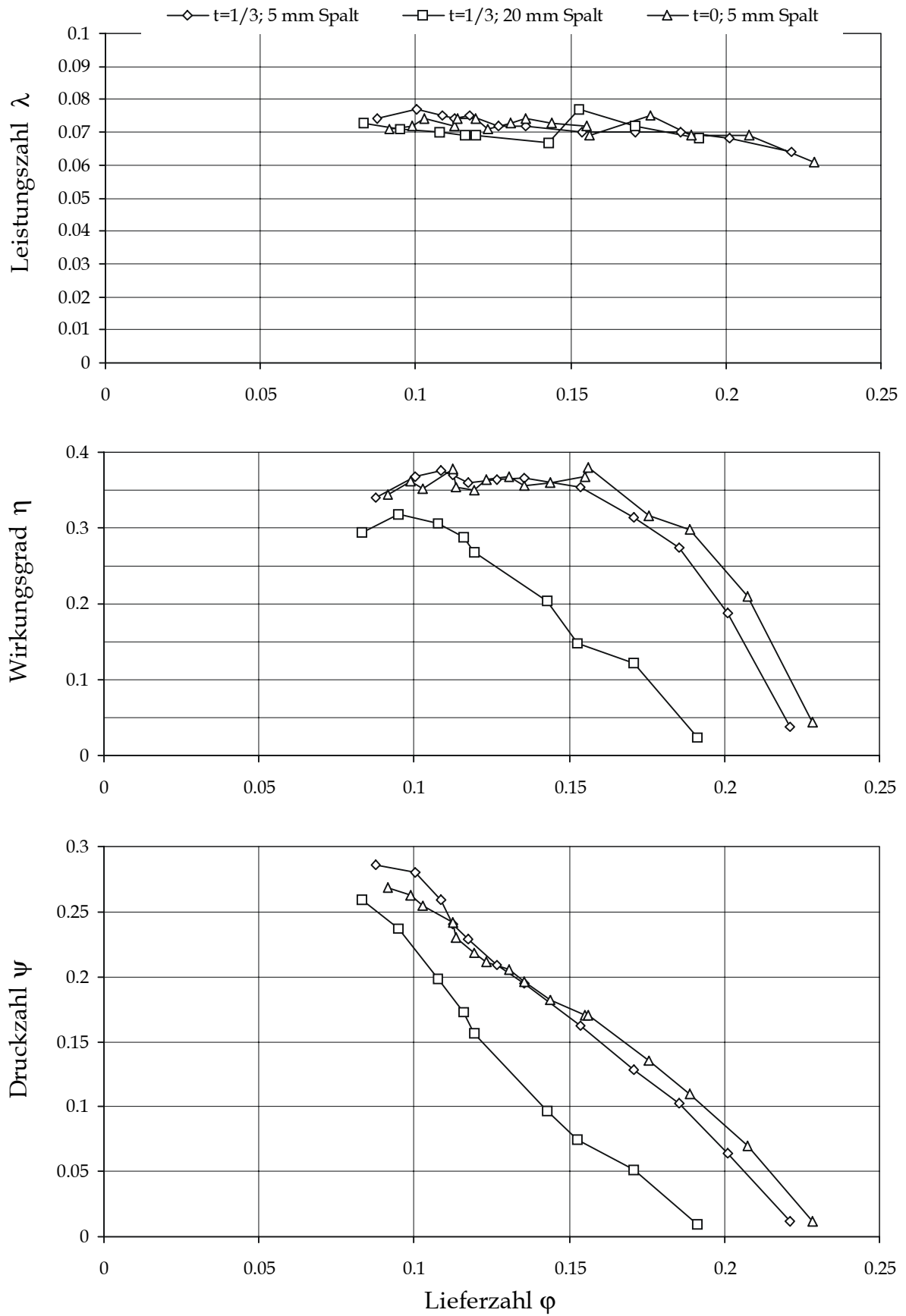


Bild 20: Kennlinien des Profils 2, Anstellwinkel  $20^\circ$

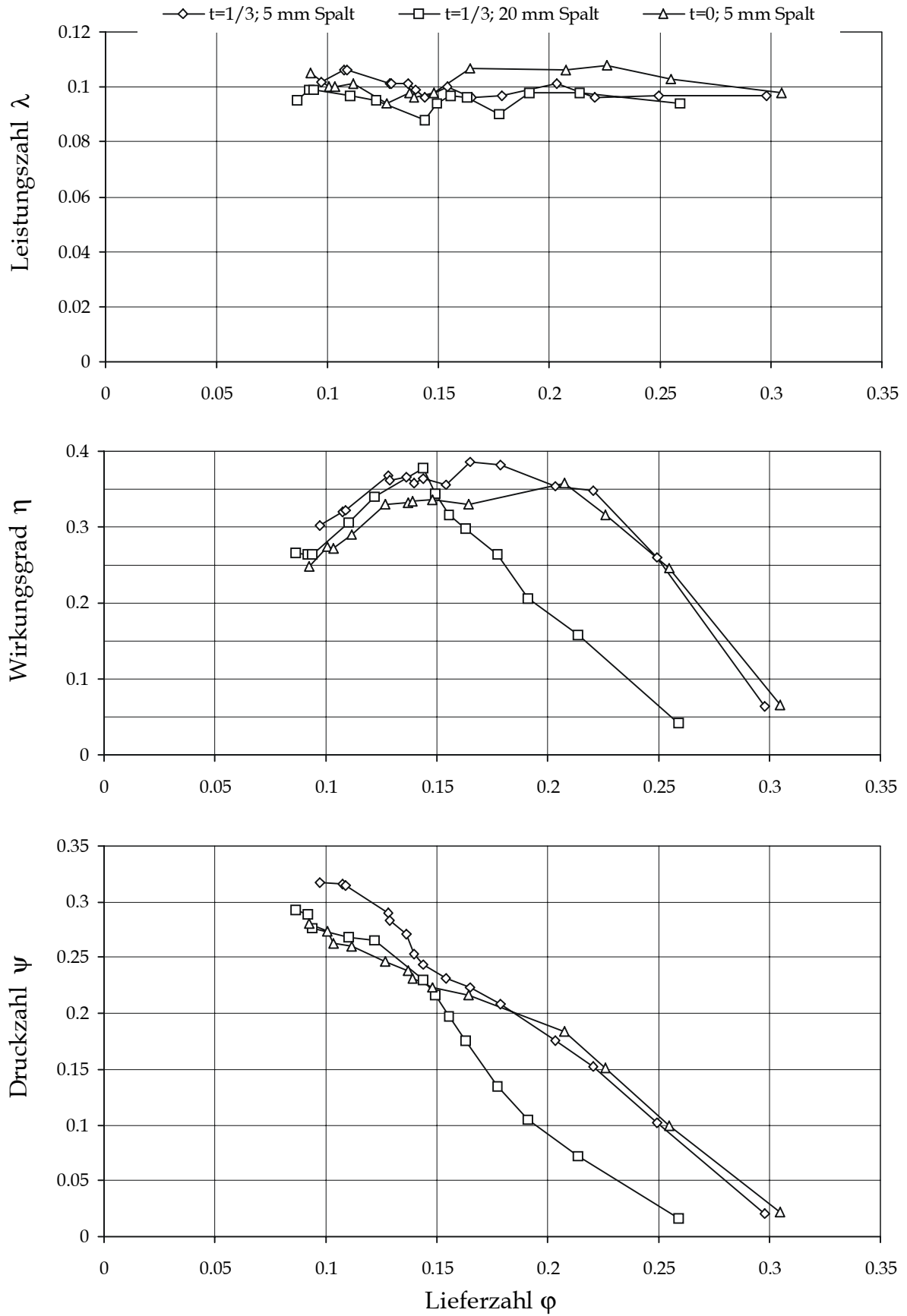


Bild 21: Kennlinien des Profils 2, Anstellwinkel  $30^\circ$

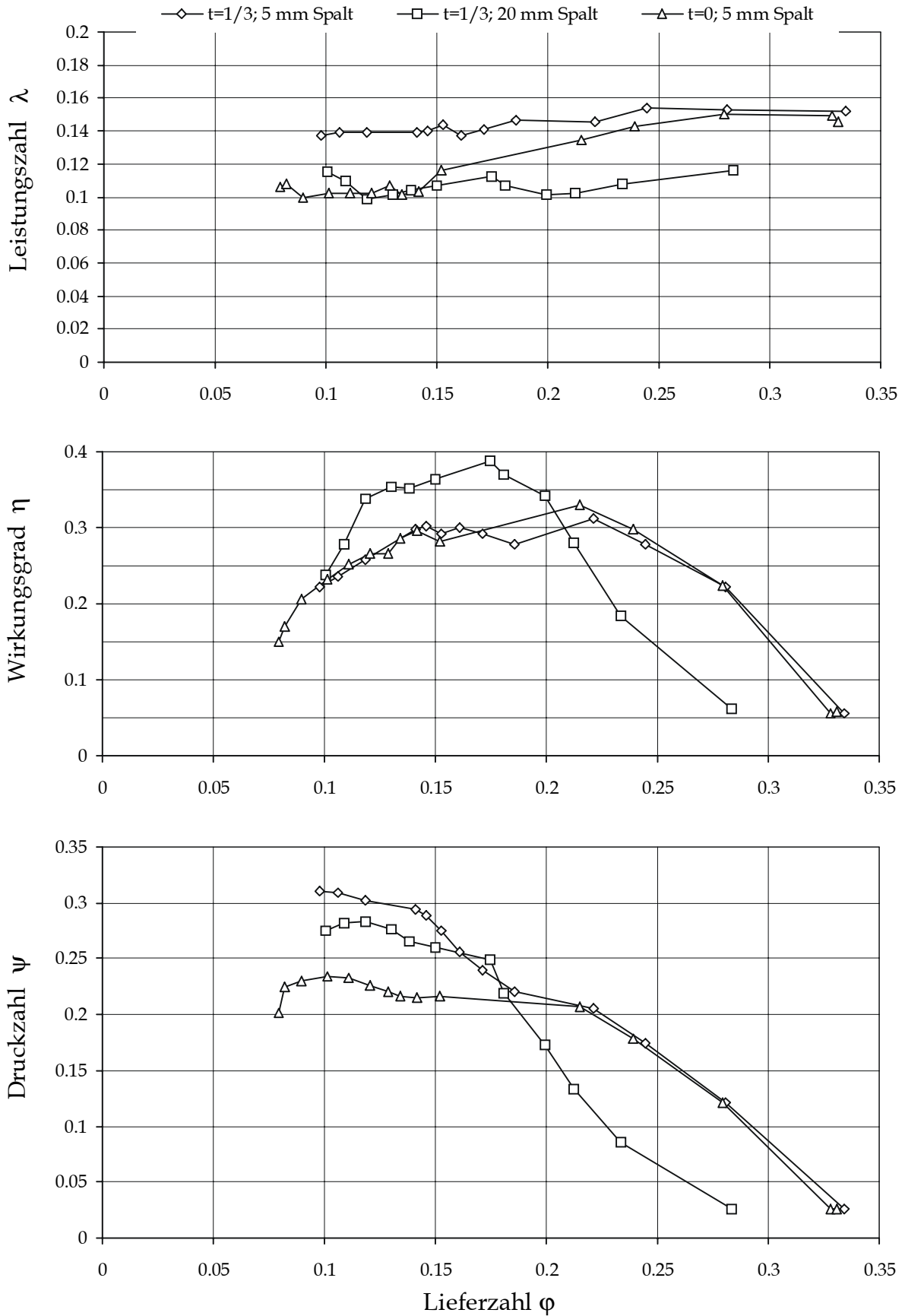


Bild 22: Kennlinien des Profils 2, Anstellwinkel  $40^\circ$

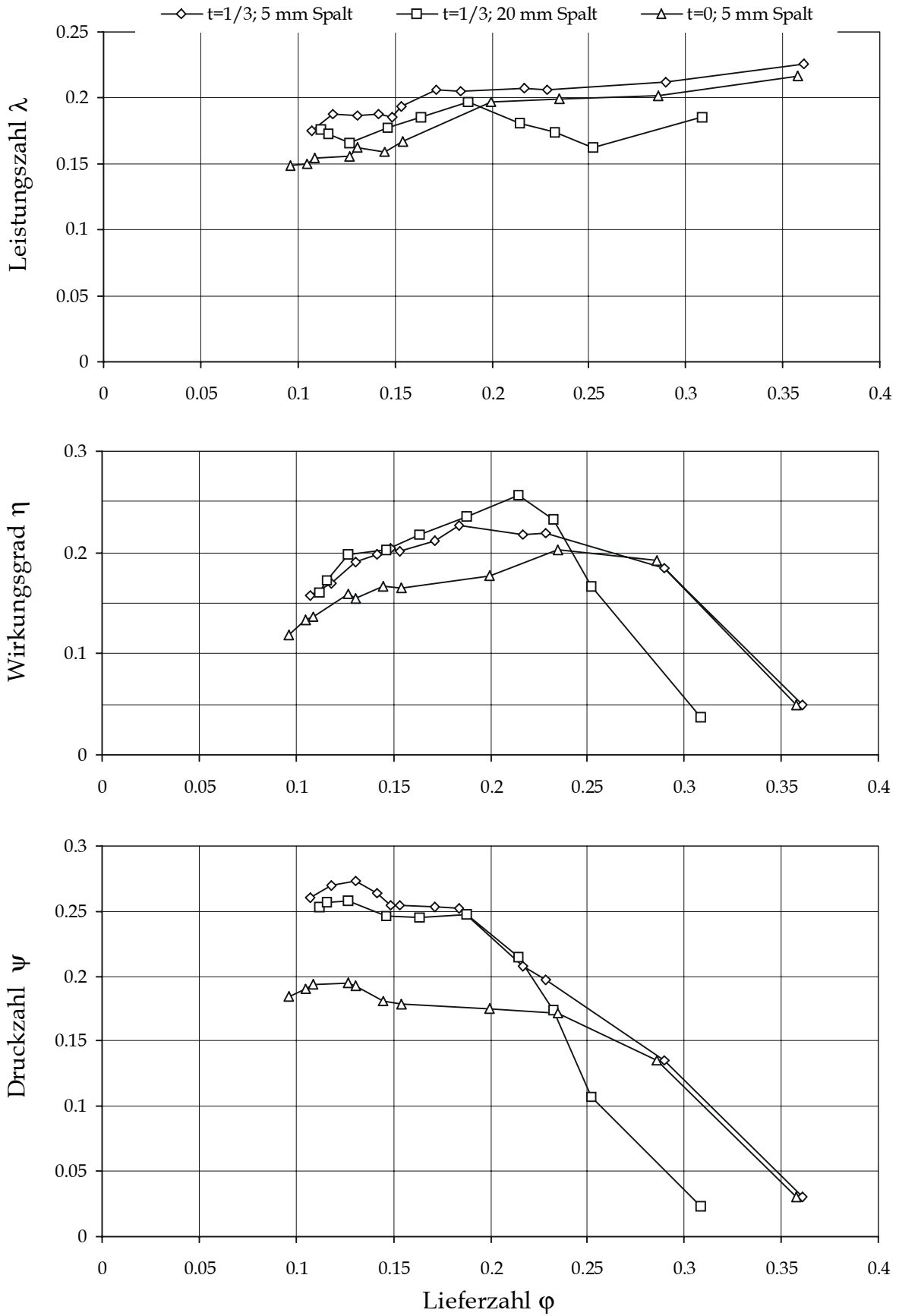


Bild 23: Kennlinien des Profils 2, Anstellwinkel  $50^\circ$

samten Meßreihe wird – wie schon bei den Messungen mit 5mm Spalt – mit Profil 5 und einem Anstellwinkel von 30° erreicht. Er liegt mit ca. 42% allerdings um etwa 3% niedriger als in der Meßreihe mit kleinerem Spalt.

Auch bei der dritten Meßreihe, die wieder mit einem Spalt von 5mm, jedoch diesmal in der axialen Position  $t = 0$  durchgeführt wurde, sind bei allen Profilen recht einheitliche Änderungen im Druckaufbau bei Vergrößerung des Anstellwinkels zu erkennen (s. Diagramme im Anhang A). Ähnlich wie auch in der Position  $t = 1/3$  wird bei geringer Drosselung mit größerem Anstellwinkel ein höherer Druckaufbau erreicht. Bei hoher Drosselung steigt der Druckaufbau bei einer Erhöhung des Anstellwinkels von 10° auf 20° ebenfalls an, bei einer weiteren Änderung auf 30° wird dann aber kaum noch ein zusätzlicher Druckaufbau erreicht. Die Kennlinien bei Anstellwinkeln von 40° und 50° fallen dann im Bereich starker Drosselung deutlich ab, teilweise bis unter das Niveau bei kleineren Anstellwinkeln. Dementsprechend sind auch die Wirkungsgrade geringer.

Die bereits erwähnten Bilder 19 bis 23 zeigen auch einen Vergleich der Kennlinien für unterschiedliche axiale Positionen am Beispiel des Profils 2. Bei Anstellwinkeln von 10° und 20° zeigen sich hier vergleichsweise geringe Unterschiede. Größere Abweichungen gibt es allerdings bei den nur im Anhang dargestellten Kennlinien des Profils 1, wo mit 10° Anstellwinkel in der Stellung  $t = 0$  ein deutlich geringerer Druckaufbau und Wirkungsgrad erreicht wird, und bei Profil 4, wo mit Anstellwinkeln von 10° und 20° in der Stellung  $t = 0$  ein höherer Druckaufbau und ein besserer Wirkungsgrad erreicht werden.

Bei einem Anstellwinkel von 20° läßt sich bei Profil 2 bereits ansatzweise erkennen, daß bei geringer Drosselung die Stellung  $t = 0$  zu einem höheren Druckaufbau und Wirkungsgrad beiträgt, während bei starker Drosselung die Stellung  $t = 1/3$  vorteilhafter ist. Noch deutlicher wird dies bei einem Anstellwinkel von 30°. Bei 40° und 50° tritt dann bei starker Drosselung ein deutlicher Einbruch des Druckaufbaus ein, während bei geringer Drosselung der Druckaufbau in beiden axialen Positionen etwa gleich ist. Mit anderen Profilen werden in der Stellung  $t = 0$  bei geringer Drosselung teilweise sogar etwas höhere Wirkungsgrade erreicht. Dies gilt insbesondere für das Profil 4, wo in diesem Fall auch im Druckaufbau eine Verbesserung erreicht wird.

Die Unterschiede in den Kennlinienverläufen werden verständlich, wenn man den Verlauf der Hauptströmung innerhalb des Ventilators betrachtet. Wie auch die nachfolgend beschriebenen Sondenmessungen zeigen, tritt bei geringer Drosselung eine mehr oder weniger axial gerichtete Strömung auf, wobei die vollständige Überdeckung der Schaufelspitzen in der Stellung  $t = 0$  teilweise positiv, zumindest aber nicht störend wirkt. Bei starker Drosselung verläuft die Strömung dagegen in diagonaler Richtung. In der Stellung  $t = 0$  wird aber die dabei auftretende Abströmung über die Schaufelspitzen unterdrückt, was zu entsprechenden Einbußen im Druckaufbau und letztendlich auch im Wirkungsgrad führt. Daraus erklärt sich auch, daß die Wirkungsgradmaxima dieser Meßreihe verglichen mit den vorangegangenen Meßreihen tendenziell zu Betriebspunkten mit geringer Drosselung verschoben sind. Dies gilt insbesondere für größere Anstellwinkel.

Der maximale Wirkungsgrad der Meßreihe wird wieder mit Profil 5, allerdings bei dem etwas größeren Anstellwinkel von  $40^\circ$  erreicht. Mit 47% ist er sogar etwas höher als in der Position  $t = 1/3$ . Bei starker Drosselung liegt er dafür aber deutlich niedriger und geht nicht über das Niveau der anderen Profile hinaus.

### 5.3 Sondenmessungen

Ergänzend zu den Kennlinienmessungen wurden Sondenabtastungen des Strömungsfeldes hinter dem Lüfter vorgenommen, um Aufschluß über das abhängig von der Lüftergeometrie und dem jeweiligen Arbeitspunkt zu erwartende Abströmfeld zu erhalten. Wegen des vergleichsweise hohen Aufwandes konnten die Messungen allerdings nur für ausgewählte Betriebspunkte durchgeführt werden. Im einzelnen wurden die Sondenabtastungen für alle Profile in der Stellung  $t = 1/3$  mit einem Spalt von 5mm vorgenommen, und zwar bei Anstellwinkeln von  $10^\circ$ ,  $30^\circ$  und  $50^\circ$ . In jeder dieser Konfigurationen wurden drei verschiedene Betriebspunkte eingestellt. Für den ersten Betriebspunkt wurden keine Gewebematten in den Kanal eingelegt, er entspricht also dem nahezu ungedrosselten Betrieb des Ventilators. Für den zweiten Betriebspunkt wurden 6 Matten in den Kanal eingelegt, so daß eine mittlere Drosselung des Luftstroms erreicht wird. Die letzte Messung wurde dann mit 12 der insgesamt 14 zur Verfügung stehenden Gewebematten durchgeführt, also bei stark gedrosseltem Betrieb des Ventilators. Die Sondenabtastungen ermöglichen somit einen Vergleich der abhängig von der Profilgeometrie, dem Anstellwinkel und dem jeweiligen Betriebspunkt resultierenden Strömungsfelder. Alle Abtastungen wurden jeweils 40mm hinter der Austrittskante der Schaufeln durchgeführt, wobei die Sonde radial in Abständen von 15mm verfahren wurde. Der kleinste Meßradius wird durch den Mindestabstand der Sonde zur Nabe bestimmt und liegt bei 155mm. Nach außen hin ist der Radius durch den Verfahrbereich der Sondenverstellereinrichtung begrenzt. Die Messungen wurden daher bis zu einem Radius von 365mm durchgeführt. Sofern die Ergebnisse in diesem Bereich vermuten ließen, daß die maximalen Geschwindigkeiten erst noch weiter außen erreicht werden, wurde die Messung von diesem Punkt an mit konstantem Radius, aber kleiner werdendem axialen Abstand  $x$  zur Vorderseite des Ventilators fortgeführt.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Anhang B zusammengefaßt, wobei die Strömungsgeschwindigkeiten und -richtungen in Form von Vektordarstellungen und der statische Druck bzw. Totaldruck in Diagrammen wiedergegeben sind. Die Drücke sind dabei auf den bei dem jeweiligen Betriebspunkt vorliegenden statischen bzw. totalen Druck vor dem Ventilator bezogen.

Wie auch schon bei anderen, beispielsweise von MINKUS [38] durchgeführten Messungen kann auch hier zunächst unabhängig von der Profilgeometrie und dem Anstellwinkel festgestellt werden, daß die Abströmung bei geringer Drosselung eher axial verläuft, während mit zunehmender Drosselung die Radialkomponente der Abströmung ansteigt. Die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten nehmen dabei erwartungsgemäß zu stärkerer Drosselung hin ab, während der lokale statische Druck ansteigt. Diese tenden-



ziellen Änderungen sind umso deutlicher festzustellen, je größer der Anstellwinkel des Profils ist.

Betrachtet man die Änderungen im Abströmfeld abhängig vom Anstellwinkel der Schaufeln, so läßt sich bei ungedrosseltem Betrieb zunächst mit größer werdendem Anstellwinkel ein Anstieg der axialen Strömungsgeschwindigkeit entsprechend des größeren Volumenstroms feststellen. Bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  erreicht die Axialkomponente im Bereich des Lüfter-Außendurchmessers ihr Maximum. Darüber hinaus ist eine recht unregelmäßige Änderung der Umfangskomponente abhängig vom Radius festzustellen. Bei Radien, die kleiner als der Lüfterradius sind, treten relativ geringe Umfangsgeschwindigkeiten auf, die von der Nabe ausgehend zu den Schaufelspitzen hin noch abnehmen. Infolgedessen liegt am Außendurchmesser, in einer Ebene senkrecht zur Drehachse des Ventilators betrachtet, eine stark radial gerichtete Strömung vor. Zu größeren Durchmessern hin treten dann aber deutlich höhere Umfangskomponenten auf. Das Abströmfeld läßt sich somit in einen Kernbereich und einen Außenbereich aufteilen. Eine Erklärung hierfür kann darin bestehen, daß die Schaufeln bei dem geringen Anstellwinkel zur Nabe hin sehr eng beieinander stehen und der freie Strömungsquerschnitt zwischen den Schaufeln in diesem Bereich sehr klein ist. Dafür spricht auch, daß der Effekt mit zunehmender Drosselung, also mehr diagonalen Durchströmung des Lüfters, abnimmt. Bei mittlerer Drosselung lassen sich die beiden Bereiche nur noch ansatzweise unterscheiden und im stark gedrosseltem Betrieb tritt schließlich ein nahezu einheitliches Abströmfeld auf.

Bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  ergibt sich auch im ungedrosselten Betrieb eine deutlich gleichmäßigere Abströmung. Die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten sind auf einem Radius bei ca.  $3/4$  der Schaufelhöhe festzustellen. Nach außen hin sind auf Radien, die größer als der Lüfterradius selbst sind, nur noch geringe Strömungsgeschwindigkeiten vorhanden, so daß sich ein scharf begrenztes Strömungsfeld ergibt. Mit zunehmender Drosselung wandert das Maximum der Geschwindigkeiten weiter nach außen. Verglichen mit den Messungen bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  sind die Geschwindigkeitsmaxima dabei deutlich stärker ausgeprägt. Gleichzeitig sind bei geringer Drosselung die radialen Abströmwinkel kleiner, wobei die Unterschiede jedoch mit zunehmender Drosselung geringer werden. Bei mittlerer Drosselung tritt außerdem wieder eine leichte Unregelmäßigkeit der Abströmgeschwindigkeiten auf Höhe des Lüfterdurchmessers auf, ähnlich wie dies bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  der Fall ist. Bezüglich des statischen Drucks ist vor allem wieder ein Anstieg mit zunehmender Drosselung festzustellen, während die über dem Radius auftretenden Unterschiede vergleichsweise gering sind. Der Totaldruckverlauf hinter dem Lüfter spiegelt im wesentlichen die auftretenden Geschwindigkeiten im Abströmfeld wider.

Bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$  tritt zunächst unabhängig vom Schaufelprofil und vom Betriebspunkt ein größerer radialer Abströmwinkel auf. Bei ungedrosseltem Betrieb ergibt sich ansonsten ein ähnliches Abströmfeld wie bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$ , wobei lediglich die Geschwindigkeiten entsprechend des größeren Volumenstroms höher sind. Bei mittlerer Drosselung liegt vor allem das Maximum der Geschwindigkeitsver-

teilung hinter dem Lüfter deutlich weiter außen als bei kleineren Anstellwinkeln. Bei stark gedrosseltem Betrieb treten die maximalen Geschwindigkeiten dann fast radial über den Schaufelspitzen an der Rückseite des Lüfters auf, während die Geschwindigkeiten in axialer Richtung hinter dem Lüfter vergleichsweise gering sind. Das Strömungsfeld unterscheidet sich damit deutlich von dem bei kleineren Anstellwinkeln. Gleichzeitig ist bei den lokalen statischen Drücken zwar ein Anstieg beim Übergang vom ungedrosselten Betrieb zu mittlerer Drosselung zu beobachten, bei noch weiterer Drosselung des Luftstroms bleibt der statische Druck aber in etwa auf gleichem Niveau. Diese Änderungen in der Abströmung des Ventilators korrespondieren mit dem bereits während der Kennlinienmessungen festgestellten Einbruch des Druckaufbaus, der bei allen Profilen im stark gedrosselten Betrieb bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$  auftritt.

Die bisher beschriebenen Änderungen des Abströmfeldes abhängig vom gewählten Anstellwinkel und Betriebspunkt sind bei allen Profilen zu finden. Nachfolgend soll nun der Einfluß der Profilgeometrie bei gleichem Anstellwinkel und Arbeitspunkt des Ventilators betrachtet werden. Dabei wird der Einfachheit halber wieder die Numerierung der Profile aus Bild 13 verwendet. Als Basis des Vergleichs dient das Ausgangsprofil Nr. 2. Gegenüber diesem Profil treten bei einem Anstellwinkel von  $10^\circ$  und ungedrosseltem Betrieb des Ventilators bei Profil 1 etwas höhere Geschwindigkeiten auf. Außerdem ist der radiale Abströmwinkel etwas größer. Bei Profil 3 sind dagegen die Geschwindigkeiten und radialen Abströmwinkel etwas kleiner. Gleichzeitig liegt das Maximum der Abströmgeschwindigkeit näher zur Nabe. Noch deutlicher ist das Maximum bei Profil 4 nach innen verschoben, bei ebenfalls etwas kleineren radialen Abströmwinkeln. Bei Profil 5 treten hingegen gegenüber Profil 2 etwas größere Abströmgeschwindigkeiten auf, während das Strömungsfeld ansonsten annähernd gleich ist. Die Unterschiede der Geschwindigkeiten sind in allen Fällen besonders gut bei der Umfangskomponente zu erkennen, bei der Axialkomponente sind sie etwas geringer.

Die tendenziellen Änderungen im Abströmfeld bleiben auch bei den Betriebspunkten mit mittlerer und starker Drosselung erhalten. Die Unterschiede werden aber mit zunehmender Drosselung geringer. Bei starker Drosselung ist somit nur noch bei Profil 4 ein deutlich kleinerer radialer Abströmwinkel zu erkennen. Bei allen anderen Profilen sind die Unterschiede gering.

Auch bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  sind die Geschwindigkeiten im Abströmfeld bei den Profilen 1 und 5 in der Tendenz etwas größer als bei Profil 2, bei den Profilen 3 und 4 dagegen etwas kleiner. Die Unterschiede sind aber vergleichsweise gering. Deutliche Abweichungen sind hingegen bei Profil 5 im stark gedrosselten Betrieb festzustellen. Hier tritt schon bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  eine stark radial geprägte Abströmung über die Schaufelspitzen auf, die bei den anderen Profilen erst bei den Messungen mit  $50^\circ$  Anstellwinkel festzustellen ist. Größere Unterschiede gegenüber Profil 2 treten auch mit Profil 1 bei starker Drosselung auf. Das Maximum der Geschwindigkeiten ist näher zur Nabe gelegen und alle drei Geschwindigkeitskomponenten sind deutlich größer. Der radiale Abströmwinkel ist dabei insgesamt kleiner, so daß das Abströmfeld demjenigen bei mittlerer Drosselung ähnelt. Die bei den anderen Profilen beim Übergang von

mittlerer zu starker Drosselung auftretenden Änderungen sind demzufolge bei Profil 1 weniger deutlich zu erkennen.

Bei einem Anstellwinkel von  $50^\circ$  sind allgemein nur geringfügige Unterschiede zwischen den Abströmfeldern der einzelnen Profile zu erkennen, wenngleich die bereits beschriebenen Tendenzen überwiegend auch hier wiederzufinden sind. Auffallend ist aber das abweichende Strömungsfeld hinter Profil 4 für den Betriebspunkt mit mittlerer Drosselung. Hier ist das Maximum der Strömungsgeschwindigkeit bei annähernd gleichem radialen Abströmwinkel zur Nabe hin verschoben. Im stark gedrosseltem Betrieb läßt sich außerdem bei Profil 2 feststellen, daß die Strömungsgeschwindigkeiten auf Radien, die kleiner als der Lüfterradius sind, geringer ausfallen als bei den anderen Profilen.

Betrachtet man parallel zu den Sondenmessungen noch einmal die mit den einzelnen Profilen gemessenen Kennlinien, so läßt sich auch ein Zusammenhang zwischen dem Abströmfeld und dem Druckaufbau eines Lüfters erkennen. Die Druckkennlinien der Profile 3 und 4 liegen bei Anstellwinkeln von  $10^\circ$  und  $30^\circ$  niedriger als bei Profil 2. Mit Profil 1 wird hingegen bei den gleichen Anstellwinkeln ein höherer Druckaufbau erreicht, bei Profil 5 gilt dies zumindest für einen Anstellwinkel von  $30^\circ$ .

Die Unterschiede in der statischen Druckerhöhung korrespondieren mit den bei den Sondenmessungen ermittelten Geschwindigkeiten. Ein höherer Druckaufbau führt bei gleicher Drosselung zu einem größeren Volumenstrom und damit zu einer Erhöhung der Axialkomponente bzw. bei einer Abströmung über die Schaufelspitzen auch zu einer Erhöhung der Radialkomponente. Der höhere statische Druckaufbau erfordert außerdem entsprechend der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Zusammenhänge eine größere Umfangskomponente hinter dem Lüfter.

## 6 Berechnung von Lüfterkennlinien

Die Ergebnisse der Kennlinienmessungen zeigen für verschiedene Anstellwinkel, Schaufelzentriwinkel und Profillängen den abhängig vom Arbeitspunkt zu erwartenden Druckaufbau und Wirkungsgrad. Die verschiedenen Parameter wurden dabei in Schritten verändert, die für Werte in den Zwischenbereichen eine Interpolation aus den vorhandenen Messungen zulassen. Hierfür ist es allerdings hilfreich, die gemessenen Kennlinien als funktionalen Zusammenhang darzustellen. Dies soll nachfolgend durch eine Regression der gemessenen Kennlinien geschehen.

### 6.1 Funktionale Darstellung der Kennlinienmessungen

Zur Auswahl eines geeigneten Funktionsansatzes für die Regression der Kennlinien soll zunächst analysiert werden, wie die Energieumsetzung im Ventilator und die dabei auftretenden Verluste zu dem typischen Verlauf der Druckkennlinie eines Lüfters führen. Dies geschieht in Anlehnung an [57], wo eine ähnliche Analyse für Radialverdichter durchgeführt wird. Dabei wird für die nachfolgenden Betrachtungen angenommen, daß die verwendeten Größen über der Schaufelhöhe gemittelt sind.

Zur dimensionslosen Darstellung der Totaldruckerhöhung eines Lüfters wurde mit Gleichung (21) bereits die Druckzahl  $\psi_{\text{tot}}$  angegeben. Aus dem in Bild 4 dargestellten Geschwindigkeitsdreieck ergibt sich weiterhin der Zusammenhang

$$c_{u,4} = \mu \left( u_4 - \frac{c_{ax,4}}{\tan \beta_{S4}} \right), \quad (63)$$

wobei durch den als konstant angenommenen Minderleistungsfaktor  $\mu$  berücksichtigt wird, daß die Strömung aufgrund der endlichen Schaufelzahl nicht vollständig in Richtung des Schaufelaustrittswinkels  $\beta_{S4}$ , sondern nur in Richtung des Winkels  $\beta_4$  umgelenkt wird. Wird weiterhin die Lieferzahl

$$\varphi = \frac{c_{ax,4}}{u_4} \quad (64)$$

verwendet, läßt sich die Druckzahl auch in der Form

$$\psi_{\text{tot}} = 2\mu \left( 1 - \frac{\varphi}{\tan \beta_{S4}} \right) \quad (65)$$

darstellen. In Bild 24 ist die Druckzahl  $\psi_{\text{tot}}$  über  $\varphi$  aufgetragen. Für  $\mu = 1$  ergibt sich eine die  $\psi$ -Achse bei 2 schneidende Gerade, deren Steigung von dem Winkel  $\beta_{S4}$  abhängig ist. Als Beispiel wurde in der Abbildung ein Winkel von  $60^\circ$  gewählt. Für Minderleistungsfaktoren kleiner eins ergibt sich eine entsprechend tiefer liegende Gerade. In der Abbildung ist die Gerade für  $\mu = 0,8$  dargestellt.

Die Druckerhöhung des frei ausblasenden Lüfters wird durch die Druckzahl

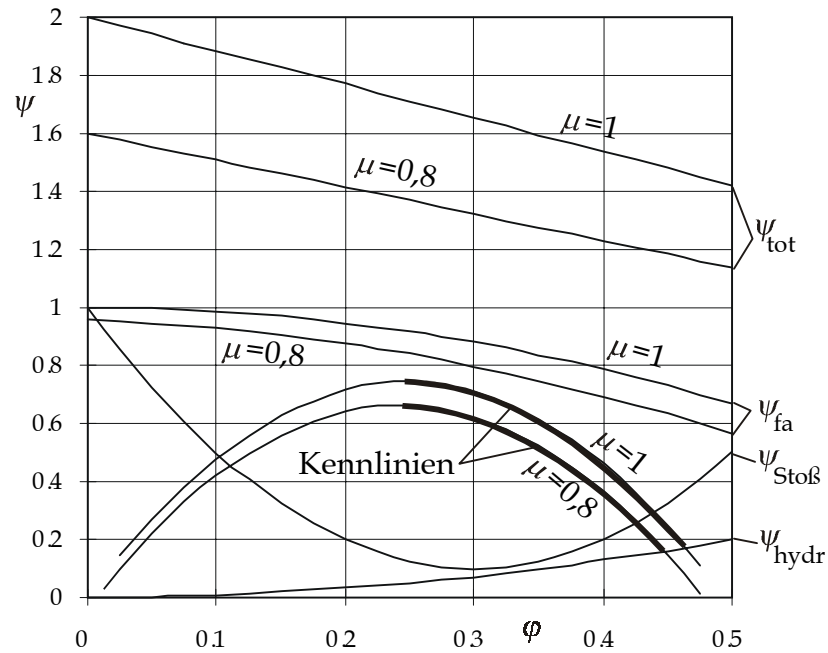


Bild 24: Entstehung der Kennlinien

$$\psi_{fa} = \frac{\Delta p_{fa}}{\frac{\rho}{2} u_4^2} \quad (66)$$

wiedergegeben. Mit den bereits aus den Gleichungen (12) und (13) bekannten Beziehungen für  $\Delta p_{fa}$  und  $\Delta p_{tot}$  ergibt sich der Zusammenhang

$$\Delta p_{fa} = \Delta p_{tot} - \frac{\rho}{2} c_4^2. \quad (67)$$

Damit läßt sich die Druckzahl des frei ausblasenden Lüfters auch in der Form

$$\psi_{fa} = \psi_{tot} - \frac{c_4^2}{u_4^2} = \psi_{tot} - \frac{c_{ax,4}^2 + c_{u,4}^2}{u_4^2} \quad (68)$$

darstellen. Mit den Gleichungen (63) bis (65) ergibt sich daraus der Zusammenhang

$$\psi_{fa} = \mu(2-\mu) + \frac{2\mu(\mu-1)}{\tan \beta_{S4}} \varphi - \left(1 + \frac{\mu^2}{\tan^2 \beta_{S4}}\right) \varphi^2. \quad (69)$$

Für  $\mu = 1$  vereinfacht sich diese Gleichung zu

$$\psi_{fa} = 1 - \left(1 + \frac{1}{\tan^2 \beta_{S4}}\right) \varphi^2. \quad (70)$$

In der Abbildung ist der Verlauf von  $\psi_{fa}$  wieder beispielhaft für die beiden Minderleistungsfaktoren  $\mu = 1$  und  $\mu = 0,8$  dargestellt. Dieser Druckaufbau des frei ausblasenden Lüfters wird noch durch Verluste gemindert. Dies sind zum einen die Reibungs-

verluste, von denen angenommen werden kann, daß sie quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit zunehmen. In Bild 24 sind diese durch  $\psi_{\text{hydr}}$  wiedergegeben. Zum anderen treten Verluste abhängig von der Anströmung der Schaufeln auf. Bei einem optimalen Anströmwinkel nehmen diese Verluste ein Minimum an. Zu größeren oder kleineren Anströmwinkeln hin nehmen die Verluste dann quadratisch zu, so daß sich der in der Abbildung dargestellte Verlauf von  $\psi_{\text{Stoß}}$  ergibt. Durch Subtraktion der Reibungs- und Stoßverluste von dem Druckaufbau  $\psi_{\text{fa}}$  ergibt sich schließlich der Verlauf der Kennlinien.

### 6.1.1 Regression der Kennlinien für den Druckaufbau

Die Überlegungen zur Entstehung der Kennlinien zeigen, daß der Druckaufbau im wesentlichen nur von Konstanten sowie linear und quadratisch eingehenden Parametern abhängig ist. Daher ist es in der Regel ausreichend, den Verlauf einer einzelnen Druckkennlinie durch ein Polynom 2. Grades anzunähern. Zur Darstellung der gemessenen Kennlinien in einem funktionalen Zusammenhang wurde dementsprechend eine Regression mit dem Funktionsansatz

$$\psi_R = \psi_m + \psi_\gamma + \psi_{l^*} + \psi_\vartheta + \psi_{\gamma, l^*} + \psi_{\gamma, \vartheta} \quad (71)$$

durchgeführt, dessen einzelne Summanden auf Polynomen 2. Grades basieren. Ausgangspunkt ist das Profil 2, das bezüglich der in den Versuchsreihen variierten Profillänge und dem Schaufelzentriwinkel jeweils einen mittleren Wert aufweist. Für den ebenfalls mittleren Anstellwinkel der Meßreihe von  $30^\circ$  wird die Druckkennlinie durch das Polynom

$$\psi_m = a_0 + a_1\varphi + a_2\varphi^2 \quad (72)$$

angenähert. Der Index „m“ soll kennzeichnen, daß es sich um den Druckaufbau bei mittleren Werten für die variierten Geometrieparameter handelt. Die Lieferzahl  $\varphi$  wird wie auch in den folgenden Gleichungen mit der Umfangsgeschwindigkeit an den Schaufelspitzen bestimmt. Die grundsätzlichen Überlegungen im vorangegangenen Abschnitt zur Wahl eines geeigneten Funktionsansatzes für die Regression werden dadurch nicht berührt.

Der Anstellwinkel wurde in den Meßreihen zwischen  $10^\circ$  und  $60^\circ$  variiert. Die nur teilweise durchgeführten Messungen mit  $60^\circ$  haben allerdings gezeigt, daß die Auslegung eines Ventilators mit diesem Anstellwinkel wenig sinnvoll ist. Daher sollen in die Regression nur die Messungen mit Winkeln zwischen  $10^\circ$  und  $50^\circ$  eingehen. Für einen vom mittleren Wert abweichenden Anstellwinkel wird somit die Korrekturfunktion

$$\begin{aligned} \psi_\gamma = & (\gamma - 30)(\gamma - 50)(a_3 + a_4\varphi + a_5\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(a_6 + a_7\varphi + a_8\varphi^2) \end{aligned} \quad (73)$$

angewendet. Bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  ergibt sie den Wert Null. Für Anstellwinkel von  $10^\circ$  und  $50^\circ$  erlaubt die Gleichung dagegen jeweils eine separate Korrektur aller Glieder des Polynoms.

Analog hierzu wird auch bei der Änderung der Profillänge verfahren. Für die dimensionslose Darstellung wird allerdings zunächst der Quotient

$$l^* = \frac{l}{d_L} \quad (74)$$

aus der Profillänge  $l$  und dem Lüfterdurchmesser  $d_L$  eingeführt. Damit ergibt sich die Korrekturfunktion zu

$$\begin{aligned} \psi_{l^*} = & (l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)(a_9 + a_{10}\varphi + a_{11}\varphi^2) \\ & + (l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)(a_{12} + a_{13}\varphi + a_{14}\varphi^2) \end{aligned} \quad (75)$$

Für den im Bereich von  $38,5^\circ$  bis  $71,4^\circ$  variierten Zentriwinkel ergibt sich in gleicher Weise die Funktion

$$\begin{aligned} \psi_{\vartheta} = & (\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)(a_{15} + a_{16}\varphi + a_{17}\varphi^2) \\ & + (\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)(a_{18} + a_{19}\varphi + a_{20}\varphi^2) \end{aligned} \quad (76)$$

Die gekoppelten Einflüsse bei gleichzeitiger Änderung des Anstellwinkels und der Profillänge werden durch die Funktion

$$\begin{aligned} \psi_{\gamma, l^*} = & (\gamma - 30)(\gamma - 50)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)(a_{21} + a_{22}\varphi + a_{23}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)(a_{24} + a_{25}\varphi + a_{26}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 50)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)(a_{27} + a_{28}\varphi + a_{29}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)(a_{30} + a_{31}\varphi + a_{32}\varphi^2) \end{aligned} \quad (77)$$

berücksichtigt. Die ersten beiden Zeilen bringen eine Korrektur bei größerer Profillänge ein. Bei der ersten Zeile ist dies allerdings nur dann der Fall, wenn gleichzeitig der Anstellwinkel kleiner gewählt wurde. Die zweite Zeile liefert dagegen eine Korrektur bei größerem Anstellwinkel. Die dritte und vierte Zeile dienen auf analoge Weise der Korrektur bei kleinerer Profillänge und gleichzeitig verkleinertem bzw. vergrößertem Anstellwinkel.

Auf gleiche Weise sollen auch die gekoppelten Einflüsse zwischen Anstellwinkel und Schaufelzentriwinkel berücksichtigt werden. Die Funktion hierfür lautet

$$\begin{aligned} \psi_{\gamma, \vartheta} = & (\gamma - 30)(\gamma - 50)(\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)(a_{33} + a_{34}\varphi + a_{35}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)(a_{36} + a_{37}\varphi + a_{38}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 50)(\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)(a_{39} + a_{40}\varphi + a_{41}\varphi^2) \\ & + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)(a_{42} + a_{43}\varphi + a_{44}\varphi^2) \end{aligned} \quad (78)$$

Die Kopplung der Parameter  $l^*$  und  $\vartheta$  wurde in den Meßreihen nicht untersucht, da die gleichzeitige Änderung dieser Parameter in der gewählten Größenordnung entweder zu aerodynamisch wenig sinnvoll erscheinenden Profilen oder aufgrund der Größe zu nicht realisierbaren Schaufeln führt. Damit entfällt die entsprechende Funktion in dem für die Regression gewählten Ansatz. Die Kopplung aller drei Parameter, also  $l^*$ ,  $\vartheta$  und  $\gamma$  braucht ebenfalls nicht berücksichtigt zu werden, da – um dies schon hier vorwegzunehmen – der Einfluß sehr gering ist.

Die Durchführung der Regression selbst erfolgt nach dem Verfahren der Minimierung der Fehlerquadratsumme. Für den Meßpunkt  $i = 1, \dots, k$  aus den Kennlinienmessungen soll die Funktion  $\Psi_R(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)$  aus den Gleichungen (71) bis (78) den Meßwert  $\Psi_{\text{Exp}}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)$  hinreichend genau wiedergeben. Das Kriterium für die Güte der Anpassung ist die Fehlerfunktion

$$\Phi = \sum_{i=1}^k (\Psi_R(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) - \Psi_{\text{Exp}}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*))^2. \quad (79)$$

Mit den optimalen Koeffizienten  $a_x$  der Funktion  $\Psi_R(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)$  nimmt die Fehlerfunktion ein Minimum an. Die partiellen Ableitungen von  $\Phi$  nach den Koeffizienten  $a_x$  sind in diesem Fall gleich Null. Die Lösung wird iterativ über den aus der Taylorschen Reihe abgeleiteten Ansatz

$$\Psi_{R,j+1}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) = \Psi_{R,j}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) + \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} \frac{\partial \Psi_{R,j}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)}{\partial a_x} \quad (80)$$

mit

$$(\Delta a_x)_{j+1} = (a_x)_{j+1} - (a_x)_j \quad (81)$$

ermittelt, wobei  $j$  den Iterationsschritt und  $m$  die Anzahl der Koeffizienten  $a_x$  angibt. Mit den Abkürzungen

$$A_{x,i,j} = \frac{\partial \Psi_{R,j}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)}{\partial a_x} \quad (82)$$

und

$$D_{i,j} = \Psi_{R,j}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) - \Psi_{\text{Exp}}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) \quad (83)$$

kann Gleichung (79) unter Verwendung von Gleichung (80) auch in der Form

$$\Phi_{j+1} = \sum_{i=1}^k \left[ D_{i,j} + \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} A_{x,i,j} \right]^2 \quad (84)$$

geschrieben werden. Die  $m$  partiellen Ableitungen nach  $(\Delta a_x)_{j+1}$  sind dann



$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Phi_{j+1}}{\partial (\Delta a_1)_{j+1}} &= 2 \sum_{i=1}^k \left[ D_{i,j} + \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} A_{x,i,j} \right] A_{1,i,j} \\
&\vdots \\
&\vdots \\
\frac{\partial \Phi_{j+1}}{\partial (\Delta a_m)_{j+1}} &= 2 \sum_{i=1}^k \left[ D_{i,j} + \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} A_{x,i,j} \right] A_{m,i,j} .
\end{aligned} \tag{85}$$

Durch Nullsetzen dieser Ableitungen ergibt sich das lineare Gleichungssystem

$$\begin{aligned}
-\sum_{i=1}^k D_{i,j} A_{1,i,j} &= \sum_{i=1}^k \left[ A_{1,i,j} \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} A_{x,i,j} \right] \\
&\vdots \\
&\vdots \\
-\sum_{i=1}^k D_{i,j} A_{m,i,j} &= \sum_{i=1}^k \left[ A_{m,i,j} \sum_{x=1}^m (\Delta a_x)_{j+1} A_{x,i,j} \right] .
\end{aligned} \tag{86}$$

Die Iteration wird mit geschätzten Startwerten für  $a_x$  begonnen. Aus dem linearen Gleichungssystem können dann die  $(\Delta a_x)_{j+1}$  bestimmt werden, mit denen nach Gleichung (81) die  $a_x$  für den nächsten Iterationsschritt und nach Gleichung (80) der neue Wert  $\Psi_{R,j+1}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*)$  berechnet werden kann. Das Verfahren wird solange fortgesetzt, bis das Verhältnis

$$\frac{\Phi_{j+1}}{\Phi_j} \approx 1 \tag{87}$$

ist, also z.B. in dem Bereich zwischen 0,995 und 1,005 liegt. Der Grad der Anpassung der Regression wird dann über den Zusammenhang

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (\Psi_R(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*) - \Psi_{\text{Exp}}(\varphi_i, \gamma_i, \vartheta_i, l_i^*))^2}{k}} \tag{88}$$

ermittelt. Je genauer die Meßwerte durch die Regressionsfunktion wiedergegeben werden, desto kleiner ist dieser Wert.

Das beschriebene Regressionsverfahren wurde zunächst für den Funktionsansatz nach Gleichung (71) unter Verwendung aller Meßpunkte aus den Kennlinienmessungen mit Anstellwinkeln von 10° bis 50° durchgeführt. Damit ergibt sich für den Grad der Anpassung

sung ein Wert von  $9,86 \cdot 10^{-3}$ . Anhand der Größenordnungen der aus der Regression erhaltenen Koeffizienten  $a_x$  läßt sich abschätzen, welche davon tatsächlich von Bedeutung sind und welche möglicherweise vernachlässigt werden können. Dementsprechend wurde die Regression mit verschiedenen Funktionsansätzen wiederholt, bei denen einige der Koeffizienten von Anfang an weggelassen wurden.

Werden beispielsweise die gekoppelten Einflüsse nach den Gleichungen (77) und (78) nur durch Polynome 1. Grades berücksichtigt, so enthält die gesamte Gleichung nur noch 37 Koeffizienten. Der Grad der Anpassung beträgt in diesem Fall  $1,06 \cdot 10^{-2}$ . Wenn die gekoppelten Einflüsse nur durch konstante Parameter berücksichtigt werden, sinkt die Anzahl der Koeffizienten auf 29, während der Anpassungsgrad auf  $1,28 \cdot 10^{-2}$  steigt. Bleiben die gekoppelten Einflüsse vollständig unberücksichtigt, werden nur noch 21 Koeffizienten benötigt. Der Anpassungsgrad ist in diesem Fall aber mit  $1,82 \cdot 10^{-2}$  deutlich schlechter.

Eine andere Variante zur Reduzierung der Koeffizienten-Anzahl könnte auch darin bestehen, in den Funktionen  $\psi_\gamma$ ,  $\psi_\vartheta$  und  $\psi_{l^*}$  nur Polynome 1. Grades zu verwenden. Werden die gekoppelten Einflüsse ebenfalls nur mit Polynomen 1. Grades berücksichtigt, dann besitzt die gesamte Funktion 31 Koeffizienten und der Anpassungsgrad liegt bei  $1,14 \cdot 10^{-2}$ . Wenn die gekoppelten Einflüsse wiederum nur durch eine Konstante berücksichtigt werden, dann enthält die Funktion nur noch 23 Koeffizienten. Der Grad der Anpassung beträgt dann jedoch nur noch  $1,35 \cdot 10^{-2}$ .

Es zeigt sich, daß ab einer Anzahl von 31 Koeffizienten der Anpassungsgrad nur noch geringfügig gesteigert werden kann. Umgekehrt führt eine geringere Koeffizienten-Anzahl zu einer deutlich schlechteren Anpassung, die auch schon beim direkten Vergleich der gemessenen und berechneten Kurvenverläufe offensichtlich wird. Daher kann der Funktionsansatz mit 31 Koeffizienten als guter Kompromiß zwischen dem Wunsch nach einer niedrigen Koeffizientenanzahl und der Forderung nach einer möglichst guten Anpassung angesehen werden. In Tabelle 5 sind die Koeffizienten für diesen Funktionsansatz aufgeführt, wobei die Nummer  $x$  der Koeffizienten denen in den Gleichungen (71) bis (78) entspricht. Die zu Null gesetzten Koeffizienten sind nicht mit aufgeführt.

Für die beiden zusätzlichen Meßreihen mit größerem Spalt  $s$  bzw. anderer axialer Position  $t$  wurde die Regression ebenfalls durchgeführt, und zwar unter Verwendung der Funktion

$$\psi = \psi_R + (s - 5)\psi_{R, s = 20\text{mm}} + \left(\frac{1}{3} - t\right)\psi_{R, t = 0}. \quad (89)$$

Dabei ist  $\psi_R$  der Funktionsansatz nach Gleichung (71), mit der die Regression für die Messungen bei 5mm Spalt und  $t = 1/3$  durchgeführt wurde. Die Koeffizienten dieser Funktion sind also bekannt. Die Funktion  $\psi_{R, s = 20\text{mm}}$  ist der Funktionsansatz für die Regression der Messungen bei 20mm Spalt und  $t = 1/3$ , während  $\psi_{R, t = 0}$  der Funktionsansatz für die mit 5mm Spalt und  $t = 0$  durchgeführten Messungen ist. Beide Funktionen sind vom Aufbau her identisch mit der Funktion  $\psi_R$ . Eine Betrachtung des Anpassungsgrades abhängig von der Anzahl der Koeffizienten führt zu Ergebnissen, die mit denen der ersten Meßreihe vergleichbar sind, so daß hier ebenfalls der Ansatz

Koeffizienten- Nr. $x$	Stellung $t = 1/3$	Stellung $t = 1/3$	Stellung $t = 0$
	Spalt 5mm	Spalt 20mm	Spalt 5mm
0	3.8204E-01	-3.3965E-03	-3.5408E-01
1	-4.3597E-01	2.1862E-02	2.5642E+00
2	-2.9018E+00	-1.4222E-01	-4.0679E+00
3	1.7325E-05	-2.9451E-06	2.7713E-04
4	-1.8610E-03	2.5525E-05	-1.2461E-03
6	-1.5763E-04	2.4121E-06	-2.3916E-04
7	1.0722E-03	1.1347E-05	3.7149E-04
9	1.5639E+01	-5.1645E-02	-2.2557E+01
10	-4.0931E+01	-7.0183E-01	7.6015E+01
12	-1.4670E+01	2.0014E-01	2.6289E+01
13	8.3340E+00	-2.5362E+00	-6.4674E+01
15	4.8202E-05	-2.6099E-06	-1.5657E-05
16	-2.9435E-04	1.8817E-05	3.0153E-04
18	-1.9601E-05	-1.1502E-06	-1.2879E-05
19	-2.3997E-04	-1.4278E-05	6.2469E-04
21	-5.2384E-03	7.3890E-04	4.8631E-02
22	-9.7695E-02	1.2744E-03	-1.5403E-01
24	-2.9746E-02	-4.0414E-04	2.3907E-02
25	1.2345E-01	4.8411E-03	-1.4464E-01
27	-2.6205E-02	5.6251E-04	1.9992E-02
28	1.8221E-01	-5.9660E-03	-1.5089E-01
30	4.3247E-03	1.8508E-04	1.1564E-02
31	-1.3312E-02	-1.4478E-03	-3.2834E-02
33	1.8315E-08	-3.6108E-09	3.8284E-08
34	3.6742E-07	3.3344E-08	-1.6699E-06
36	-4.3254E-08	-1.0022E-09	2.6142E-08
37	3.9611E-07	-1.4290E-08	-4.3440E-07
39	-1.6917E-07	-5.7498E-09	-1.1908E-07
40	1.5956E-07	1.4492E-08	9.3403E-07
42	4.1108E-08	3.1589E-09	-4.0171E-07
43	1.2791E-07	-6.9709E-10	7.6595E-07

Tabelle 5: Koeffizienten der Druckzahl-Regression

mit 31 Koeffizienten gewählt werden kann. Zur Reduzierung der Rechenzeit wird die Regression für die beiden Meßreihen mit größerem Spalt bzw. anderer axialen Position

jeweils separat durchgeführt. Die daraus hervorgehenden Koeffizienten sind ebenfalls in Tabelle 5 aufgelistet. Der Anpassungsgrad der Messungen in der Position  $t = 0$  liegt mit  $1,33 \cdot 10^{-2}$  nur wenig über dem der Messungen in der Position  $t = 1/3$ . Etwas schlechter ist dagegen die Regression der Messungen mit 20mm Spalt, wo der Anpassungsgrad bei  $1,92 \cdot 10^{-2}$  liegt. Die größeren Abweichungen ergeben sich aus dem etwas unregelmäßigeren Verlauf der Kennlinien, der sich durch Polynome 2. Grades nur in Form eines ausgleichenden, mittleren Kurvenverlaufs wiedergeben läßt.

### 6.1.2 Regression der Kennlinien für die Leistungsaufnahme

Analog zu der Vorgehensweise bei den Druckkennlinien kann auch für die Kennlinienverläufe der Leistungszahl  $\lambda$  eine Regression durchgeführt werden. Zur Auswahl eines geeigneten Funktionsansatzes soll noch einmal Bild 24 betrachtet werden. Die Druckzahl  $\psi_{\text{tot}}$  verläuft hier bei verlustfreier Energieumsetzung als Gerade, die durch Gleichung (65) wiedergegeben wird. Für die Leistungszahl gilt in diesem Fall

$$\lambda = \psi_{\text{tot}} \cdot \varphi, \quad (90)$$

so daß sich durch Einsetzen der Zusammenhang

$$\lambda = 2\mu \left[ \varphi - \frac{\varphi^2}{\tan \beta_{S4}} \right] \quad (91)$$

ergibt. Diese Gleichung gilt zunächst natürlich nur unter idealisierten Bedingungen. So müßte z.B. die Leistungsaufnahme des Ventilators auf Null zurückgehen, wenn die Lieferzahl gleich Null ist. In der Praxis wird der Ventilator aber durch die auftretenden Ventilationsverluste auch in diesem Fall Energie verbrauchen. Aus diesen Überlegungen heraus erscheint für die Regression wieder ein Funktionsansatz auf der Basis von Polynomen 2. Grades als geeignet. Eine zu der Regression der Druckkennlinien analoge Vorgehensweise zur Beurteilung des Anpassungsgrades abhängig von der Koeffizientenanzahl führt darüber hinaus zu dem Ergebnis, daß ein Funktionsansatz mit Polynomen 1. Grades für die Einzelparameter bzw. Konstanten für die gekoppelten Einflüsse eine ausreichend genaue Anpassung ermöglicht. Daher wird für die Regression die Funktion

$$\lambda_R = \lambda_m + \lambda_\gamma + \lambda_{l^*} + \lambda_\vartheta + \lambda_{\gamma, \vartheta} + \lambda_{\gamma, l^*} \quad (92)$$

gewählt. Sie setzt sich analog zu dem Funktionsansatz für die Regression der Druckkennlinien aus den Anteilen

$$\lambda_m = b_0 + b_1 \varphi, \quad (93)$$

$$\lambda_\gamma = (\gamma - 30)(\gamma - 50)(b_2 + b_3 \varphi) + (\gamma - 30)(\gamma - 10)(b_4 + b_5 \varphi) \quad , \quad (94)$$

$$\lambda_{l^*} = (l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)(b_6 + b_7 \varphi) + (l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)(b_8 + b_9 \varphi) \quad , \quad (95)$$

$$\lambda_{\vartheta} = (\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)(b_{10} + b_{11}\varphi) + (\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)(b_{12} + b_{13}\varphi) \quad , \quad (96)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{\gamma, l^*} &= (\gamma - 30)(\gamma - 50)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)b_{14} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 10)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,1153)b_{15} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 50)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)b_{16} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 10)(l^* - 0,1647)(l^* - 0,214)b_{17} \end{aligned} \quad (97)$$

und

$$\begin{aligned} \lambda_{\gamma, \vartheta} &= (\gamma - 30)(\gamma - 50)(\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)b_{18} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 10)(\vartheta - 50)(\vartheta - 38,5)b_{19} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 50)(\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)b_{20} \\ &+ (\gamma - 30)(\gamma - 10)(\vartheta - 50)(\vartheta - 71,4)b_{21} \end{aligned} \quad (98)$$

zusammen. Die Regression führt zu einem Anpassungsgrad von  $8,14 \cdot 10^{-4}$ . Die Einbindung der Meßreihen mit größerem Spalt und anderer axialer Position erfolgt wie zuvor jeweils über eine eigene Regression der beiden Meßreihen mit dem Funktionsansatz

$$\lambda = \lambda_R + (s - 5)\lambda_{R, s = 20\text{mm}} + \left(\frac{1}{3} - t\right)\lambda_{R, t = 0} \quad , \quad (99)$$

wobei die in der ersten Regression ermittelten Koeffizienten der Funktion  $\lambda_R$  verwendet werden. Der Aufbau der Funktionen  $\lambda_{R, s = 20\text{mm}}$  für die Messungen mit größerem Spalt und  $\lambda_{R, t = 0}$  für die Messungen in der axialen Position  $t = 0$  ist identisch mit der Funktion  $\lambda_R$ . Die aus den Regressionen hervorgehenden Koeffizienten sind in Tabelle 6 zusammengefaßt. Die Anpassung bei dem größeren Spalt bzw. in der Stellung  $t = 0$  ist wie schon bei den Druckkennlinien etwas schlechter, aber mit Anpassungsgraden von  $1,22 \cdot 10^{-3}$  bzw.  $1,28 \cdot 10^{-3}$  noch ausreichend.

Der Wirkungsgrad des Lüfters läßt sich aus den ermittelten Funktionen  $\psi_R$  und  $\lambda_R$  über den Zusammenhang

$$\eta_R = \frac{\varphi \cdot \psi_R}{\lambda_R} \quad (100)$$

ermitteln, so daß mit den Ergebnissen der Regression alle Kennlinien berechnet werden können. Anhang C zeigt beispielhaft für Anstellwinkel von  $10^\circ$ ,  $30^\circ$  und  $50^\circ$  einen Vergleich zwischen den gemessenen Größen und den über die Regression erhaltenen Kennlinien für Druckerhöhung, Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad. Man kann erkennen, daß die Regression der Lieferzahl und der Leistungszahl genau genug ist, um auch den Verlauf des aus diesen Größen berechneten Wirkungsgrades in guter Näherung wiederzugeben.

Die durch die Regression erhaltenen Funktionen ermöglichen zunächst nur die Ermittlung dimensionsloser Kennlinien für eine bestimmte Lüftergeometrie. Aus diesen Größen können dann für eine vorgegebene Luftdichte  $\rho$ , Drehzahl  $n$  und einen Lüfterdurch-

Koeffizienten- Nr. $x$	Stellung $t = 1/3$	Stellung $t = 1/3$	Stellung $t = 0$
	Spalt 5 mm	Spalt 20 mm	Spalt 5 mm
0	1.0055E-01	1.8220E-05	1.8774E-04
1	-5.0944E-03	-2.1139E-03	3.9146E-02
2	-7.2654E-05	4.4698E-07	2.2223E-05
3	8.4447E-05	-5.3965E-06	-2.0351E-04
4	8.7245E-05	-2.9306E-07	-1.8126E-04
5	1.9401E-04	-5.0653E-06	5.0472E-04
6	2.2287E+00	-2.0590E-01	-7.8441E+00
7	-8.1473E+00	1.4213E+00	2.3869E+01
8	-3.4571E+00	2.8845E-03	-8.1812E-01
9	5.7640E+00	-2.0704E-01	-6.8419E+00
10	-5.3918E-06	-1.4484E-06	-6.9684E-06
11	5.1625E-05	9.9791E-06	-8.0140E-05
12	6.8198E-06	-2.4806E-06	-1.4859E-04
13	-8.2905E-05	1.3289E-05	5.9725E-04
14	1.3009E-03	1.2431E-04	4.2224E-03
15	1.4612E-03	2.6686E-04	-7.7469E-03
16	-3.3502E-04	4.3902E-05	1.6114E-03
17	-8.9712E-03	-3.3521E-04	-2.8381E-03
18	3.3963E-08	5.9174E-10	-5.2760E-09
19	-1.3532E-09	-3.9553E-09	-8.3386E-09
20	-3.5477E-08	1.2812E-09	7.3987E-08
21	-8.4684E-08	2.9287E-09	6.9873E-08

Tabelle 6: Koeffizienten der Leistungszahl-Regression

messer  $d_L$  dimensionsbehaftete Kennlinien berechnet werden. Dies geschieht über die Beziehungen

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{4} \pi^2 n d_L^3, \quad (101)$$

$$\Delta p_{fa} = \frac{\Psi_{fa}}{2} \rho \pi^2 n^2 d_L^2 \quad (102)$$

und

$$P = \frac{\lambda}{8} \rho \pi^4 n^3 d_L^5, \quad (103)$$

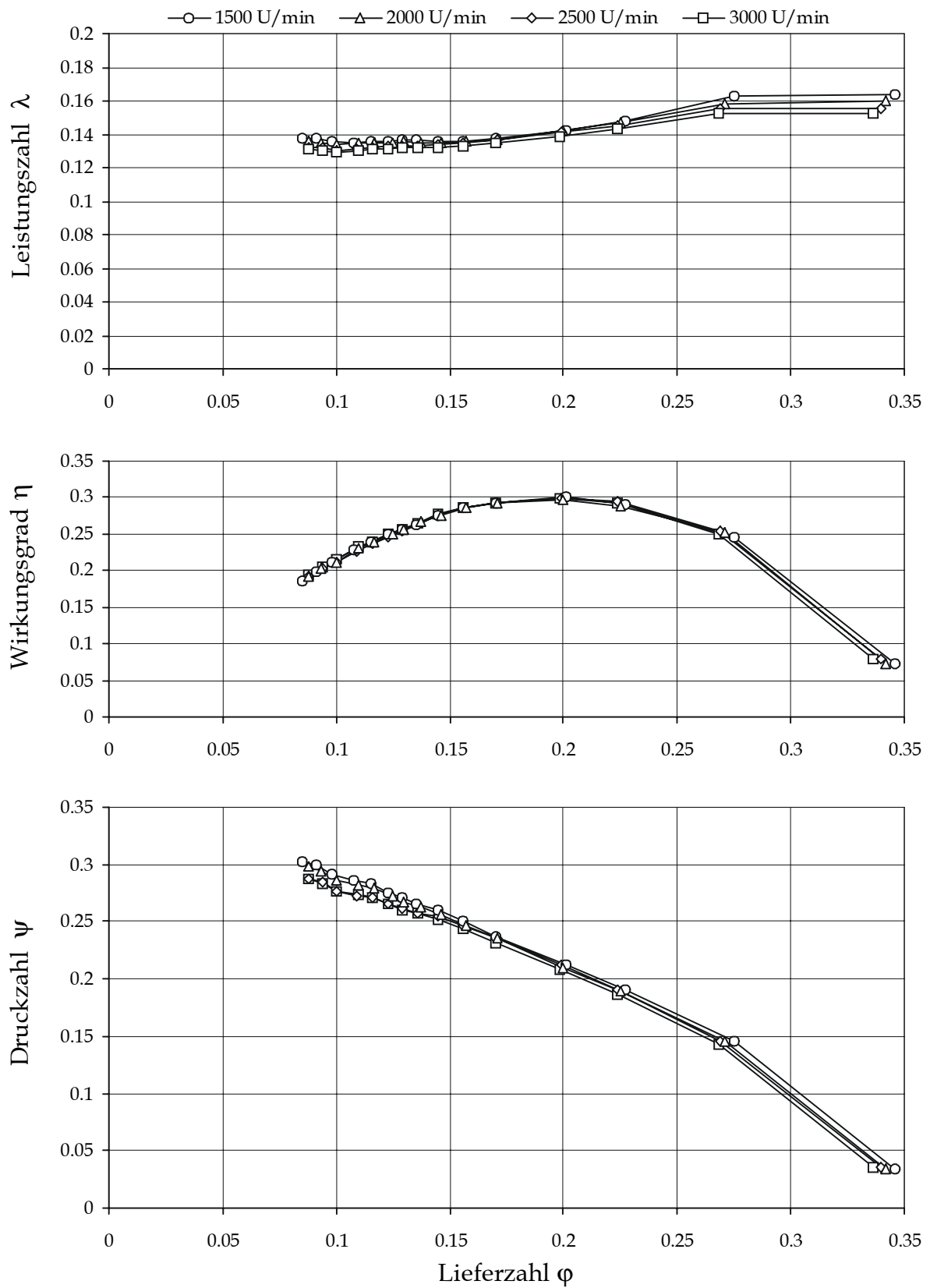


Bild 25: Kennlinien eines Lüfters bei unterschiedlichen Drehzahlen

die man durch Umstellen der Gleichungen (38), (39) und (41) erhält. Die Anwendung dieser Beziehungen setzt voraus, daß sich ein Lüfter bei einer geometrischen Größenänderung und bei unterschiedlichen Drehzahlen aerodynamisch ähnlich verhält. Das aerodynamisch ähnliche Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen bestätigen die bei mehreren Drehzahlen gemessenen und in Bild 25 in dimensionsloser Form dargestellten Kennlinien eines Lüfters. Man kann zwar erkennen, daß die Kennlinien leicht voneinander abweichen, wobei eine Tendenz dahingehend festgestellt werden kann, daß vor allem die Druckzahl bei größeren Drehzahlen geringfügig kleiner ausfällt. Unter Berücksichtigung der aufgrund der Meßgenauigkeit zu erwartenden Abweichungen kann dies jedoch vernachlässigt werden. Einflüsse wie z.B. die Kompressibilität der Luft, die zu deutlich voneinander abweichenden Kennlinienverläufen bei unterschiedlichen Drehzahlen führen könnten, sind offensichtlich von untergeordneter Bedeutung. Somit ist eine Umrechnung der Kennlinien auf unterschiedliche Drehzahlen möglich.

Für geometrisch ähnliche Lüfter mit unterschiedlichen Durchmessern konnte das aerodynamisch ähnliche Verhalten nicht im Experiment überprüft werden, da keine entsprechenden Lüfter mit ähnlicher Geometrie, aber unterschiedlichen Durchmessern zur Verfügung standen. Im nachfolgenden Abschnitt werden jedoch Beispiele gezeigt, wie mit den aus der Regression erhaltenen Funktionen der Kennlinienverlauf von Lüftern abgeschätzt werden kann. In einem der Beispiele wird dabei angenommen, daß die aus der Regression erhaltenen Daten auch auf einen deutlich größeren Lüfterdurchmesser umgerechnet werden können. Da auch hierbei eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Kennlinien festzustellen ist, kann davon ausgegangen werden, daß ein aerodynamisch ähnliches Verhalten vorliegt.

## 6.2 Berechnungsbeispiele

Wie in Abschnitt 5.1 beschrieben wurde, mußten bei dem Versuchslüfter gegenüber üblichen Serienlüftern einige Vereinfachungen vorgenommen werden. Dazu zählen unter anderem die über dem Lüfterradius konstanten Ein- und Austrittswinkel sowie die nicht profilierten Schaufeln. Anhand von zwei Serienlüftern soll daher geprüft werden, wie genau die Kennlinien dieser Lüfter mit denen übereinstimmen, die man mit Hilfe der aus der Regression erhaltenen Funktionen berechnen kann. Auf diese Weise wird gleichzeitig geprüft, inwieweit die Messungen bzw. Regressionsgleichungen als Basis für die Auslegung von neuen Ventilatoren geeignet sind.

Der erste Serienlüfter besitzt wie auch der Versuchslüfter neun Schaufeln und einen Außendurchmesser  $d_L$  von 530mm. Der Nabendurchmesser  $d_N$  ist allerdings mit 220mm geringfügig kleiner, so daß sich ein etwas geringeres Nabenverhältnis von

$$v = \frac{d_N}{d_L} \approx 0,415 \quad (104)$$

gegenüber  $v = 0,445$  bei dem Versuchslüfter ergibt. Die Schaufeln weisen einen nahezu konstanten Eintrittswinkel von  $19^\circ$  auf, während der Austrittswinkel an der Nabe  $60^\circ$  beträgt und zu den Schaufelspitzen hin auf  $52^\circ$  zurückgeht, wodurch die größere Um-



fangsgeschwindigkeit berücksichtigt wird. Damit ergibt sich ein Schaufelzentriwinkel von  $41^\circ$  an der Nabe und  $33^\circ$  am Außendurchmesser des Lüfters. Die Profillänge beträgt an der Nabe 82mm und steigt zu den Schaufelspitzen hin auf 89mm an. Der Anstellwinkel der Schaufeln beträgt an der Nabe  $42^\circ$  und am Außendurchmesser  $32^\circ$ .

In die Funktionen zur Kennlinienberechnung können nur mittlere Werte für die Profillänge, den Schaufelzentriwinkel und den Anstellwinkel eingehen. Daher wurden diese Werte für den Serienlüfter über den Radius gemittelt. Der Schaufelzentriwinkel beträgt dann  $34,5^\circ$ , der Anstellwinkel ca.  $39,8^\circ$  und die mittlere Profillänge 84,5mm. Für die auf den Lüfterdurchmesser bezogene Profillänge  $l^*$  nach Gleichung (74) ergibt sich daraus ein Wert von 0,159. Damit liegen alle Werte fest, die zu der Berechnung der Kennlinien erforderlich sind. Es bleibt festzuhalten, daß der Schaufelzentriwinkel schon etwas unterhalb des kleinsten, mit dem Versuchslüfter erprobten Zentriwinkel liegt, so daß bei der Anwendung der aus der Regression erhaltenen Funktionen eine Extrapolation für diesen Winkel vorgenommen wird.

In Bild 26 sind die berechneten Kennlinien im Vergleich zu den gemessenen Kurven dargestellt. Man kann erkennen, daß der Druckaufbau des Lüfters sehr gut wiedergegeben wird, wenngleich die Berechnung für die Druckerhöhung bei niedriger Drosselung etwas zu kleine, bei starker Drosselung dagegen geringfügig zu hohe Werte ergibt. Etwas größer sind die Abweichungen bei der Leistungsaufnahme, wo die berechneten Werte besonders bei geringer Drosselung etwas zu niedrig liegen. Dementsprechend wird der Wirkungsgrad des Lüfters etwas zu hoch eingeschätzt. Die Abweichungen liegen aber im gesamten Betriebsbereich unterhalb von 4% und sind damit für die praktische Anwendung vertretbar.

Bei dem zweiten Lüfter handelt es sich um einen Lkw-Lüfter mit einem Nabenverhältnis von 0,43 und einem Außendurchmesser  $d_L$  von 800 mm. Er ist also deutlich größer als der Versuchslüfter. Die Schaufeln des Lüfters haben an der Nabe einen Eintrittswinkel von etwa  $12^\circ$  und einen Austrittswinkel von  $68^\circ$ . Entsprechend der größeren Umfangsgeschwindigkeit werden beide Winkel zu den Schaufelspitzen hin kleiner, so daß dort der Eintrittswinkel ca.  $6^\circ$  und der Austrittswinkel  $63^\circ$  beträgt. Der Zentriwinkel des Schaufelprofils ist über den Radius annähernd konstant und beträgt etwa  $57^\circ$ . Die Profillänge beträgt an der Nabe 122mm, zu den Schaufelspitzen hin vergrößert sie sich auf 148mm. Aus diesen Profildaten ergibt sich ein Anstellwinkel von  $40^\circ$  an der Nabe und knapp  $35^\circ$  an den Schaufelspitzen.

Für das Einsetzen der Werte in die Funktionen zur Kennlinienberechnung werden die Geometrieparameter des Serienlüfters wieder über dem Radius gemittelt. Der Schaufelzentriwinkel beträgt dann  $57^\circ$ , der Anstellwinkel ca.  $37^\circ$  und die mittlere Profillänge 147mm. Für die auf den Lüfterdurchmesser bezogene Profillänge  $l^*$  ergibt sich ein Wert von 0,184.

Bild 27 zeigt einen Vergleich der berechneten und gemessenen Kennlinien. Man kann erkennen, daß der Druckaufbau des Lüfters im relevanten Betriebsbereich sehr gut wiedergegeben wird. Lediglich bei sehr niedriger Drosselung wird er etwas zu hoch geschätzt, da der plötzliche Einbruch der Kennlinie bei sehr starker Drosselung nicht

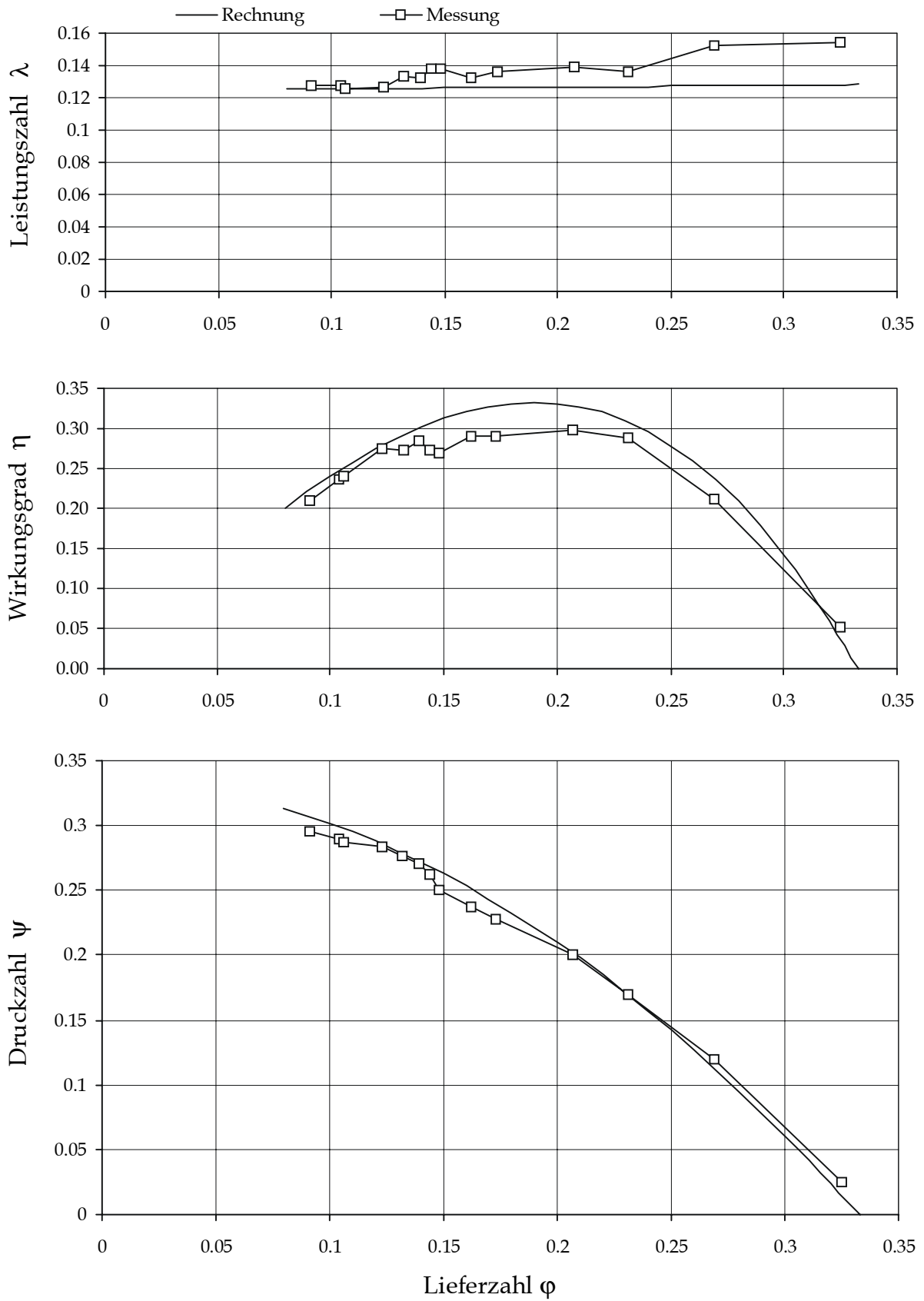


Bild 26: Vergleich der gemessenen und berechneten Kennlinien für Lüfter 1

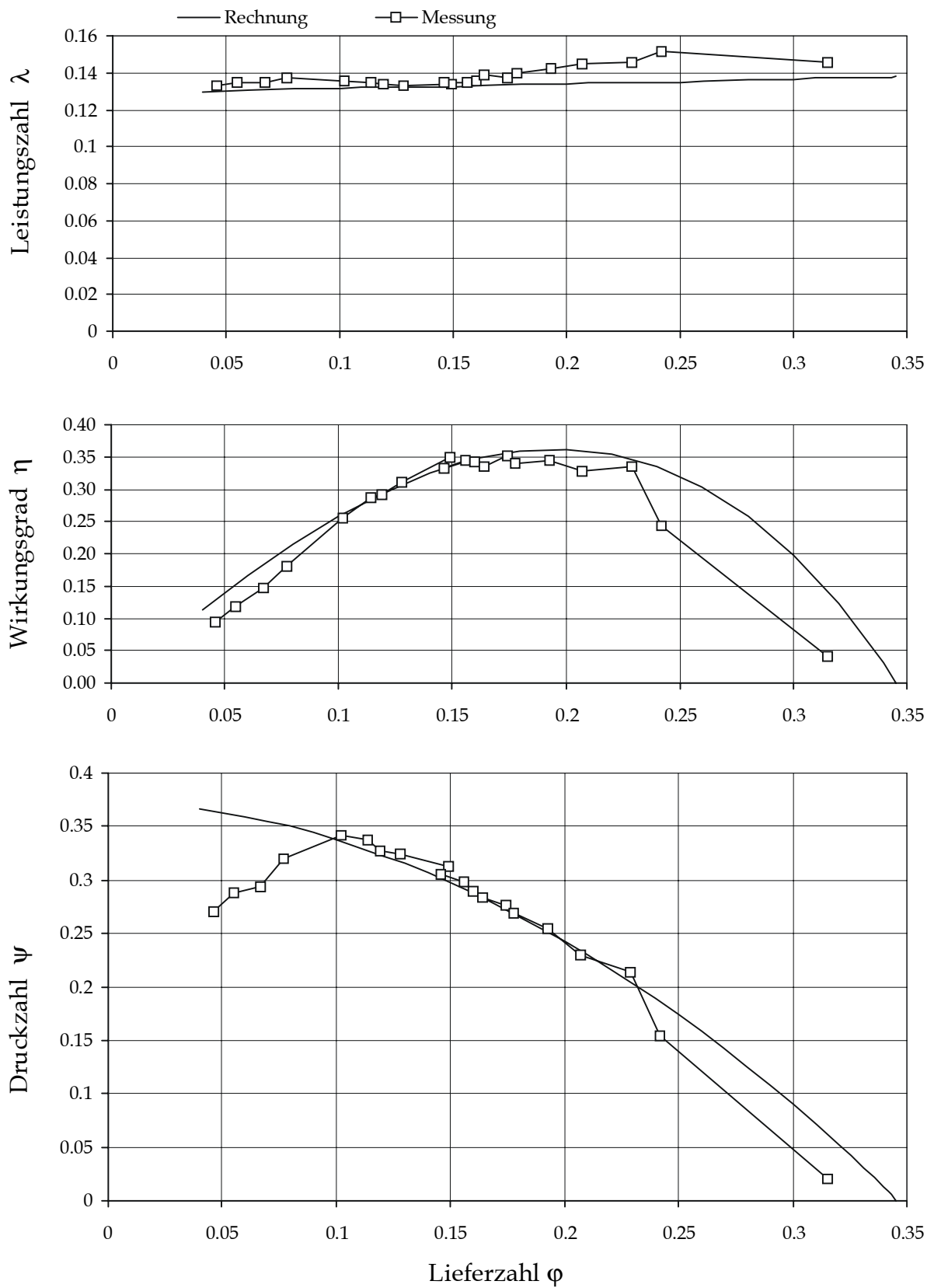


Bild 27: Vergleich der gemessenen und berechneten Kennlinien für Lüfter 2

wiedergegeben werden kann. Für den realen Betrieb des Lüfters ist dieser Betriebsbereich jedoch bedeutungslos. Darüber hinaus wurde bei der Regression zwar der in einigen Fällen bei mittlerer Drosselung bis starker Drosselung auftretende Einbruch der Kennlinien berücksichtigt, ein ggf. auftretender plötzlicher Abfall der Kennlinien bei sehr kleinen Lieferzahlen wurde aber nicht mit einbezogen. Daher kann eine korrekte Wiedergabe der Kennlinie in diesem Bereich auch nicht erwartet werden.

Die Leistungsaufnahme des Lüfters wird durch die Berechnung in der Tendenz etwas niedriger eingeschätzt als sie tatsächlich ist. Bei starker bis mittlerer Drosselung ist die Übereinstimmung jedoch genau genug, um auch bei der Berechnung des Lüfterwirkungsgrades eine gute Übereinstimmung mit der Messung zu erreichen. Lediglich im Bereich niedriger Drosselung treten etwas größere Abweichungen auf, die zusammen mit den Abweichungen der Druckkennlinien auch bei der Bestimmung des Wirkungsgrades zu größeren Ungenauigkeiten führen. Zusammenfassend läßt sich jedoch feststellen, daß auch die Kennlinien dieses Lüfters mit den aus der Regression erhaltenen Funktionen für den praktischen Gebrauch ausreichend genau wiedergegeben werden.

Die beiden Beispiele zeigen, daß die Kennlinien von Serienlüftern mit den durch die Regression erhaltenen Funktionen in guter Näherung wiedergegeben werden können, wenn die in die Funktionen eingehenden Geometrieparameter der Schaufeln über den Radius des Serienlüfters gemittelt werden. In beiden Beispielen handelt es sich allerdings um Lüfter mit zylindrischer Nabe, gleicher Schaufelzahl, symmetrischer Schaufelteilung und zumindest ungefähr gleichem Nabenverhältnis wie bei dem Versuchslüfter. Bei Lüftern, deren Geometrie hiervon deutlich abweicht, sind naturgemäß größere Unterschiede bei den Kennlinienverläufen zu erwarten. Im nachfolgenden Kapitel zeigen daher einige beispielhafte Messungen, mit welchen Abweichungen bei verschiedenen Modifikationen des Lüfters zu rechnen ist.

## 7 Optimierung von Lüftern

In den Kapiteln 5 und 6 wurde der Einfluß der Schaufelgestaltung auf das Betriebsverhalten eines Lüfters ausführlich untersucht. Auf Basis dieser Untersuchungen ist die Grundausslegung eines Lüfters möglich. Darüber hinaus gibt es aber natürlich noch zahlreiche Möglichkeiten, einen Lüfter durch die geometrische Gestaltung weiter zu optimieren. Dazu zählt z.B. die Änderung des Nabenverhältnisses, der Schaufelzahl, eine asymmetrische Blatteilung oder eine spezielle Gestaltung der Nabe. Eine ebenso detaillierte Untersuchung wie für die Schaufelgestaltung konnte vom Umfang her in dieser Arbeit nicht vorgenommen werden. Nachfolgend soll aber zumindest anhand einiger Beispielmessungen gezeigt werden, welche Einflüsse tendenziell zu erwarten sind. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels wird außerdem als weitere Optimierungsmöglichkeit ein Lüfter mit Leitrad vorgestellt. Es wird gezeigt, daß diese Bauweise auch gegenüber weitgehend optimal gestalteten, leitradlosen Ventilatoren noch eine wesentliche Verbesserung der Leistungsdaten ermöglicht.

### 7.1 Einfluß des Nabenverhältnisses

Die bereits vorgestellten Messungen mit unterschiedlichen Schaufelprofilen wurden mit einem Lüfterdurchmesser von 530mm durchgeführt. Mit dem Nabendurchmesser von 236mm ergibt sich daraus ein Nabenverhältnis von  $v = 0,445$ . Um den Einfluß des Nabenverhältnisses auf den Verlauf der Kennlinien zu ermitteln, wurde eine ergänzende Meßreihe mit Profil 2 durchgeführt, bei der ein Außendurchmesser von 560mm gewählt wurde. Mit dem unveränderten Nabendurchmesser ergibt sich daraus ein etwas kleineres Nabenverhältnis von  $v = 0,42$ . Dies entspricht in etwa dem kleinstmöglichen Nabenverhältnis für einen typischen Lkw-Lüfter mit ca. 700mm Außendurchmesser. Wesentlich kleinere Nabenverhältnisse sind kaum realisierbar, da innerhalb der Lüfternabe ausreichend Platz für die Lüfterkupplung vorgehalten werden muß.

Die axiale Position des Lüfters wurde bei den Versuchen auf  $t = 1/3$  eingestellt, für den Spalt an den Schaufelspitzen wurden 5mm gewählt. Die Messungen wurden wie zuvor für Anstellwinkel von  $10^\circ$  bis  $50^\circ$  in Schritten von  $10^\circ$  durchgeführt. Damit ist ein Vergleich der Kennlinien für unterschiedliche Nabenverhältnisse bei verschiedenen Anstellwinkeln des Profils möglich, während alle anderen Parameter unverändert bleiben.

Bild 28 und Bild 29 zeigen die Ergebnisse der Messungen. Bei Anstellwinkeln von  $10^\circ$  und  $20^\circ$  ist der Einfluß des Nabenverhältnisses im ungedrosselten Betrieb gering. Bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  liefert dagegen der Ventilator mit dem kleineren Nabenverhältnis einen größeren Volumenstrom. Mit zunehmender Drosselung erreicht dann aber der Lüfter mit dem größeren Nabenverhältnis bei allen drei Anstellwinkeln einen höheren Druckaufbau. Bezüglich des Wirkungsgrades fällt vor allem bei einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  auf, daß der Lüfter mit dem kleineren Nabenverhältnis höhere Werte erreicht. Bei den kleineren Anstellwinkeln ist der Einfluß dagegen gering.

Bei einer weiteren Steigerung des Anstellwinkels auf  $40^\circ$  oder  $50^\circ$  sind die Kennlinien der beiden Lüfter annähernd identisch, von dem bei mittlerer Drosselung auftretenden,

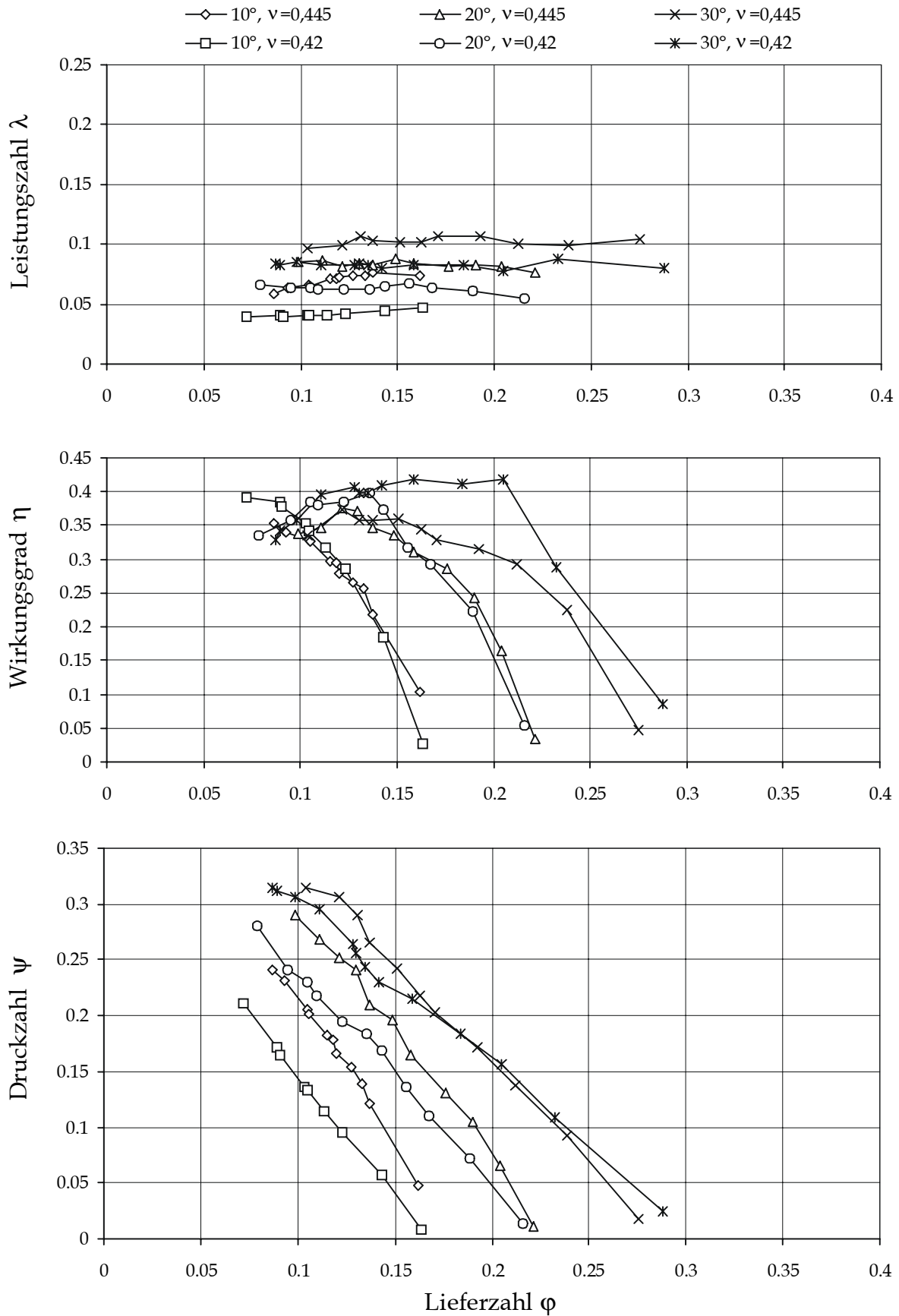


Bild 28: Einfluß des Nabenverhältnisses, Anstellwinkel 10°, 20° und 30° (Profil 2)

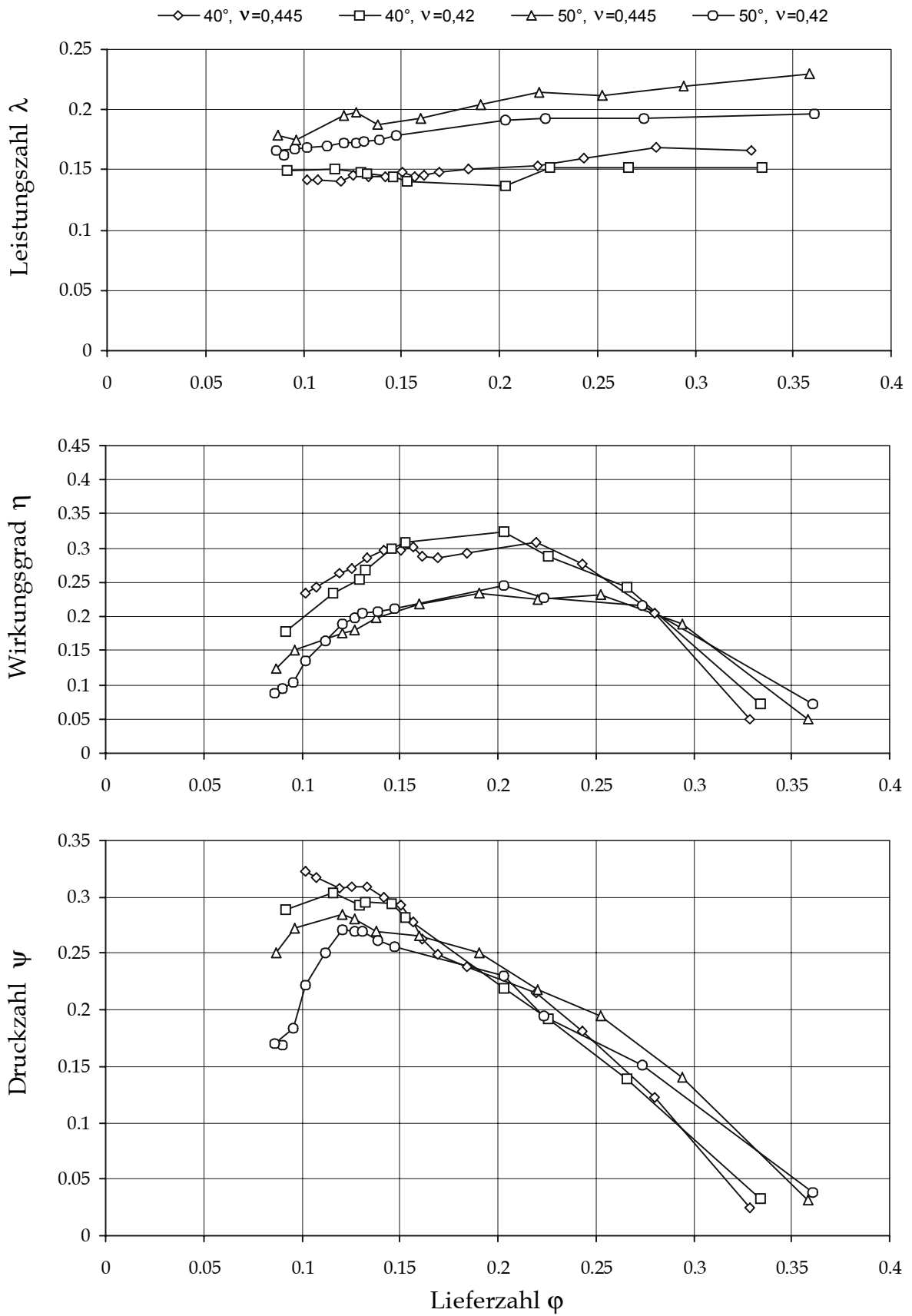


Bild 29: Einfluß des Nabenverhältnisses, Anstellwinkel  $40^\circ$  und  $50^\circ$  (Profil 2)

kleinen Einbruch im Druckaufbau des Lüfters mit dem größeren Nabenverhältnis einmal abgesehen. Unterschiede im Kennlinienverlauf treten demnach vor allem bei kleinen Anstellwinkeln, also insgesamt geringeren Volumenströmen und Druckerhöhungen auf. Dabei lassen sich die tendenziell größeren Unterschiede bei stärkerer Drosselung damit erklären, daß in diesem Betriebsbereich eine diagonale Durchströmung des Lüfters vorliegt und eine im Verhältnis zum Lüfterdurchmesser größere Nabe die unter diesen Bedingungen auftretenden Ablösezone im Nabenbereich reduziert. Bei größeren Anstellwinkeln scheinen zumindest bei der Größenordnung, in der hier das Nabenverhältnis variiert wurde, andere Effekte zu dominieren. So wird z.B. der zu stärkerer Drosselung hin durch Strömungsablösungen an den Profilen auftretende Einbruch der Kennlinien größeren Einfluß haben als die Änderung des Nabenverhältnisses.

In diesem Zusammenhang sollen auch noch einmal die beiden Berechnungsbeispiele für Serienlüfter in Abschnitt 6.2 betrachtet werden. Dort unterschieden sich in beiden Fällen die Nabenverhältnisse des Versuchslüfters und des Serienlüfters. Bei dem ersten Lüfter war die Abweichung des Nabenverhältnisses sogar noch etwas größer als in dem hier gezeigten Vergleich. Dennoch wurden die Kennlinienverläufe sehr gut wiedergegeben. Dies kann darauf zurückgeführt werden, daß der Anstellwinkel der Schaufeln bei den beiden Serienlüftern  $37^\circ$  bzw.  $39,8^\circ$  beträgt und damit in einem Bereich liegt, wo eine Änderung des Nabenverhältnisses in der betrachteten Größenordnung nur geringen Einfluß hat.

## 7.2 Einfluß der Schaufelzahl

Zur Ermittlung des Einflusses der Schaufelzahl wurden zwei verschiedene Meßreihen durchgeführt. Die erste Meßreihe vergleicht einen 8-Blatt-Lüfter mit einem 9-Blatt-Lüfter. Beide Lüfter haben die gleichen Schaufelprofile und eine symmetrische Schaufelteilung. Der Durchmesser der Lüfter beträgt 800mm. Bild 30 zeigt einen Vergleich der Kennlinien. Man kann erkennen, daß der Druckaufbau und der Wirkungsgrad im Bereich niedriger Drosselung annähernd gleich sind. Bei mittlerer bis starker Drosselung erreicht der Lüfter mit 9 Schaufeln dagegen einen höheren statischen Druck als der Lüfter mit 8 Schaufeln. Für den Wirkungsgrad fallen die Unterschiede geringer aus, tendenziell erreicht der Lüfter mit 9 Schaufeln in diesem Betriebsbereich aber auch die besseren Wirkungsgrade.

In der zweiten Meßreihe wurde der Einfluß der Schaufelzahl für einen kleineren Lüfter mit 460mm Durchmesser untersucht. Hier wurden die Kennlinien für einen Lüfter mit 9, 10 und 11 äquidistant angeordneten Schaufeln gemessen. Bild 31 zeigt, daß der Lüfter mit 10 Schaufeln im gesamten Betriebsbereich einen höheren Druckaufbau liefert als mit 9 Schaufeln. Dabei ist der Zugewinn im Bereich starker Drosselung höher als bei geringer Drosselung, so daß die Tendenzen hier mit denen in der ersten Meßreihe übereinstimmen. Der Wirkungsgrad des Lüfters mit 10 Schaufeln liegt ebenfalls im gesamten Betriebsbereich etwas höher als bei dem Lüfter mit 9 Schaufeln.



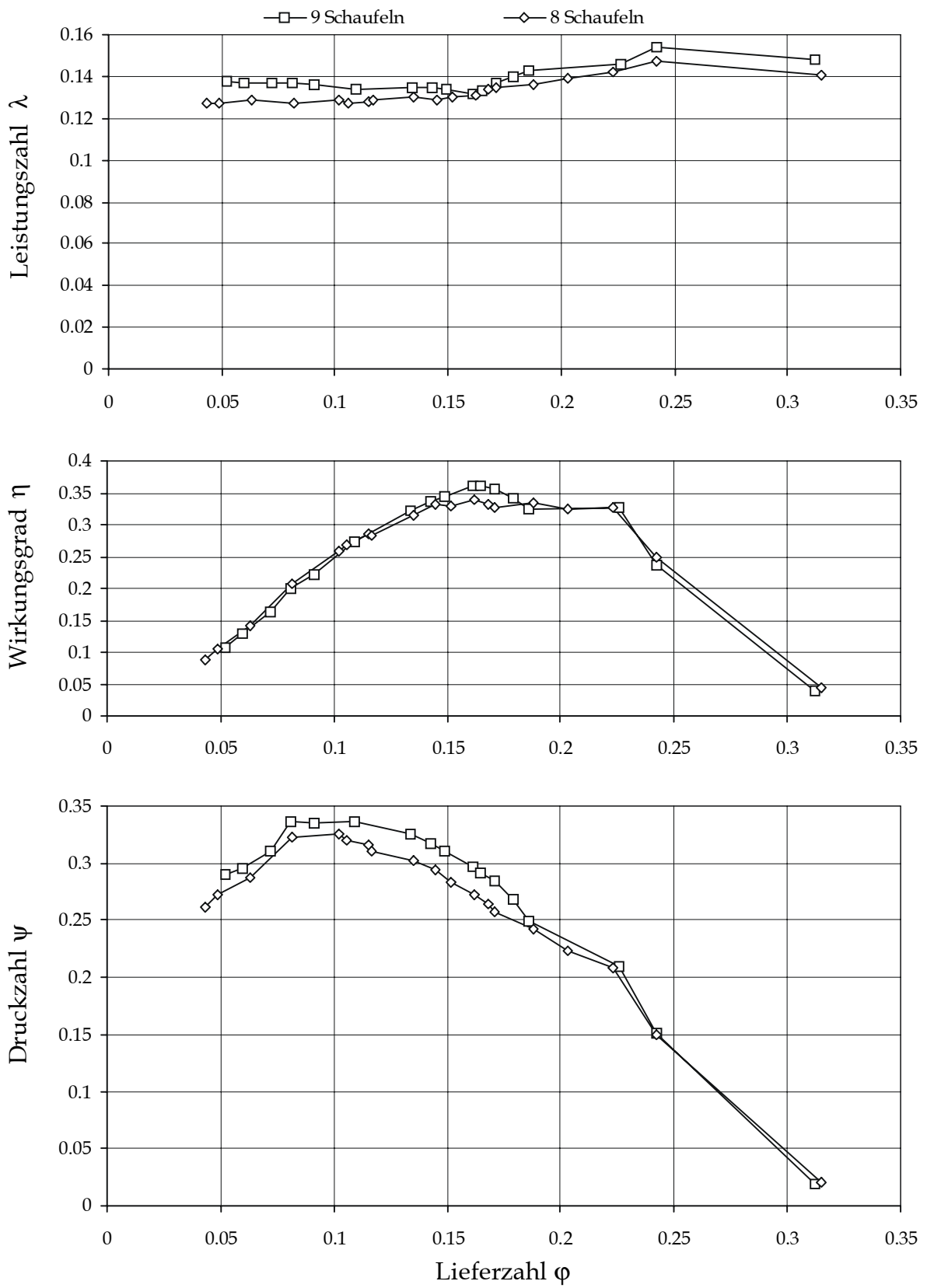


Bild 30: Einfluß der Schaufelzahl bei einem Lüfter mit 800mm Durchmesser

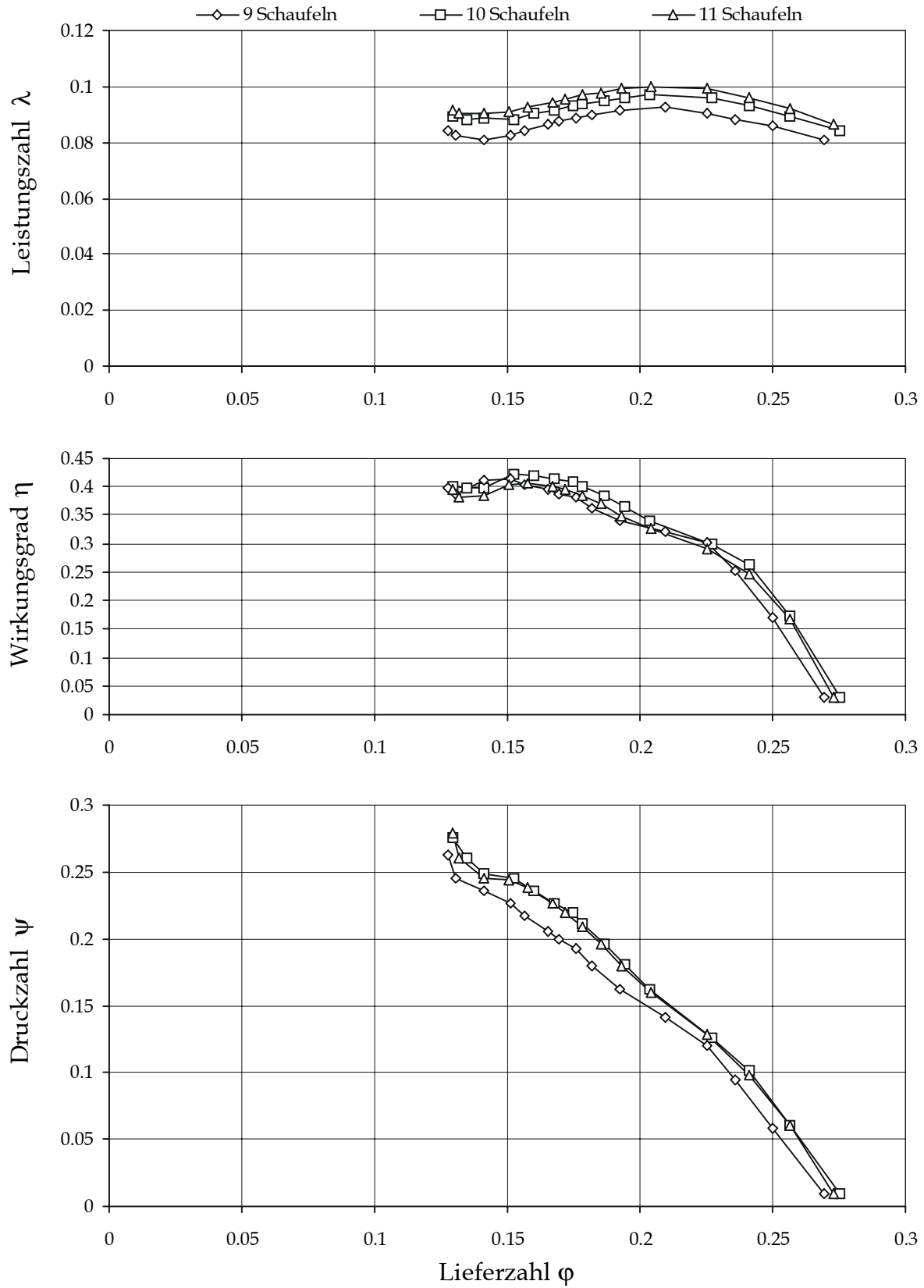


Bild 31: Einfluß der Schaufelzahl bei einem Lüfter mit 460mm Durchmesser

Eine weitere Erhöhung der Schaufelzahl auf 11 führt jedoch gegenüber dem 10-blättrigen Lüfter zu keinem höheren Druckaufbau. Die Druckkennlinien der beiden Lüfter verlaufen nahezu identisch. Der Wirkungsgrad des Lüfters mit 11 Schaufeln liegt sogar etwas unter dem des Lüfters mit 10 Schaufeln. Offensichtlich wird ab einer bestimmten Schaufelzahl keine wesentliche Verbesserung der Strömungsführung bzw. Strömungsumlenkung mehr erreicht, so daß auch der Druckaufbau nicht weiter gesteigert werden kann. Zu den geringeren Wirkungsgraden tragen die mit der größeren Schaufelzahl verbundenen höheren Reibungsverluste bei.

### 7.3 Einfluß einer asymmetrischen Blatteilung

Asymmetrische Blatteilungen werden vorwiegend eingesetzt, um die Geräuschemission eines Lüfters zu beeinflussen. Verschiedene, bereits in Kapitel 2 angesprochene Untersuchungen haben gezeigt, daß dadurch vor allem die tonale Charakteristik verändert wird, während der Gesamtschalldruckpegel im wesentlichen unverändert bleibt. An dieser Stelle soll jedoch die Geräuschemission nicht weiter untersucht werden. Es soll lediglich anhand einer Beispielmessung gezeigt werden, welche Einflüsse eine asymmetrische Blatteilung auf den Kennlinienverlauf hat, um dies bei der Auslegung eines Lüfters berücksichtigen zu können. Dazu wurde der bereits im vorangegangenen Abschnitt verwendete, kleinere Lüfter mit 460mm Durchmesser und neun gleichmäßig über dem Umfang angeordneten Schaufeln herangezogen. Zum Vergleich wurde mit den gleichen Schaufelprofilen ein Versuchslüfter mit neun asymmetrisch angeordneten Schaufeln aufgebaut. Dabei wurden die in Tabelle 7 aufgeführten und von BATES vorgeschlagenen

Teilung	Winkel	Teilung	Winkel
1	48,18°	6	36,00°
2	39,66°	7	44,00°
3	33,16°	8	39,00°
4	44,00°	9	34,00°
5	42,00°		

Tabelle 7: Winkel zwischen den Schaufeln bei asymmetrischer Blatteilung zur Vermeidung einer Unwucht

Winkel zwischen den Schaufeln zur Vermeidung einer Unwucht gewählt [21]. Bild 32 zeigt einen Vergleich der Kennlinien des Lüfters mit symmetrischer und asymmetrischer Blatteilung. Man kann erkennen, daß der Druckaufbau des asymmetrischen Lüfters im gesamten Betriebsbereich geringfügig niedriger liegt als bei dem symmetrischen Lüfter. Die ungleichen Schaufelabstände führen möglicherweise zu einer unterschiedlich starken Strömungsumlenkung über dem Lüfterumfang und damit zu leichten Einbußen bei der statischen Druckerhöhung. Die Leistungsaufnahme des asymmetrischen Lüfters liegt ebenfalls im gesamten Betriebsbereich niedriger. Der Wirkungsgrad der

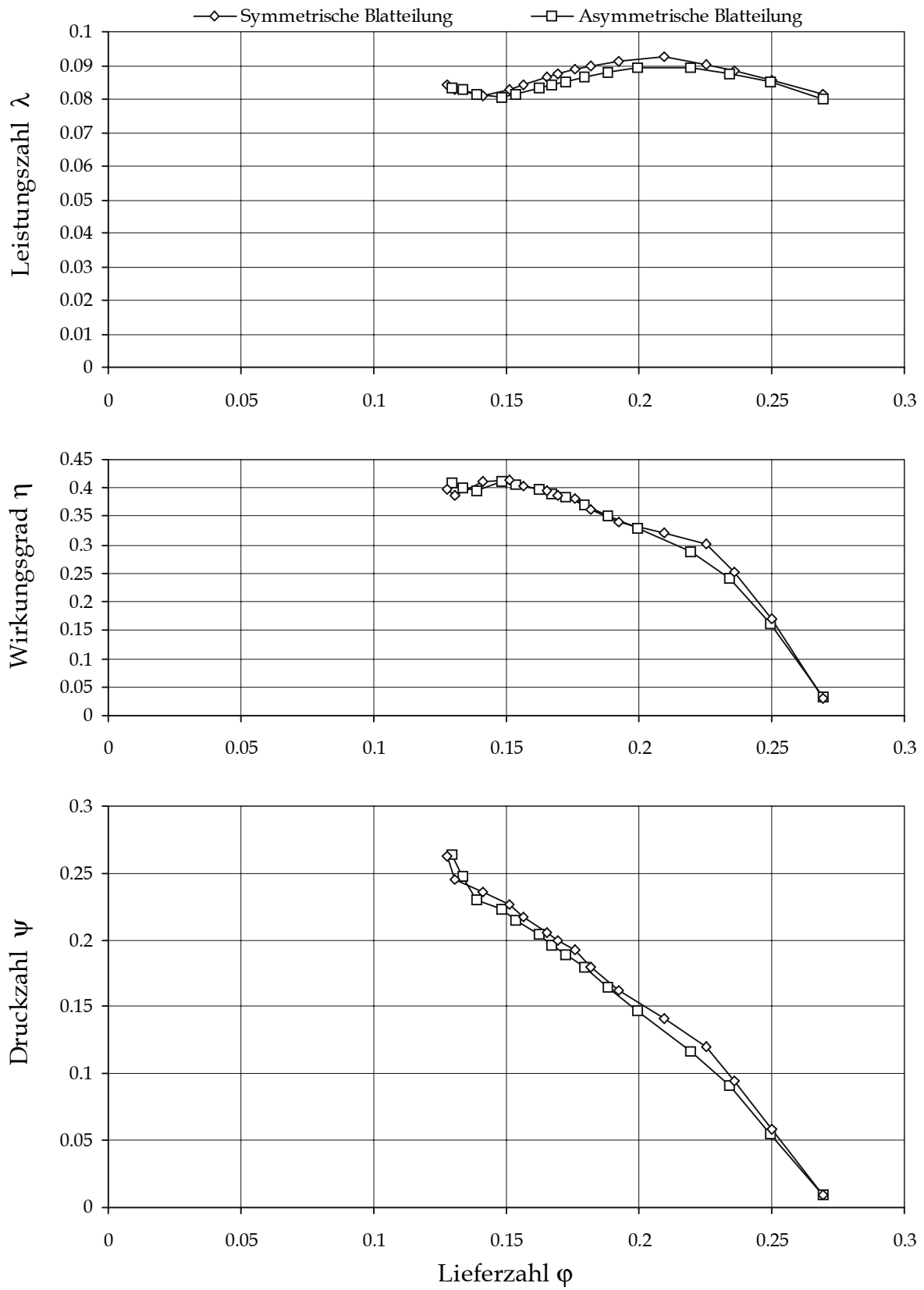


Bild 32: Einfluß einer asymmetrischen Blatteilung

beiden Lüfter ist bei mittlerer bis starker Drosselung etwa gleich. Bei geringer Drosselung erreicht dagegen der symmetrische Lüfter etwas höhere Wirkungsgrade.

## 7.4 Konische Lüfternabe

Die Sondenmessungen in Abschnitt 4.4. haben gezeigt, daß hinter einem Ventilator mit steigender Drosselung des Luftstroms eine zunehmend diagonal verlaufende Abströmung auftritt. Um eine Vorstellung davon zu bekommen, wie sich dabei das Strömungsfeld innerhalb des Ventilators verändert, wurden Versuche zur Strömungssichtbarmachung durchgeführt. Dazu wurden kleine, „ausbalancierte“ Fähnchen verwendet, die auf den Schaufeln montiert und während des Betriebs des Ventilators beobachtet werden können (Bild 33). Die Fähnchen bestehen aus einem Stahldrahtrahmen, der auf der

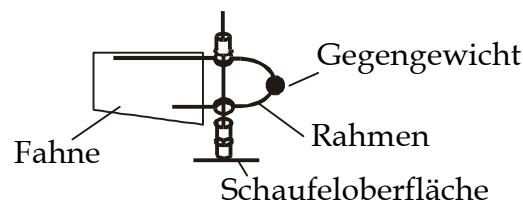


Bild 33: Fähnchen zur Strömungssichtbarmachung

einen Seite eine Fahne und auf der anderen ein Gegengewicht trägt. Das Fähnchen wird auf einem „Mast“ zwischen zwei Klemmhülsen gehalten. Die Größe beträgt insgesamt etwa 1,5 x 1 cm. Die ausbalancierten Fähnchen werden von der Zentrifugalkraft auf den Schaufeln des drehenden Lüfters kaum beeinflusst. Die geringfügig unterschiedlichen Zentrifugalkräfte, die auf die Fahne und das Gegengewicht wirken, wenn diese sich nicht auf dem gleichen Radius befinden, können gegenüber den Strömungskräften vernachlässigt werden. Dies gilt insbesondere dann, wenn man die ohnehin begrenzte Genauigkeit berücksichtigt, mit der die Stellung der Fähnchen bestimmt werden kann.

Die Fähnchen wurden auf dem Schaufelprofil 2 in gleichmäßigen Abständen zu je vier Reihen mit jeweils vier Fähnchen auf der Druck- und Saugseite angeordnet (Bild 34). Um dabei eine gegenseitige Beeinflussung der Fähnchenreihen zu vermeiden, wurde allerdings jede Reihe auf einer eigenen Schaufel montiert. Die Fähnchen in der Nähe des Befestigungsbolzens für das Schaufelprofil wurden etwas höher über der Schaufeloberfläche angeordnet, um eine Kollision mit dem Bolzen auf der Druckseite bzw. den Schraubenköpfen auf der Saugseite zu verhindern. Während des Betriebs des Ventilators wurden die Fähnchen mit Hilfe eines über die Antriebswelle getriggerten Stroboskops beobachtet und mit einer Videokamera gefilmt. Um Reflexionen des Stroboskops auf den Schaufeln zu vermeiden, wurden diese mit matt-schwarzem Klebeband überklebt.

Bei den Versuchen wurden wieder die drei schon für die Sondenmessungen ausgewählten Betriebspunkte eingestellt. Für den ersten Betriebspunkt wurden also keine Matten in den Kanal eingelegt, er repräsentiert somit den ungedrosselten Betrieb des Ventilators. Für den zweiten Betriebspunkt wurden 6 Matten in den Kanal eingelegt, was einer

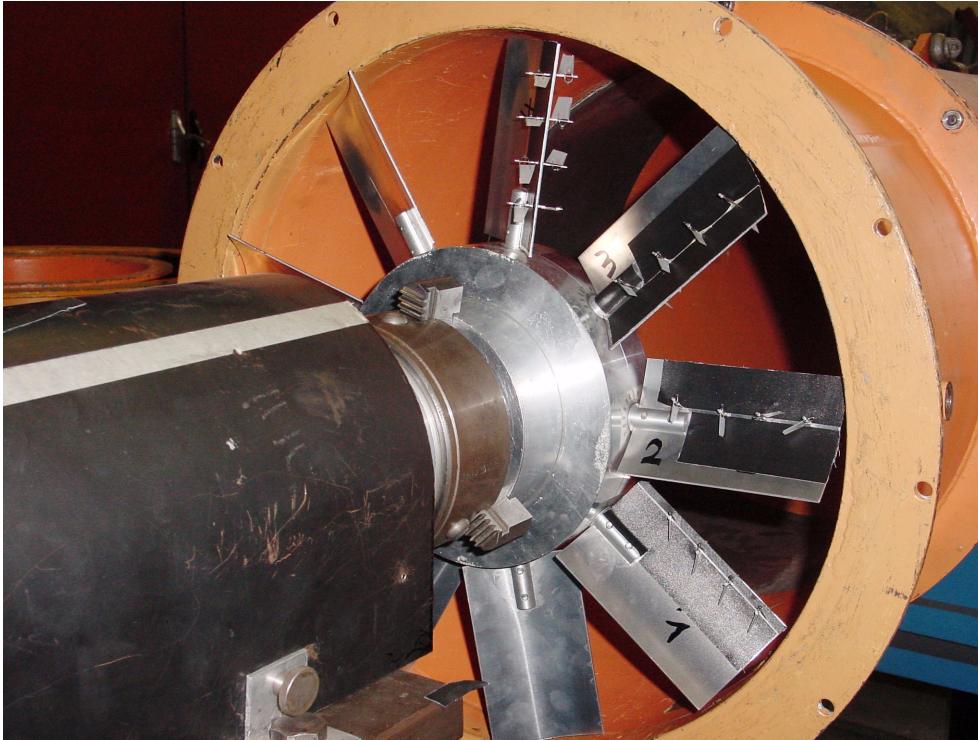


Bild 34: Ventilator mit Fähnchen zur Strömungssichtbarmachung

mittleren Drosselung des Luftstroms entspricht. Der dritte Versuch wurde dann schließlich mit 12 Matten, also bei stark gedrosseltem Betrieb durchgeführt. In allen Fällen wurde eine Drehzahl von 1500 U/min gewählt, da bei dieser Drehzahl die Stroboskopfrequenz bereits hoch genug ist, um den Lüfter für die Videoaufzeichnung auszuleuchten, andererseits die Fähnchen aber noch nicht durch die auftretenden Kräfte überlastet werden.

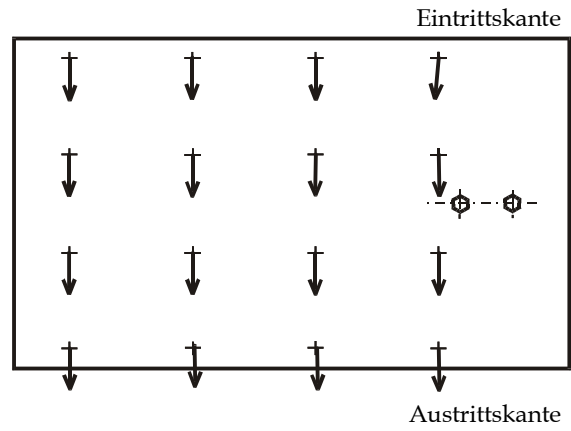
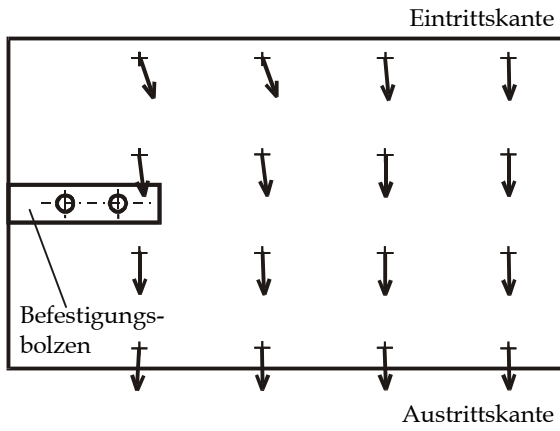
In Bild 35 sind die im Versuch beobachteten, mittleren Positionen der Fähnchen bei den verschiedenen Betriebspunkten skizziert. Im ungedrosselten Betrieb läßt sich eine annähernd axiale Durchströmung erkennen, von geringen Störungen im Nabenbereich auf der Druckseite der Schaufel abgesehen. Im Vergleich hierzu verläuft die Strömung bei mittlerer Drosselung besonders auf der Druckseite nahe der Nabe mehr in radialer Richtung. Zu den Flügelspitzen hin liegt jedoch weiterhin eine annähernd axiale Strömungsrichtung vor. Auch auf der Saugseite ist besonders im Nabenbereich eine mehr radial gerichtete Strömung zu erkennen. Während die radiale Strömung jedoch auf der Druckseite vorwiegend im Bereich der Eintrittskante auftritt, ist sie hier hauptsächlich an der Austrittskante der Schaufel zu erkennen.

Die bei mittlerer Drosselung ansatzweise zu erkennenden Effekte sind bei stark gedrosseltem Betrieb noch deutlicher. Auf der Druckseite zeigen in diesem Fall nahezu alle Fähnchen eine diagonale Strömungsrichtung an, wobei im Bereich der Schaufeleintrittskante nahe der Nabe der Verlauf in radialer Richtung besonders ausgeprägt ist. Auf der Saugseite ist eine annähernd axiale Zuströmung und im weiteren Verlauf bis zur Austrittskante eine zunehmende Ablenkung der Strömung in die diagonale Richtung zu erkennen.

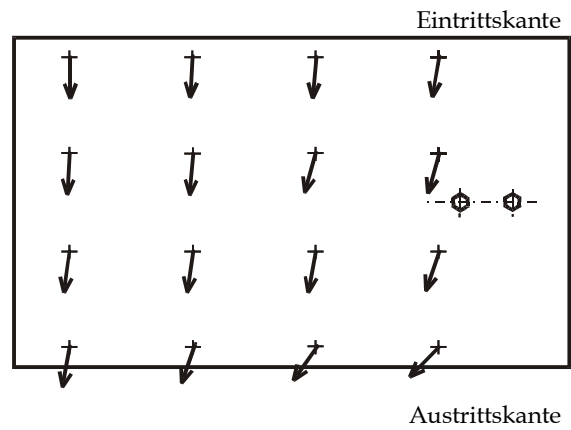
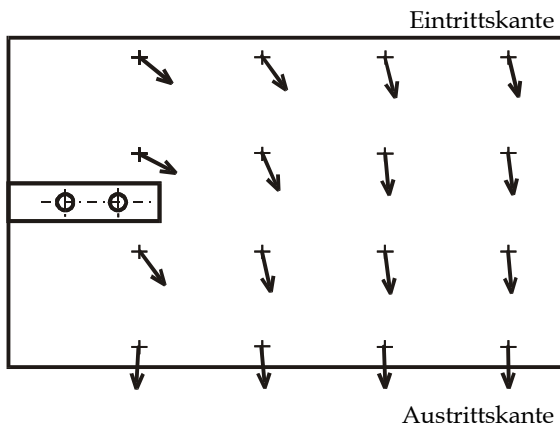
Druckseite

Saugseite

ungedrosselt



mittlere Drosselung



starke Drosselung

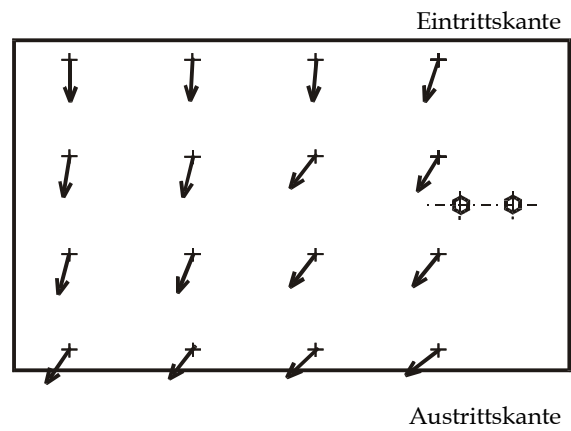
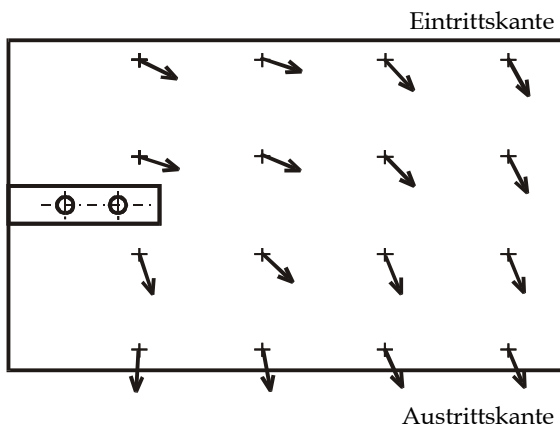
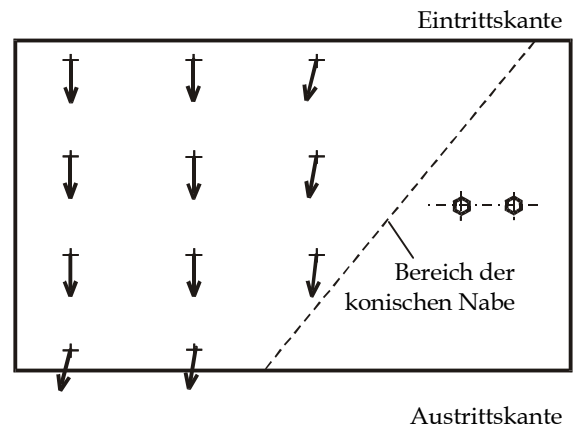
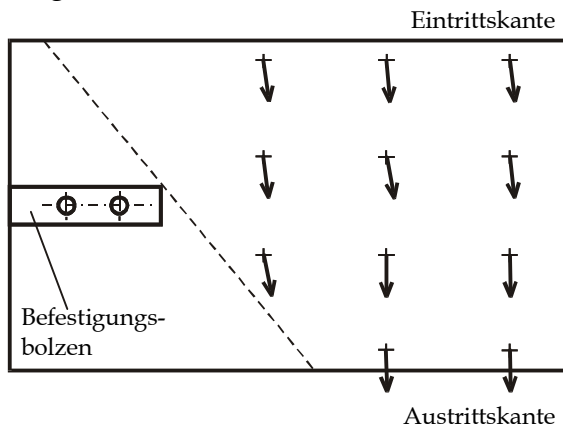


Bild 35: Stellungen der Fähnchen, Lüfter mit zylinderförmiger Nabe,  $n=1500$  U/min.

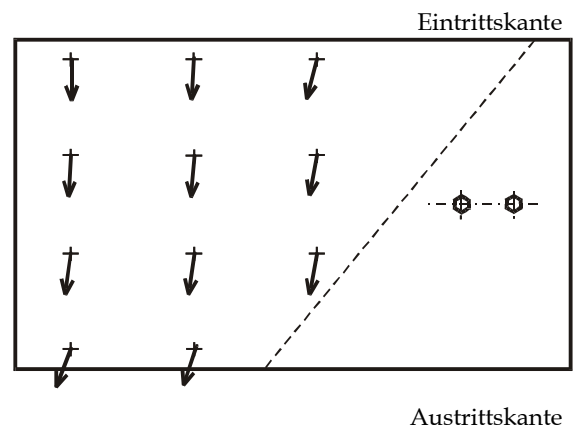
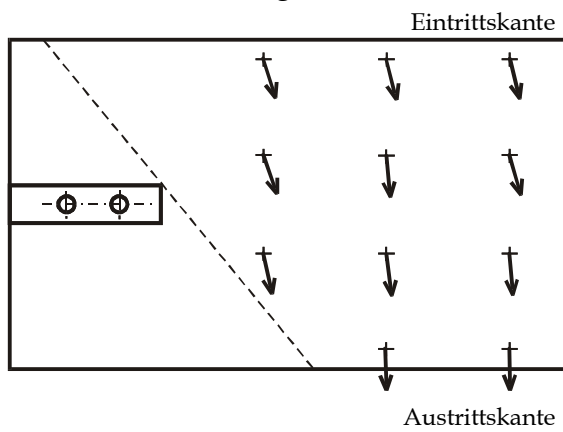
## Druckseite

## Saugseite

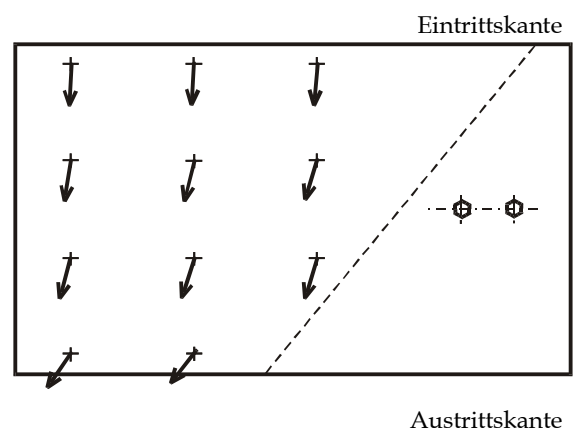
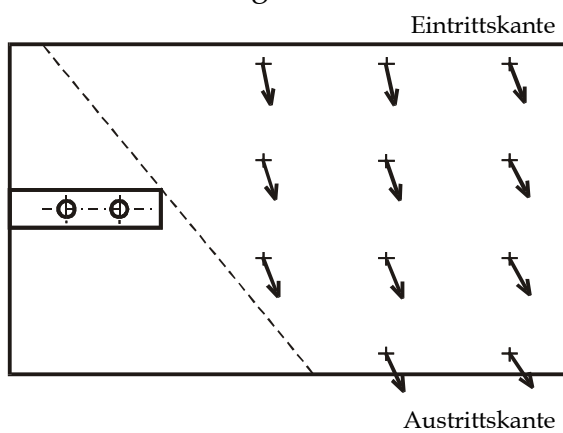
ungedrosselt



mittlere Drosselung



starke Drosselung

Bild 36: Stellungen der Fähnchen, Lüfter mit konischer Nabe,  $n=1500$  U/min.



Die mit ansteigender Drosselung zunehmend diagonal verlaufende Durchströmung des Ventilators und die bei starker Drosselung teilweise fast radial verlaufende Strömungsrichtung nahe der Nabe läßt darauf schließen, daß sich im Nabenbereich ein Wirbel ausbildet, der von der Hauptströmung umströmt wird. Zur Vermeidung eines solchen Wirbels und der damit verbundenen Verluste kann eine konische Nabe eingesetzt werden, wie es verschiedentlich in der Literatur beschrieben wird (s. z.B. [4]). Die Hauptströmung sollte dann im Auslegungspunkt idealerweise auf der gesamten Bautiefe des Lüfters an der Nabe anliegen. Die Ausbildung von Wirbeln im Nabenbereich sollte dadurch verhindert oder zumindest minimiert werden, so daß die auftretenden Verluste reduziert werden. Zur Überprüfung dieser Überlegungen wurde bei dem ansonsten unveränderten Versuchslüfter durch Styroporbauteile eine konische Nabenaußenkontur realisiert und der Versuch zur Strömungssichtbarmachung wiederholt. Bild 36 zeigt dazu die Stellungen der Fähnchen, wobei allerdings einige davon wegen des Platzbedarfs der konischen Nabe entfallen mußten. Bei ungedrosseltem Betrieb ist eine geringe Verdrängungswirkung der konischen Nabe festzustellen, die sich in einer leicht diagonal verlaufenden Strömungsrichtung nahe der Nabe äußert. Zu stärkerer Drosselung hin wird die diagonale Durchströmung dann im gesamten Schaufelbereich deutlicher erkennbar, die Änderungen im Strömungsfeld sind aber gegenüber denen bei der zylinderförmigen Nabe eher gering. Eine ausgeprägt radial verlaufende Strömung nahe der Nabe tritt auch bei starker Drosselung nicht auf, woraus geschlossen werden kann, daß die Ausbildung eines Ablösegebietes nahe der Nabe weitgehend vermieden wird.

Die Auswirkungen der konischen Nabe auf den Kennlinienverlauf zeigt Bild 37. Der Druckaufbau liegt bei geringer Drosselung unter, bei hoher Drosselung jedoch deutlich über dem des konventionellen Lüfters. Die Wirkungsgrade zeigen eine ähnlichen Tendenz. Dies entspricht der Erwartung, daß bei starker Drosselung durch die Vermeidung der Wirbelbildung im Bereich der Nabe die Verluste verringert werden. Bei geringer Drosselung wird dagegen die axiale Durchströmung des Ventilators eher behindert.

Der Schnittpunkt der beiden Druckkennlinien liegt noch recht weit links bei einem Betriebspunkt mit vergleichsweise starker Drosselung. Wünschenswert ist dagegen eine Verbesserung des Ventilators in einem größeren Betriebsbereich. Durch die geeignete Wahl des Steigungswinkels der konischen Nabe ist dies jedoch erreichbar. Als Beispiel hierfür wurde in einem weiteren Versuch ein Serienlüfter entsprechend optimiert. Bild 38 zeigt dazu den Vergleich der mit zylinderförmiger und konischer Nabe gemessenen Kennlinien. Der maximale Wirkungsgrad des Lüfters steigt bei Verwendung der konischen Nabe von ca. 32 % auf 38 %, wobei der Bestpunkt etwas zu stärkerer Drosselung hin verschoben ist. Gleichzeitig wird der Druckaufbau des Ventilators in einem deutlich größeren Betriebsbereich als bei dem Versuchslüfter verbessert. Hierbei ist insbesondere zu berücksichtigen, daß ein Kühllüfter im Fahrzeug nahezu ausschließlich bei mittlerer bis starker Drosselung betrieben wird. Vor diesem Hintergrund erscheint selbst der geringere Druckaufbau bei großen Lieferzahlen nicht als praktisch bedeutsamer Nachteil.

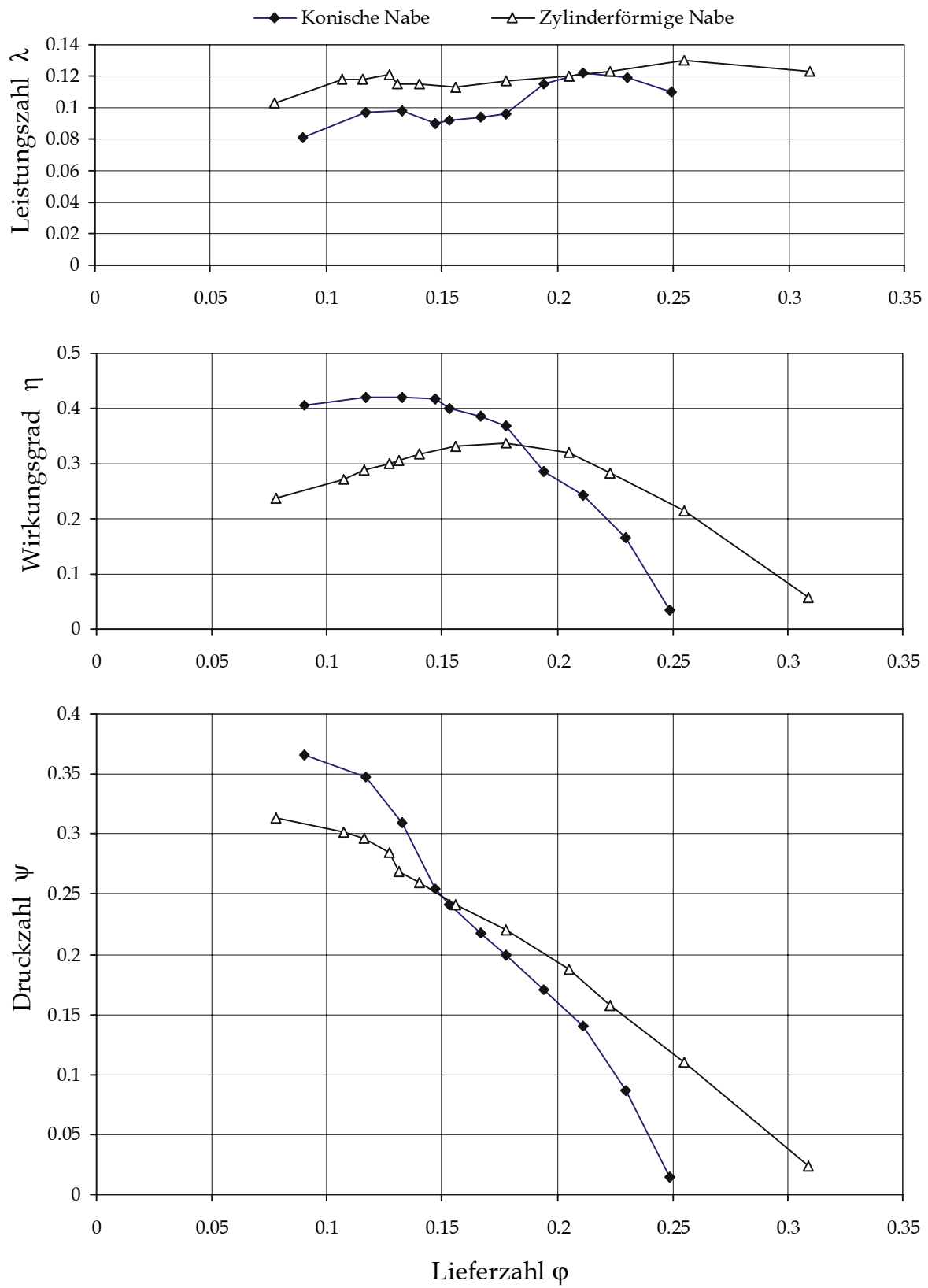


Bild 37: Einfluß der konischen Nabe bei dem Versuchslüfter

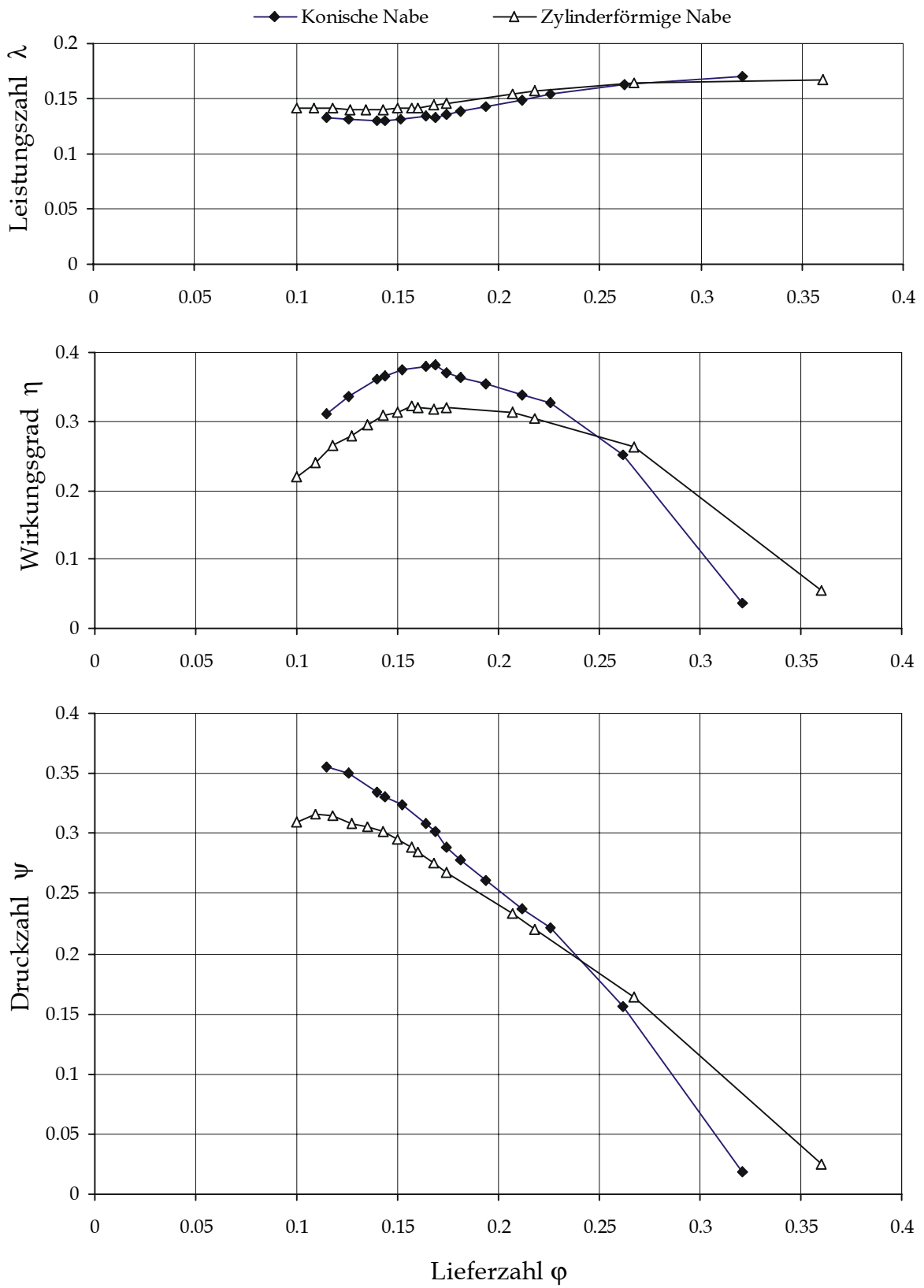


Bild 38: Einfluß einer konischen Nabe bei einem Serienlüfter

## 7.5 Lüfter mit Leitrad

Mit der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen konischen Nabe für einen Axiallüfter können deutlich bessere Wirkungsgrade erreicht werden. Der Druckaufbau wird allerdings nur im Bereich starker Drosselung erhöht, wofür Einbußen bei geringer Drosselung hingenommen werden müssen. Die Auslegung eines solchen Ventilators muß sich daher eng an dem zu erwartenden Betriebspunkt orientieren. Der Spielraum für Verbesserungen in weiten Betriebsbereichen scheint damit bei konventionellen Lüftern begrenzt zu sein. Hier soll daher als Alternative eine Laufrad-Leitrad-Kombination vorgestellt werden, mit der dies erreicht werden könnte. In Abschnitt 4.2 wurde bereits erläutert, daß die eingebrachte Energie bei einem leitradlosen Ventilator nie vollständig in eine Erhöhung des statischen Drucks umgesetzt werden kann, sondern daß ein Teil immer in Geschwindigkeitsenergie umgesetzt wird. Die Abströmgeschwindigkeit hinter dem Ventilator weist daher eine Umfangskomponente und je nach Drosselung auch eine Radialkomponente auf.

Durch ein Leitrad hinter dem Lüfter könnte nun die Strömung so umgelenkt werden, daß hinter dem Leitrad zumindest keine Umfangskomponente mehr vorliegt (Bild 39).

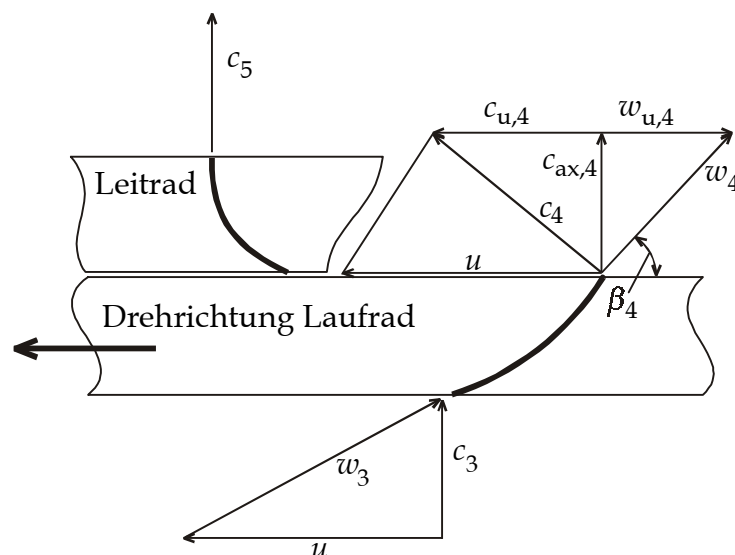


Bild 39: Geschwindigkeitsdreiecke für einen Lüfter mit Nachleitrad

Die Verzögerung der Strömung würde im Idealfall zu einer statischen Druckerhöhung

$$\Delta p_{LE,stat} = \frac{\rho}{2}(c_{LE,A}^2 - c_{LE,E}^2) \quad (105)$$

führen, wobei  $c_{LE,E}$  die Eintrittsgeschwindigkeit und  $c_{LE,A}$  die Austrittsgeschwindigkeit am Leitrad ist. Tatsächlich wird diese Druckerhöhung durch die auftretenden Verluste natürlich nur teilweise erreicht. Bei einem Nachleitrad ist die Eintrittsgeschwindigkeit verhältnismäßig hoch. Um eine Ablösung der Strömung im Leitrad zu vermeiden, wäre daher eine große Bautiefe erforderlich. Dem steht jedoch ein stark begrenztes Platzangebot im Fahrzeug entgegen. Die Sondenmessungen haben zudem gezeigt, daß je nach Betriebspunkt eine über den Radius ungleichmäßig verteilte Abströmung vor-

liegt, wodurch die maximalen Geschwindigkeiten noch deutlich über dem aus den theoretischen Überlegungen nach Bild 39 zu erwartenden Wert liegen. Aus diesem Grund treten verhältnismäßig hohe Reibungsverluste auf. Darüber hinaus muß die Luft auch zu dem Leitrad geführt werden, was zur Folge hat, daß die Zarge nach hinten noch über den Lüfter hinausragen muß. Die Kennlinienmessungen in den axialen Positionen  $t=1/3$  und  $t=0$  hatten aber bereits gezeigt, daß solche Konfigurationen insbesondere bei stärkerer Drosselung zu einem wesentlich niedrigeren Druckaufbau führen. Somit müßten durch das Leitrad zunächst die Einbußen aufgrund der für den Lüfter ungünstiger gestalteten Umgebung kompensiert werden, bevor überhaupt ein Vorteil gegenüber dem leitradlosen Lüfter erreicht werden kann.

Günstiger erscheint dagegen eine Anordnung des Leitrades vor dem Lüfter. Hiermit wird ein Gegendrall erzeugt, der idealerweise durch das Laufrad „herausgenommen“ wird (Bild 40). Durch die geringeren Geschwindigkeiten im Vorleitrad kann die Bautiefe

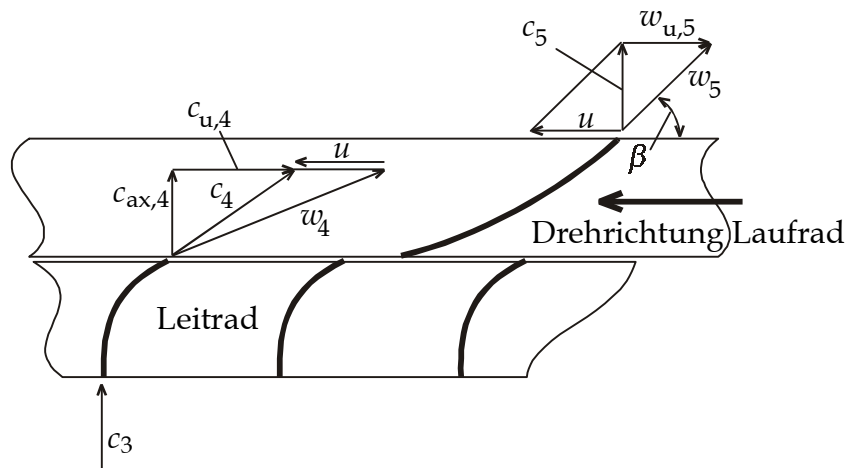


Bild 40: Geschwindigkeitsdreiecke für einen Lüfter mit Vorleitrad

deutlich geringer als bei einem Nachleitrad ausfallen, ohne daß Ablösungen auftreten. Weiterhin kann der Lüfter wie zuvor zu einem Teil aus der Zarge herausragen, womit in der Regel die besten Leistungsdaten erreicht werden. Außerdem kann die Anströmung des Vorleitgitters praktisch immer stoßfrei erfolgen.

In der Praxis wird es allerdings nicht gelingen, eine vollständig drallfreie Abströmung hinter dem Lüfter zu erreichen. Um den gleichen Druckaufbau wie bei einem leitradlosen Lüfter zu erreichen, müßte ein extrem starker Vordrall erzeugt werden, was bei der begrenzten Bautiefe zu sehr ungünstigen Schaufelgeometrien und damit zur Strömungsablösung im Leitrad führen würde. Es ist jedoch möglich, einen geringeren Gegendrall zu erzeugen, der zu einem negativen Wert für das Produkt  $u_4 c_{u,4}$  und damit nach der Eulergleichung

$$\Delta h = u_5 c_{u,5} - u_4 c_{u,4} \quad (106)$$

anteilig zu einem höheren Druckaufbau im Lüfter beiträgt. Alternativ kann auch der Austrittswinkel der Laufradschaufeln kleiner gewählt werden, so daß nur noch der gleiche Druckaufbau wie ohne Leitrad erreicht wird. Die geringere Austrittsgeschwindig-

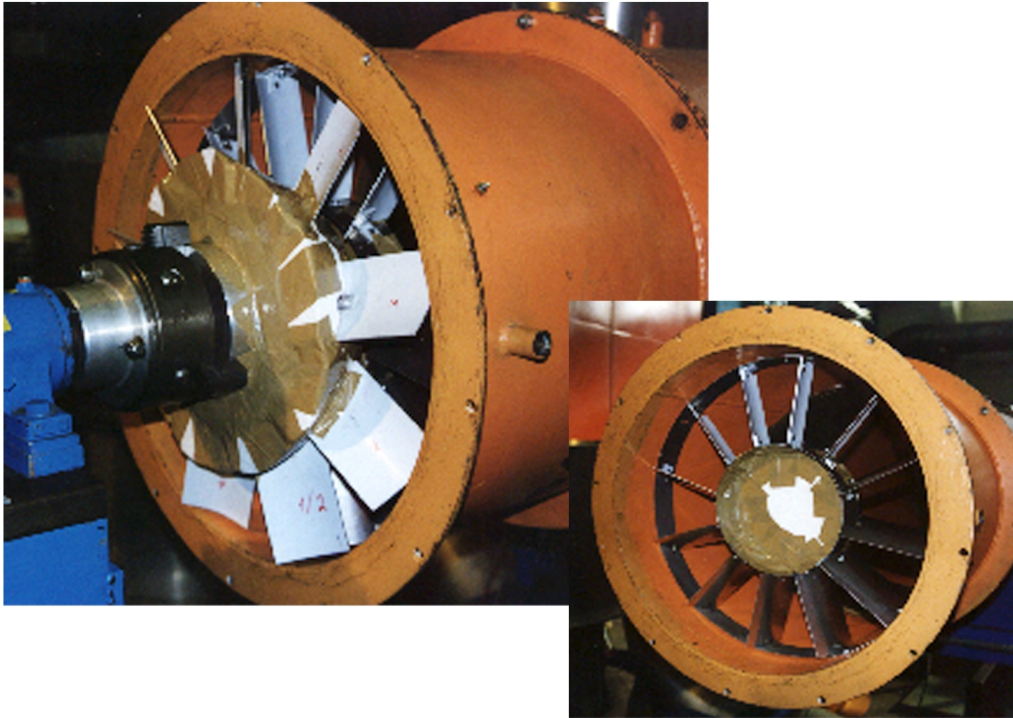


Bild 41: Versuchslüfter mit Leitrad

keit hinter dem Laufrad führt dann zu einem insgesamt höheren Wirkungsgrad  $\eta_{fa}$  nach Gleichung (10).

Zur Überprüfung der beschriebenen Effekte wurden mit dem Versuchslüfter einige Versuche mit einem zusätzlichen Vorleitrad durchgeführt. Dieses besitzt 12 Schaufeln mit einem über dem Radius gleichbleibenden Kreisbogenprofil. Der Eintrittswinkel beträgt entsprechend der zu erwartenden Zuströmung  $90^\circ$ . Der Austrittswinkel von  $45^\circ$  und die Profillänge von 79mm wurden so gewählt, daß eine größtmögliche Umlenkung der Strömung ohne Ablösungen an den Schaufeln erreicht wird und gleichzeitig die Bautiefe in einem für den Einsatz im Kfz vertretbaren Rahmen bleibt.

Für den Lüfter wurde das Profil 2 mit einem Anstellwinkel von  $30^\circ$  gewählt. Außerdem kam eine konische Lüfternabe zum Einsatz, um die aus Abschnitt 7.4 bekannten Vorteile zu nutzen. Den Versuchsaufbau zeigt Bild 41. Der Lüfter wurde zunächst ohne Leitrad und konische Nabe, dann mit Leitrad und schließlich mit Leitrad und konischer Nabe vermessen. Die axiale Position des Lüfters innerhalb des Kanals beträgt in allen Fällen  $t = 1/3$ . Bild 42 zeigt die Ergebnisse der Messungen. Gegenüber dem leitradlosen Lüfter erreicht der Lüfter mit Leitrad im gesamten Betriebsbereich einen höheren Druckaufbau, wobei der Zugewinn bei niedriger Drosselung höher ausfällt als im stark gedrosselten Betrieb. Der Wirkungsgrad liegt ebenfalls im gesamten Betriebsbereich höher. Bei starker Drosselung wird eine absolute Steigerung um 2 bis 3% erreicht, bei niedriger Drosselung ist der Unterschied noch deutlich größer. Durch den zusätzlichen Einsatz der konischen Nabe wird – wie auch beim leitradlosen Lüfter – bei starker Drosselung ein höherer, bei geringer Drosselung jedoch ein niedrigerer Druckaufbau erreicht. Bemerkenswert ist dabei der Anstieg des Wirkungsgrades im Bereich starker Drosselung. Hier

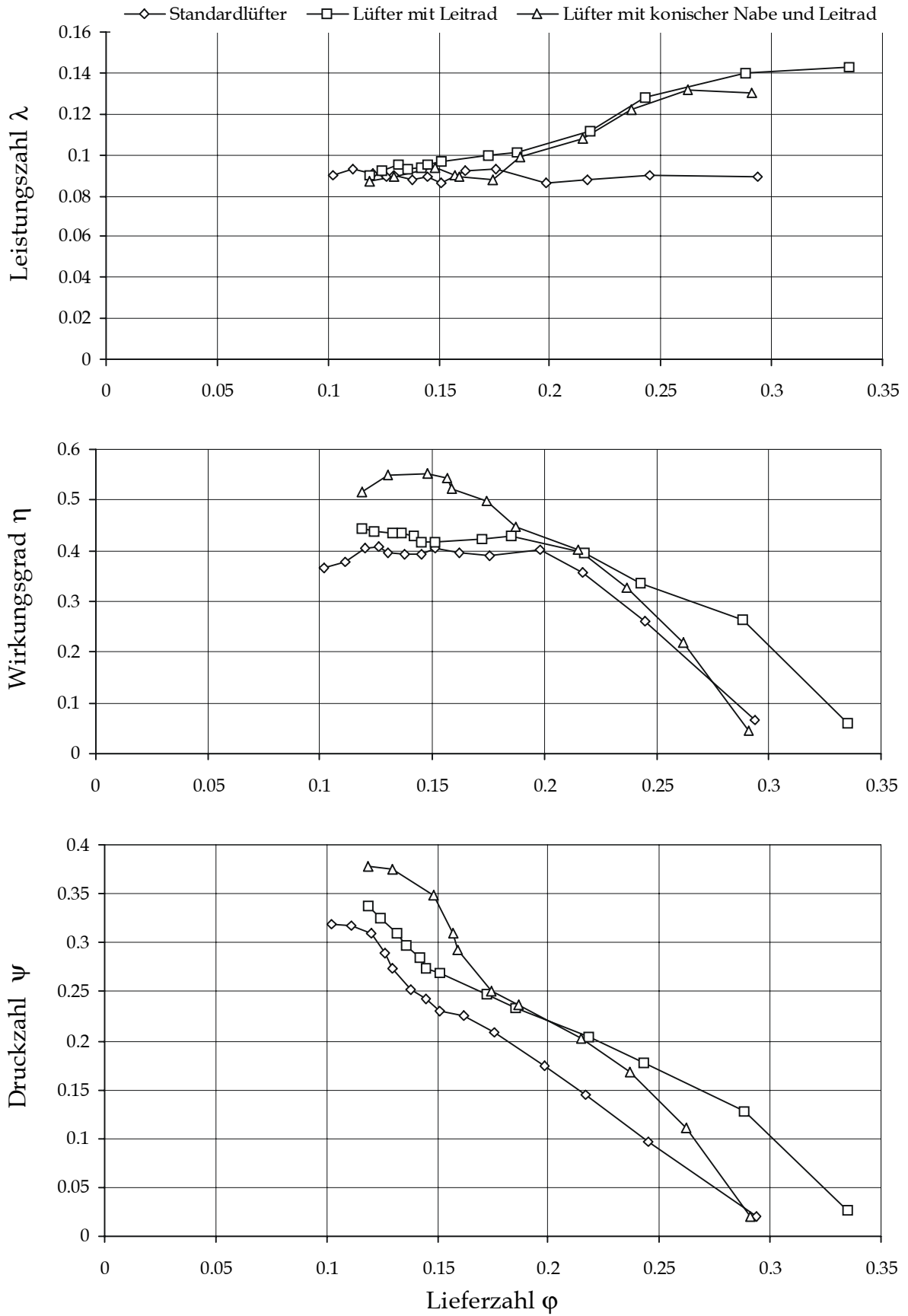


Bild 42: Lüfter mit Leitrad - Variante A

erreicht der Leitradlüfter mit konischer Nabe bis zu 55%, während der Standardlüfter nur 40% erreicht. Gleichzeitig liegt der Druckaufbau im gesamten Betriebsbereich deutlich höher als beim Standardlüfter.

Würde man versuchen, den gleichen Druckaufbau mit dem leitradlosen Lüfter ohne konische Nabe zu erreichen, so müßte man den Anstellwinkel auf  $40^\circ$  vergrößern. Der Lüfter würde dann im mittleren Betriebsbereich etwa den gleichen Druckaufbau liefern. Der Kennlinienverlauf wäre allerdings flacher, so daß der Lüfter bei niedriger Drosselung einen höheren und bei stark gedrosseltem Betrieb einen niedrigeren Druckaufbau liefern würde. Außerdem würde der maximale Wirkungsgrad des Lüfters nur 30% betragen. Bei vergleichbaren Förderleistungen ist der Vorteil des Leitradlüfters mit konischer Nabe gegenüber einem herkömmlichen Lüfter also noch größer, als es der bloße Vergleich der Kennlinien in Bild 42 zunächst erkennen läßt.

In einer zweiten Meßreihe wurde versucht, mit einem Leitradlüfter im gesamten Betriebsbereich des Lüfters einen deutlich höheren Druckaufbau zu erreichen. Dazu wurde für den Lüfter das Profil 5 mit einem Anstellwinkel von  $40^\circ$  gewählt, da mit dieser Kombination schon in den vorangegangenen Meßreihen mit leitradlosen Lüftern der höchste Druckaufbau erreicht wurde. Auf eine konische Nabe wurde wegen der Einbußen im Druckaufbau bei geringer Drosselung verzichtet. Bild 43 zeigt einen Vergleich der Kennlinien des Lüfters mit und ohne Leitrad. Man kann erkennen, daß die Druckerhöhung durch das Leitrad im gesamten Betriebsbereich ansteigt. Der Wirkungsgrad liegt bei starker Drosselung nur geringfügig, bei geringer Drosselung aber deutlich höher. Der maximale Wirkungsgrad ist mit 34% etwa 2,5% höher als beim leitradlosen Lüfter. Mit dieser Kombination von Laufrad und Leitrad wird also ein Druckaufbau erzielt, der mit einem leitradlosen Ventilator kaum zu erreichen ist, dafür wird der Wirkungsgrad aber nur geringfügig verbessert.

Für die praktische Anwendung ist das ungleichmäßige Abfallen der Kennlinien in den beiden Meßreihen beim Übergang von starker zu niedriger Drosselung noch unzureichend. Weiterhin ist für die Integration in ein Fahrzeug eine Anpassung des Designs notwendig. Für eine platzsparende Bauweise könnte das Leitrad z.B. in die Zarge integriert werden, so wie es in Bild 44 dargestellt ist. Zur Reduzierung des Spaltes an den Schaufelspitzen des Lüfters könnte zudem wie bei herkömmlichen Anordnungen ein motorfester Lüfterring verwendet werden, wobei eine Gummimanschette zwischen dem Lüfterring und der Zarge mit Leitrad die Relativbewegungen zwischen Motor und Kühler ausgleicht. Die Lüfterkupplung könnte für eine ausreichende Kühlung bis in die Nabe des Leitrades vorgezogen werden, wobei allerdings ein ausreichender Spalt zur Kompensation der Relativbewegungen vorgesehen werden muß. Weiterhin ist eine optimierte Nabengestaltung, z.B. in Form einer auch beim Leitrad konisch gestalteten Nabe denkbar. Durch asymmetrische Blatteilungen oder gesichelte Schaufeln könnte außerdem die Geräuschemission des Lüfters optimiert werden.

Insgesamt gesehen zeigen diese ersten Versuche und Überlegungen jedoch, daß durch den Einsatz eines Leitrades – ggf. zusammen mit einer konischen Lüfternabe – mit vergleichsweise geringem Mehraufwand deutliche Verbesserungen erreicht werden kön-



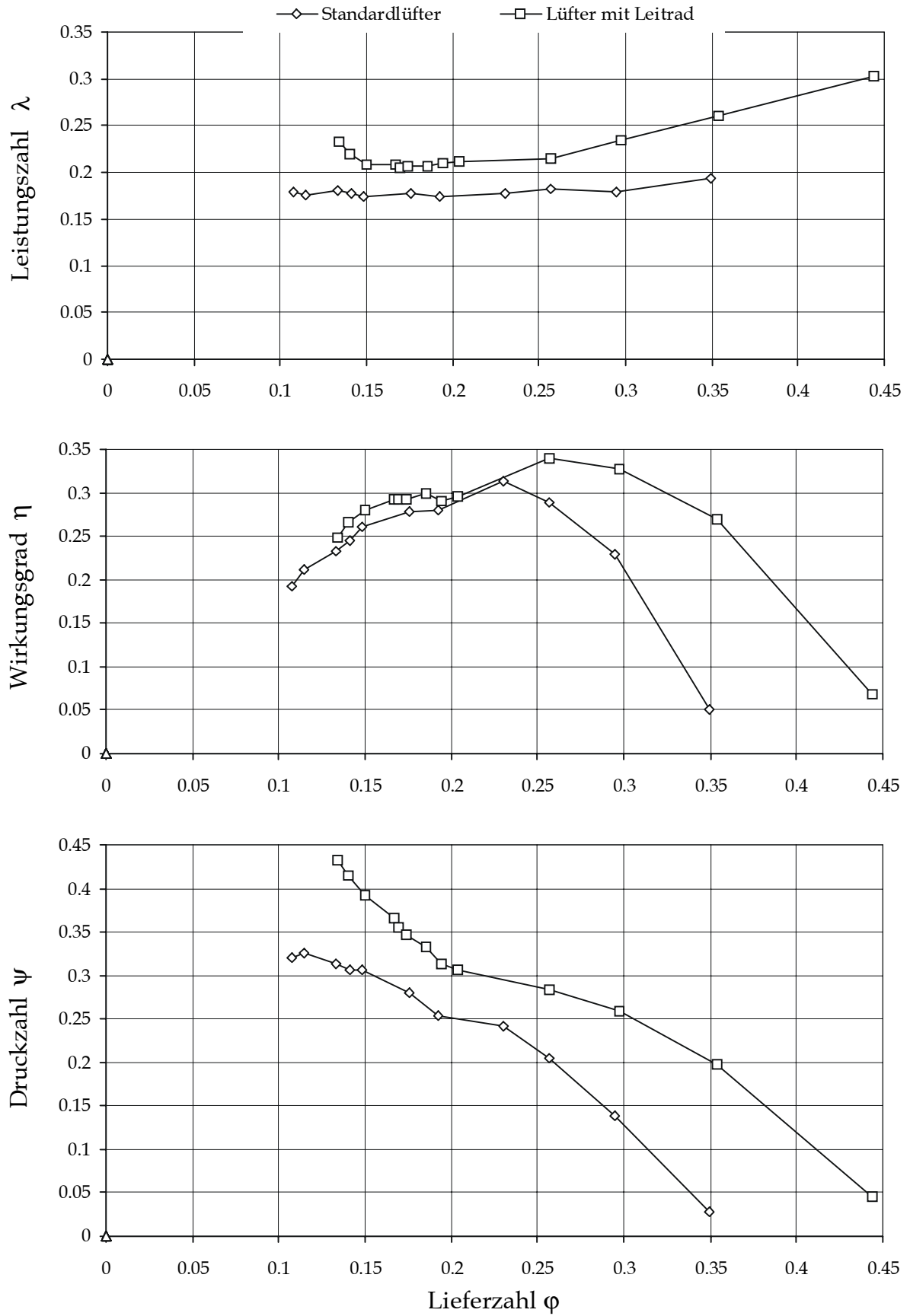


Bild 43: Leitradlüfter - Variante B

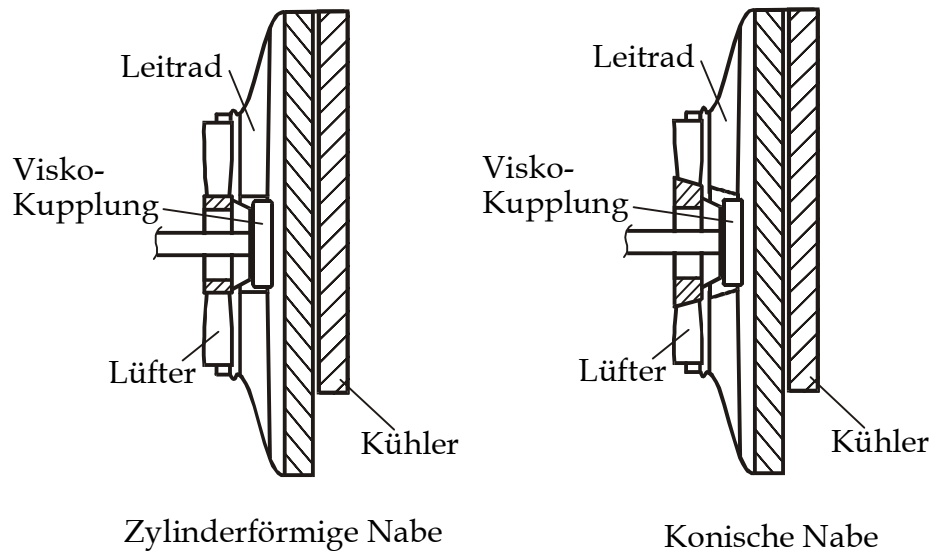


Bild 44: Beispiel für einen Lüfter mit Leitrad in einer fahrzeugtypischen Einbausituationen. Im Rahmen der endgültigen Auslegung kann dabei abhängig von den jeweiligen Anforderungen der Schwerpunkt sowohl auf eine Steigerung des Druckaufbaus als auch auf eine Erhöhung des Wirkungsgrades gelegt werden.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

In Nutzfahrzeugen kommen zur Motorkühlung in der Regel Axialventilatoren zum Einsatz, wobei im wesentlichen zwischen Mantellüftern und mantellosen Lüftern unterschieden werden kann. Die hier vorgestellten Untersuchungen konzentrierten sich auf die Auslegung von mantellosen Ventilatoren. Mit einem geometrisch verkleinerten Versuchslüfter wurden zunächst auf einem Normprüfstand Kennlinienmessungen unter systematischer Variation der Profilgeometrie der Schaufeln durchgeführt. Die Parameter wurden dabei so gewählt, daß ein weiter Bereich der praktisch realisierbaren Werte abgedeckt wurde. Die Messungen haben gezeigt, daß unabhängig von der Profilgeometrie unterhalb eines Anstellwinkels von etwa  $40^\circ$  mit größeren Anstellwinkeln auch ein höherer Druckaufbau erreicht wird. Bei noch größeren Anstellwinkeln tritt dagegen besonders bei starker Drosselung des Ventilators und geringen Volumenströmen ein Einbruch der Druckkennlinien auf. Bezüglich des Einflusses der Profilgeometrie selbst haben die Messungen gezeigt, daß eine Vergrößerung der Profillänge bei gleichem Schaufelzentriwinkel in der Regel zu einem höheren Druckaufbau führt. Dies gilt auch für eine Vergrößerung des Zentriwinkels bei gleichbleibender Profillänge, also eine stärkere Wölbung des Profils. Die Unterschiede sind in letzterem Fall aber deutlich geringer.

In zwei weiteren Meßreihen wurde auch die Spaltweite an den Schaufelspitzen und die axiale Position des Lüfters im Kanal des Prüfstands variiert. Dabei hat sich gezeigt, daß ein größerer Spalt überwiegend zu einem niedrigeren Druckaufbau führt. Die axiale Position des Lüfters wurde in der ergänzenden Meßreihe so gewählt, daß der Lüfter an den Schaufelaustrittskanten bündig mit dem Kanal abschließt. Bei der ersten Meßreihe ragte der Lüfter dagegen immer zu einem Drittel seiner Bautiefe aus dem Kanal heraus. Ein Vergleich der Messungen zeigt, daß bei einer vollständigen Überdeckung des Lüfters durch den Kanal der Druckaufbau bei ungedrosseltem Betrieb unverändert bleibt oder teilweise sogar etwas begünstigt wird, während er bei stärkerer Drosselung in dieser Konfiguration deutlich geringer ist.

Die ergänzend zu den Kennlinienmessungen durchgeführten Sondenabtastungen geben Hinweise für eine günstige Gestaltung der Lüfterumgebung. Zunächst kann der bereits aus der Literatur bekannte Effekt festgestellt werden, daß die Abströmung bei geringer Drosselung annähernd axial, mit zunehmender Drosselung aber immer mehr in diagonaler Richtung verläuft. Darüber hinaus ist erwartungsgemäß festzustellen, daß bei Schaufelprofilen, die bei gleicher Drosselung einen höheren Druckaufbau erreichen, tendenziell größere Axial- und Umfangskomponenten in der Abströmung auftreten.

Vor allem die Ergebnisse der Kennlinienmessungen können als Basis für die Neuauslegung eines Lüfters dienen. Dazu wurde mit den durchgeführten Messungen eine Regression durchgeführt, die zu einer funktionalen Darstellung der Kennlinien abhängig von den verschiedenen Geometrieparametern führt. Damit können die Kennlinien für Werte, die von den bei den Messungen verwendeten Parametern abweichen, auf einfache Weise interpoliert werden. Anhand zweier Beispiele wurde gezeigt, daß sich damit die tatsächlichen Kennlinien eines Lüfters gut annähern lassen, solange die Schaufelzahl gleich ist und das Nabenverhältnis sowie die Nabengestaltung nicht wesentlich anders

als bei dem Versuchslüfter ist. Für Lüfter mit anderer Schaufelzahl oder anderem Nabenverhältnis wurde anhand einiger beispielhafter Messungen gezeigt, mit welchen Einflüssen auf den Kennlinienverlauf in diesem Fall zu rechnen ist. Für die Darstellung dieser Einflüsse in einem formalen Zusammenhang ist der Umfang der Messungen allerdings noch nicht ausreichend. Hierfür könnten die Meßreihen jedoch ggf. systematisch erweitert werden.

Als Beispiel für eine andere Nabengestaltung sowie als Möglichkeit zur weiteren Optimierung eines Lüfters wurde die Auswirkung einer konischen Nabe auf das Strömungsfeld und die Kennlinienverläufe eines Lüfters untersucht. Die Versuche haben gezeigt, daß die insbesondere bei stark gedrosseltem Betrieb im Nabenbereich auftretenden Ablösegebiete durch eine konische Nabenaußenkontur reduziert werden können. Die durchgeführten Kennlinienmessungen zeigen, daß dadurch bei starker Drosselung ein höherer, bei geringer Drosselung aber durch die Behinderung der axialen Durchströmung ein niedrigerer Druckaufbau erreicht wird. Der Vorteil der konischen Nabe liegt aber vor allem in einer deutlichen Steigerung des Lüfterwirkungsgrades.

Als Möglichkeit zur weiteren Optimierung wurde abschließend eine Kombination aus Lüfter und Vorleitrad anstelle der üblicherweise verwendeten, leitradlosen Ventilatoren vorgeschlagen, wobei ggf. auch wieder eine konische Nabe zum Einsatz kommen kann. Der begrenzte Bauraum im Fahrzeug wurde dabei durch eine spezielle Anordnung von Leitrad und Lüfter berücksichtigt. Einige erste Versuche haben gezeigt, daß mit einem solchen System wesentlich bessere Wirkungsgrade und deutlich größere statische Druckerhöhungen erreicht werden können, wobei im Rahmen der endgültigen Auslegung unterschiedliche Schwerpunkte gesetzt werden können. Mit herkömmlichen Lüftern scheinen vergleichbare Leistungsdaten kaum erreichbar zu sein. Die nächsten Schritte zur Entwicklung eines solchen Systems müßten in einer Optimierung z.B. hinsichtlich des Kennlinienverlaufs sowie in der Erprobung von realitätsnäheren Gestaltungsvarianten und Einbausituationen bestehen.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] Ambros, P.: Beitrag der Motorkühlung zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Beitrag in „Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs“, Hrsg. Norbert Deußen, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1998.
- [2] Alu Kunststoff-Technik GmbH: Lüfter für einen Motor, insbesondere einen Lkw-Motor. Gebrauchsmuster Nr. 29903619.7, 1999.
- [3] Martin, H. / Blass, U.: Axial Fan for a Radiator of a Motor Vehicle Engine. US-Patent No. 5645401, 1997.
- [4] Mizuno, T. / Kikuchi, K.: Characteristics of an Axial-Flow Fan with Diagonal Flow Hub. SAE Technical Paper No. 900085, 1990.
- [5] Kawabata, K. / Saitoh, M.: Application of a Mixed Flow Fan for Quiet Heavy-Duty Vehicles. SAE Technical Paper No. 861945, 1986.
- [6] Seki, N.: A Cooling Fan for an Automotive Vehicle Engine Cooling Unit. European Patent No. 82104254.6, 1982.
- [7] Hauser, K.: Axial oder halbaxial durchströmtes Lauf- oder Vorleitrad mit in Strömungsrichtung zunehmendem Nabendurchmesser, insbesondere zur Kühlung von Brennkraftmaschinen in Fahrzeugen. Deutsche Patentschrift DE 2855909 C2, 1980.
- [8] Hauser, K.: Laufrad für einen Ventilator. Europäische Patentschrift EP0463385 A2, 1991.
- [9] Hauser, K.: Düsen-Mantel-Lüfter für Nutzfahrzeug-Kühlanlagen. MTZ 53, 1992.
- [10] Longhouse, R.: Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds. Journal of Sound and Vibration Nr. 58, 1978.
- [11] Bohl, W.: Ventilatoren. Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1983.
- [12] Eck, B.: Ventilatoren, 5. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1991.
- [13] Bommers, L. / Kramer, C.: Ventilatoren. Expert-Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1990.
- [14] Marcinowski, H.: Der Einfluß des Laufradspaltes bei leitradlosen frei ausblasenden Axialventilatoren. Voith Forschung und Konstruktion Nr. 3, Aufsatz 2, 1958.
- [15] Marcinowski, H.: Optimalprobleme bei Axialventilatoren. Voith Forschung und Konstruktion Nr. 5, Aufsatz 1, 1959.
- [16] Marcinowski, H.: Die Auslegung von Ventilatoren für Kraftfahrzeugkühlanlagen. MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 19, 1958.
- [17] Marcinowski, H.: Luftführung und Leistungsbedarf bei Fahrzeug-Kühlanlagen mit Wasserkühlung. MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 19, 1958.
- [18] Downie, R. J. / Thompson, M. C. / Wallis, R. A.: An Engineering Approach to Blade Designs for Low to Medium Pressure Rise Rotor-Only Axial Fans. Experimental Thermal and Fluid Science, CSIRO, Australien, 1993.

- [19] Lips, W.: Strömungsakustik in Theorie und Praxis. Lehr- und Fachbuchreihe „Kontakt & Studium“, Band 474, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1995.
- [20] Moreau, S./Boulanger, P.: FEA Computations Applied to Engine Cooling Fans. SAE Technical Paper No. 2000-01-0968, 2000.
- [21] Bates, K./Yoerger, R.: Shaping Sound Frequency Spectra of Axial Flow Fans. SAE Technical Paper No. 750775, 1975.
- [22] Mellin, R. C./Sovran, B.: Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors. ASME-Transactions. Journal of Basic Engineering, Series D, No. 92, 1970.
- [23] Stütz, W. Felsch, K.-O.: Einfluß der Laufrad- bzw. Schaufelform auf das Geräuschverhalten von Axialventilatoren. DAGA, Fortschritte der Akustik, 1990.
- [24] Brown, N.: The Use of Skewed Blades for Ship Propellers and Truck Fans. ASME Annual Meeting 27.11.-2.12.1977 Atlanta, Georgia.
- [25] Mauß, M./Lohmann, D./Saathoff, H./Stark, U.: Experimentelle und numerische Untersuchungen an Kfz-Kühlerventilatoren mit Schaufeln unterschiedlicher Sicherung sowie mit und ohne Prallplatte. Ventilatoren: Entwicklung, Planung, Betrieb, VDI-Bericht Nr. 1591, VDI-Verlag, 2001.
- [26] Yapp, M./van Houten, R./Hickey, R.: Forward Skew Fan with Rake and Chordwise Camber Corrections. Weltpatent WO 93/05275, 1992.
- [27] Gray, L.: Low Noise Fan. US-Patent 4358245, 1982.
- [28] Katagiri, H./Fujikake, K./Yamada, K.: Automotive Mixed Flow Fan with Guide Vanes on Blade Surfaces, SAE Technical Paper No. 800034, 1980.
- [29] Katagiri, H./Fujikake, K./Yamada, K./Nagoya, A.: Axialventilator mit Hilfsflügeln. Deutsche Patentschrift Nr. 2756800, 1978.
- [30] Stütz, W.: Experimentelle Untersuchung zum Radialspalteinfluß auf das aerodynamische und akustische Verhalten eines Axialventilators. Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen Nr. 39, Karlsruhe, 1989.
- [31] Kameier, F.: Untersuchung zur Entstehung des Blattspitzen-Wirbellärms an einer axialen Strömungsmaschine. VDI-Tagung „Ventilatoren im industriellen Einsatz“, Düsseldorf, 1991.
- [32] Kameier, F.: Experimentelle Untersuchungen zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen. Dissertation. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 7, Nr. 243, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [33] Hasemann, H./Hagelstein, D./Rautenberg, M.: Noise Reduction in Axial Cooling Fans. Second International Conference on Pumps and Fans. Tsinghua University, Beijing, 1995.
- [34] Chanaud, R.C.: Noise Reduction in Propeller Fans Using Porous Blades at Free-Flow Conditions. The Journal of the Acoustical Society of America, No. 51, 1972.

- [35] Eckert: Das Kühlgebläse des Kraftfahrzeugs und sein betriebliches Verhalten. Dissertation. Stuttgart, 1940
- [36] Eckert: Aufgaben bei der Gestaltung der Kühlanlagen des Kraftfahrzeugs. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Nr. 45, 1942.
- [37] Spindler, T.: Numerical Simulation and Measurement of a Vehicle Cooling Fan at a Fan Test Rig. 4th Vehicle Thermal Management Systems Conference & Exhibition, Paper No. C543-70, 1999.
- [38] Minkus, U.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Kühllüftern in Nutzfahrzeugen. Dissertation, Universität Hannover, 1993.
- [39] Minkus, U. / Rautenberg, M.: Strömungsuntersuchungen an konventionellen Kühllüftern in Nutzfahrzeugen. MTZ Motortechnische Zeitschrift Nr. 3, 1994.
- [40] Costelli, A. / Gabriele, P. / Giordanengo, D.: Experimental Analysis of Engine Cooling Systems. SAE Technical Paper No. 790397, 1979.
- [41] Costelli, A. / Gabriele, P. / Giordanengo, D.: Experimental Analysis of the Air Circuit for Engine Cooling Systems. SAE Technical Paper No. 800033, 1980.
- [42] Smith, J.D. / Reynolds, J.R.: Engine Cooling Fan and Shroud Optimization for Blow Through Operation. SAE Technical Paper No. 860764, 1986.
- [43] Braatz, A. / Konermann, M.: Luftführungsgehäuse für ein Lüfterrad eines Kühlers von Brennkraftmaschinen. Deutsche Patentschrift Nr. DE 4137703 C1, 1992.
- [44] Curry, R.W. / Weber, J.A.: Noise and Performance of an Axial-Flow Fan With Varying Shroud and Core Spacing. ASAE, 1972.
- [45] Yoerger, R.R. / Mann, R.L. / Roley, D.R.: Performance and Noise of Axial-Flow Fans With Varying Hub Diameters and Downstream Obstructions. ASAE, 1973
- [46] Hofe, R.von / Thien, G.E.: Geräuscharme Kühler-Lüfter-Systeme. FVV-Abschlußbericht Nr. 199/225, 1980.
- [47] Hagelstein, D. / Selen, B. / Hasemann, H. / Rautenberg, M.: Das dreidimensionale Zu- und Abströmfeld eines Kühlventilators in einer realitätsnahen Einbausituation. Ventilatoren im industriellen Einsatz III, VDI-Bericht Nr. 1249, VDI-Verlag, 1996.
- [48] Selen, B. / Volkers, T.: Prediction of Cooling Airflow and Cooling System Performance. Beitrag in „Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs“, Hrsg. Norbert Deußen, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1998.
- [49] Krüs, H. / Selen, B.: An Evaluation of the Simulated Flow through the Engine Cooling System of a Truck. Beitrag in „Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs“, Hrsg. Norbert Deußen, Expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, 1998.
- [50] Dohi, M. / Sudou, Y. / Noguchi, H. / Kamada, N.: Airflow Simulation in Engine Compartment by CFD Analysis. SAE Technical Paper No. 982803, 1998.
- [51] Éric, C. / Stéphane, M. / Bruno, D. / Robert, B. / Farid, B.: CFD Based Design for Automotive Engine Cooling Fan Systems. SAE Technical Paper No. 980427, 1998.

- [52] Lakshmikantha, M.G. / Kobayashi, S.: Computer Aided Aerodynamic Design of Radiator Fans. SAE Technical Paper No. 1999-01-0644, 1999.
- [53] Fisher, G.L. / Lennon, C.D. / Wheaton, R.F.: The Vega Plastic Flex Fan. SAE Technical Paper No. 710104, 1981.
- [54] Hofe, R.von / Thien, G.E.: Radial- und Querstromlüfter als Alternative für geräuscharme Kühlsysteme von Fahrzeugmotoren. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Nr. 87, 1985.
- [55] Zobel, W. / Ehlers, M. / Stephan, B.: High Performance Compact Cooling System CCS for Trucks. VTMS 3, No. 971826, 1997.
- [56] Baehr, H.D.: Thermodynamik. 7. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [57] Rautenberg, M.: Radialverdichter. Vorlesungs-Manuskript, Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover, 1984.



## **Anhang A**

### **Ergebnisse der Kennlinienmessungen**

Die in diesem Anhang verwendete Numerierung der Profile entspricht den Angaben in Bild 13 auf Seite 32. Die Definition der axialen Position ist Bild 16 auf Seite 37 zu entnehmen.

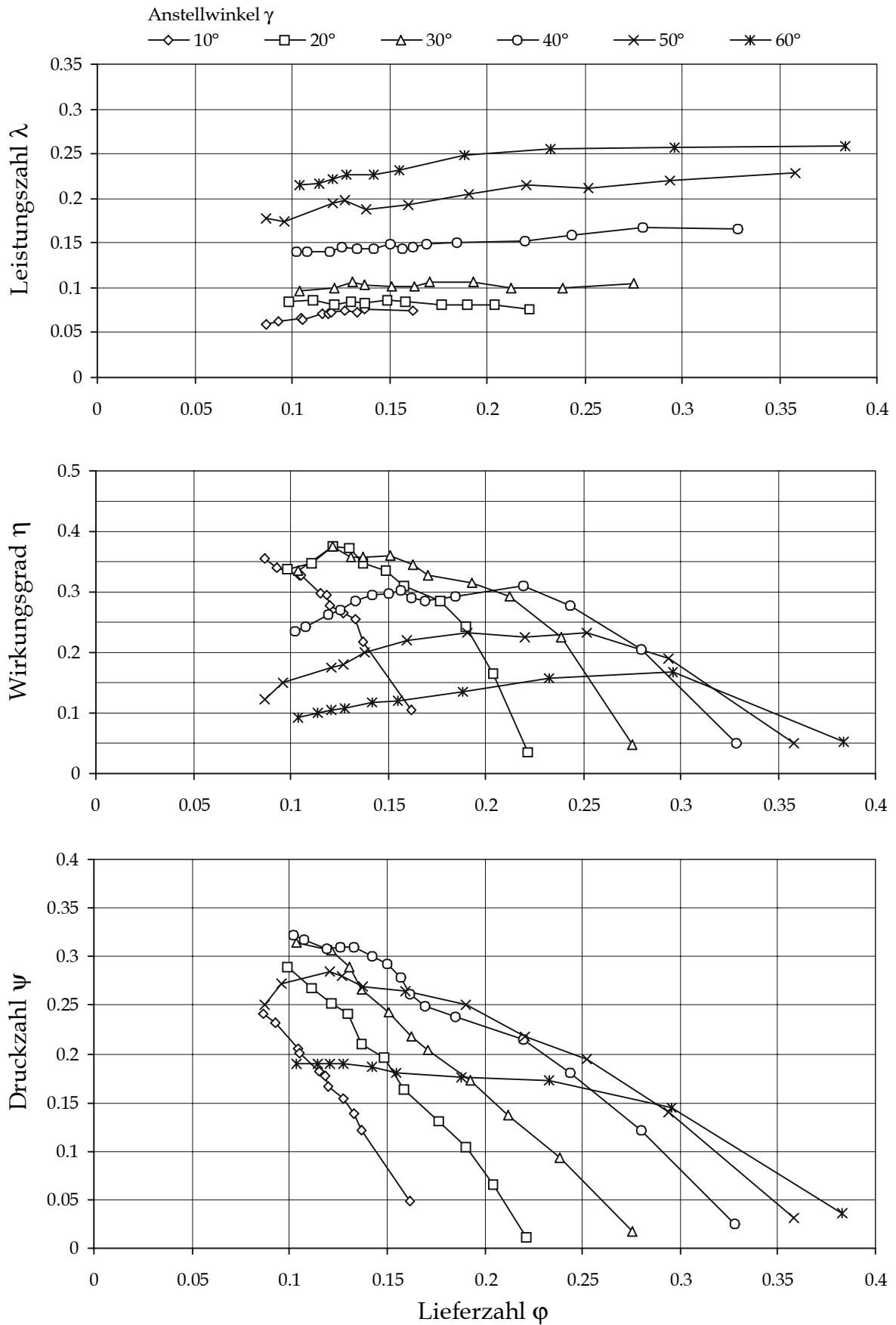
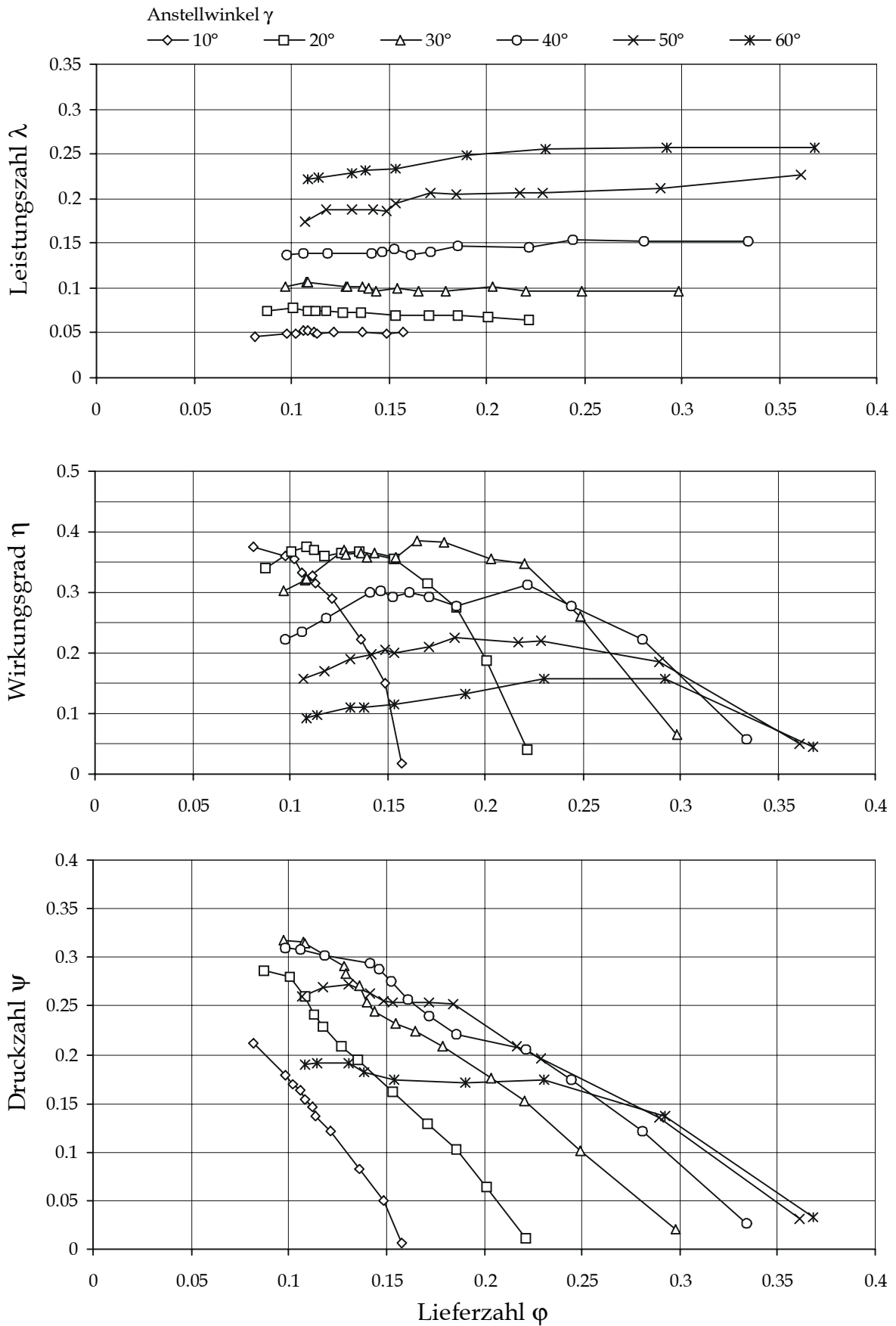


Bild A.1: Kennlinien des Profils 1 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild A.2: Kennlinien des Profils 2 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

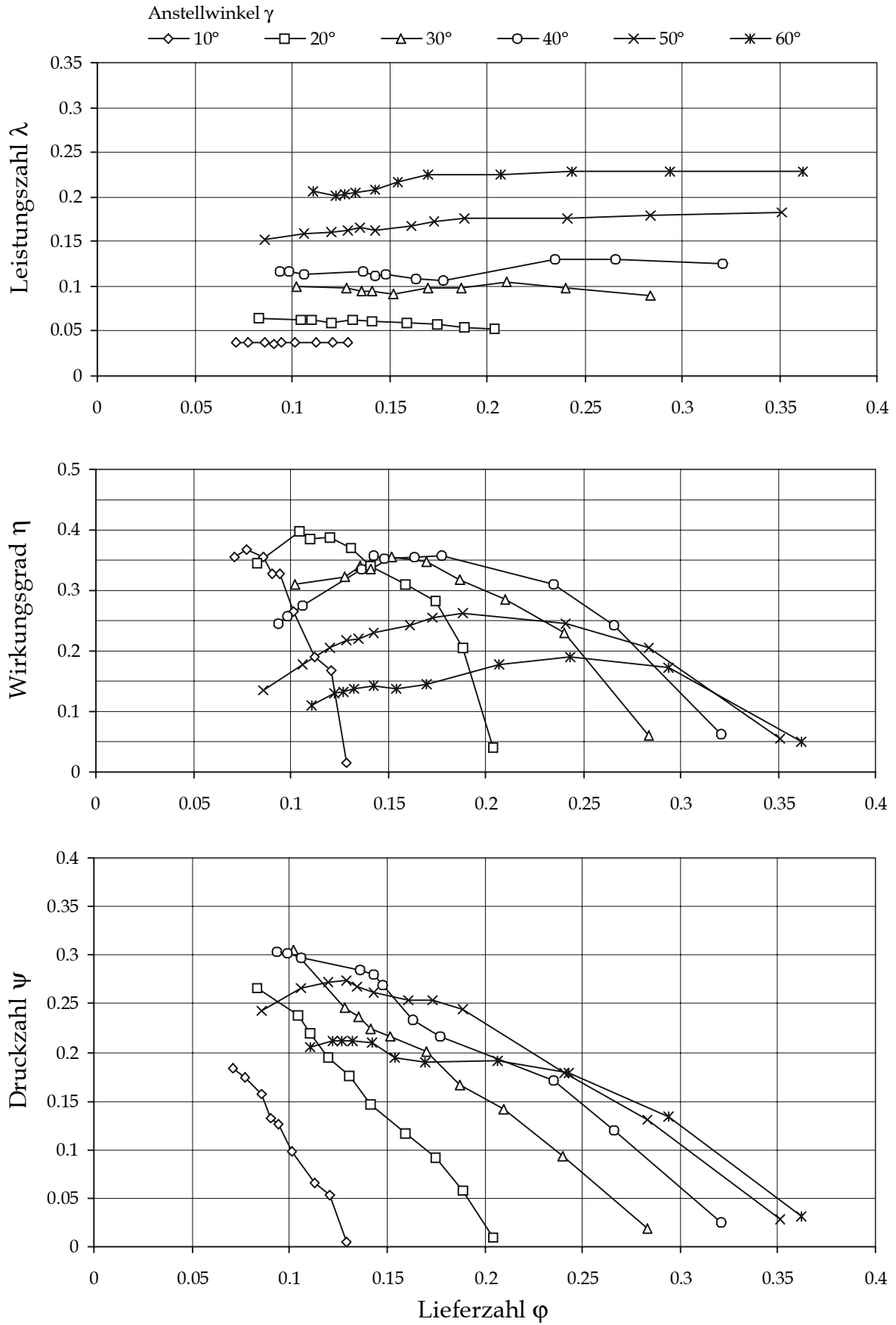
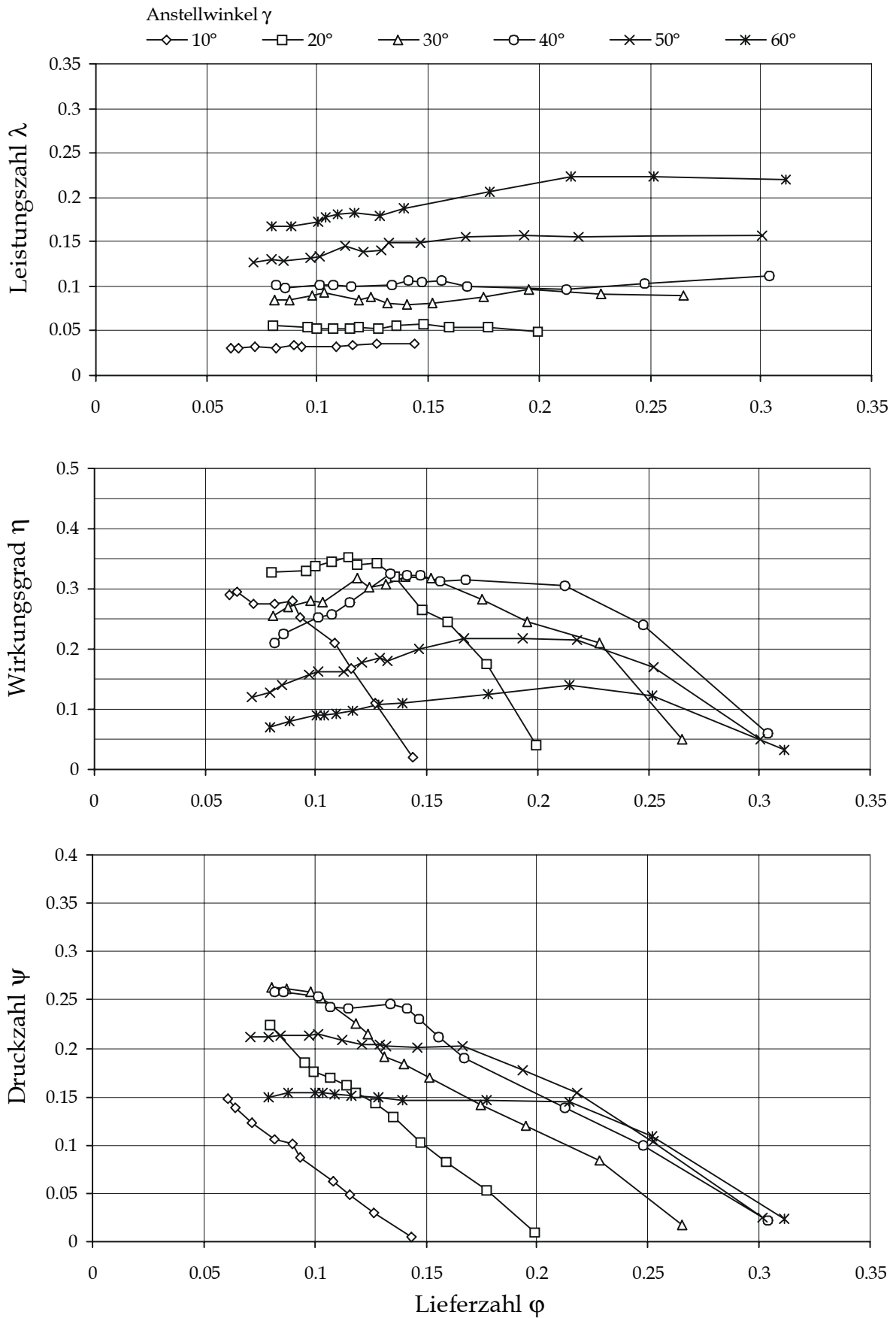


Bild A.3: Kennlinien des Profils 3 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild A.4: Kennlinien des Profils 4 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

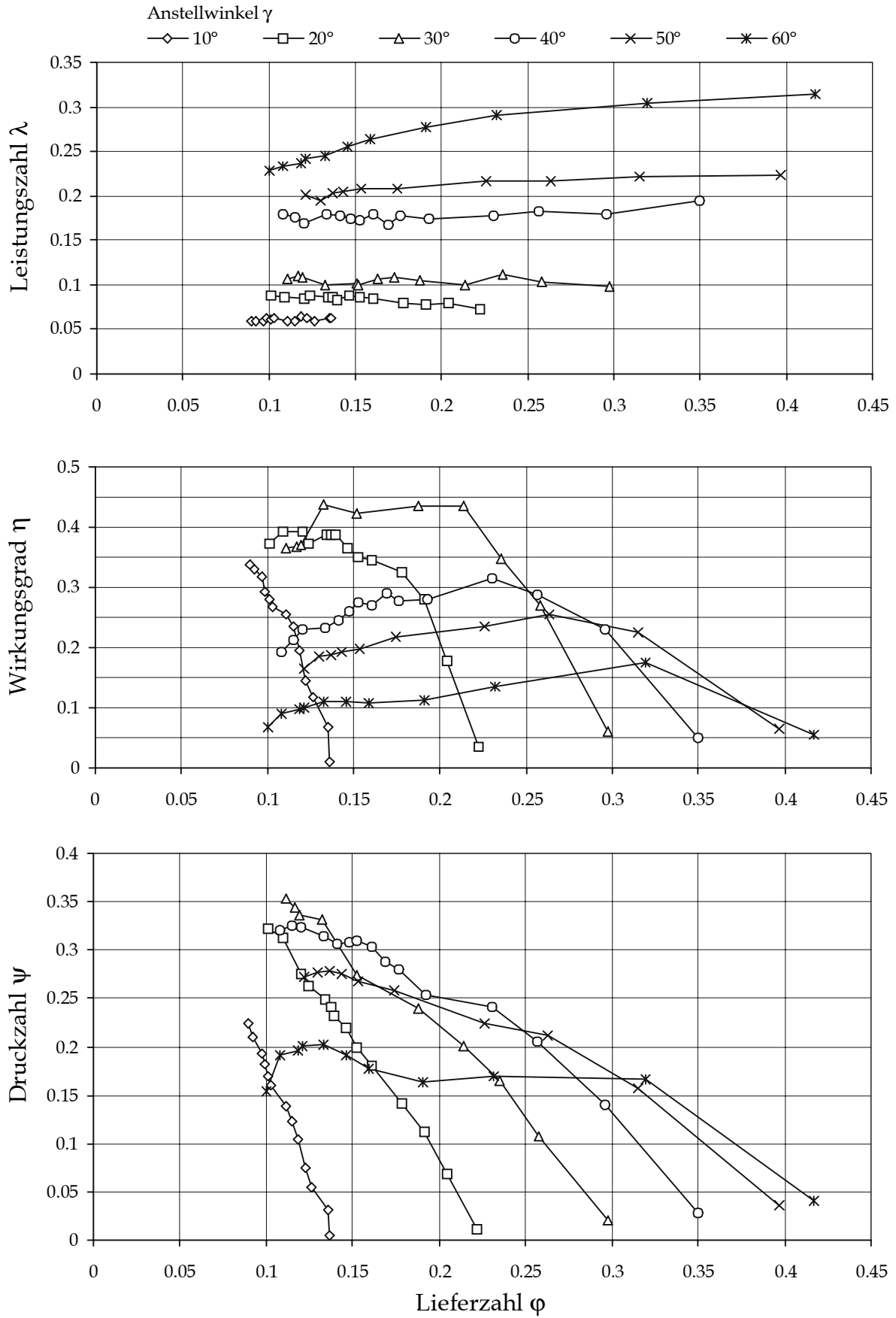
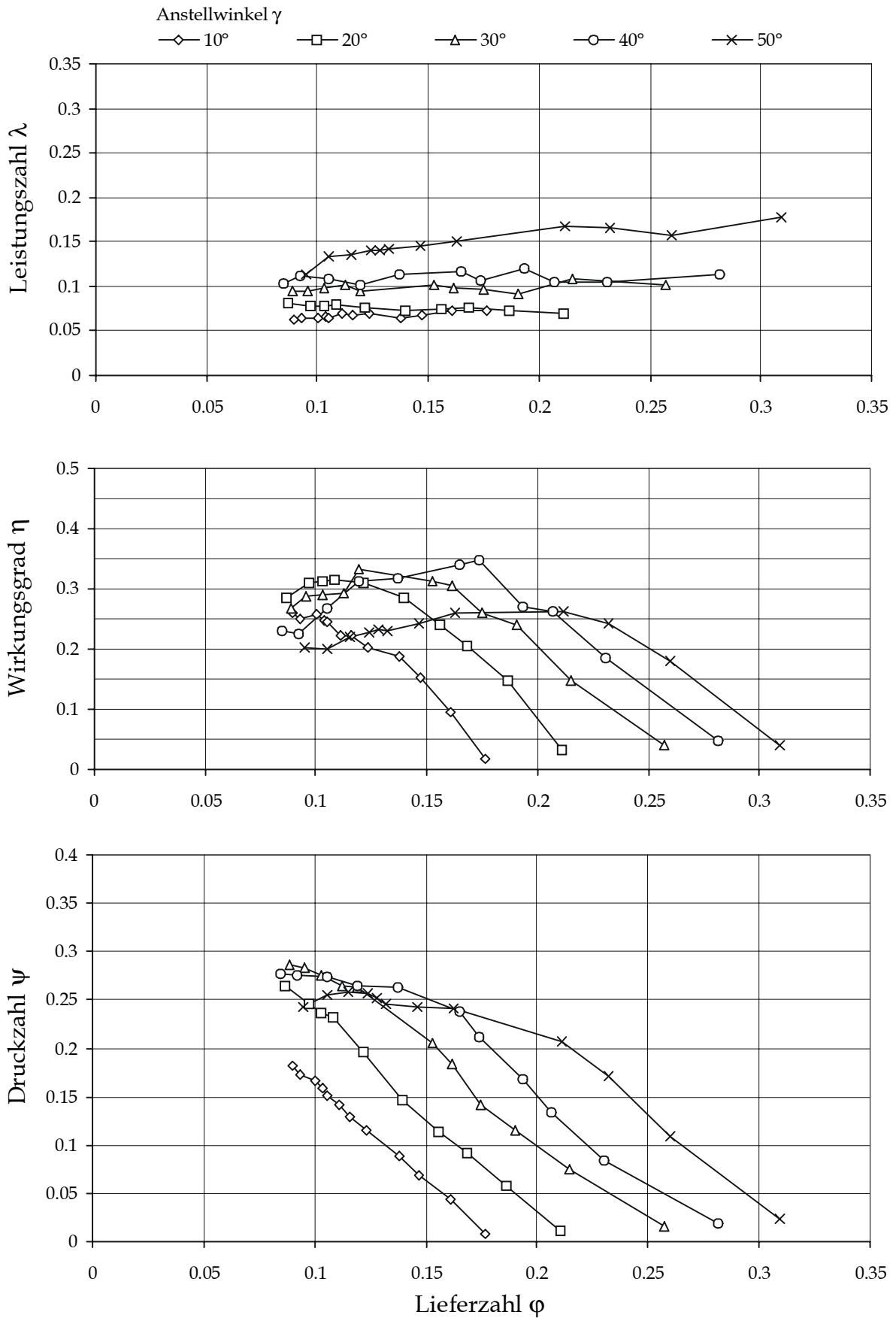
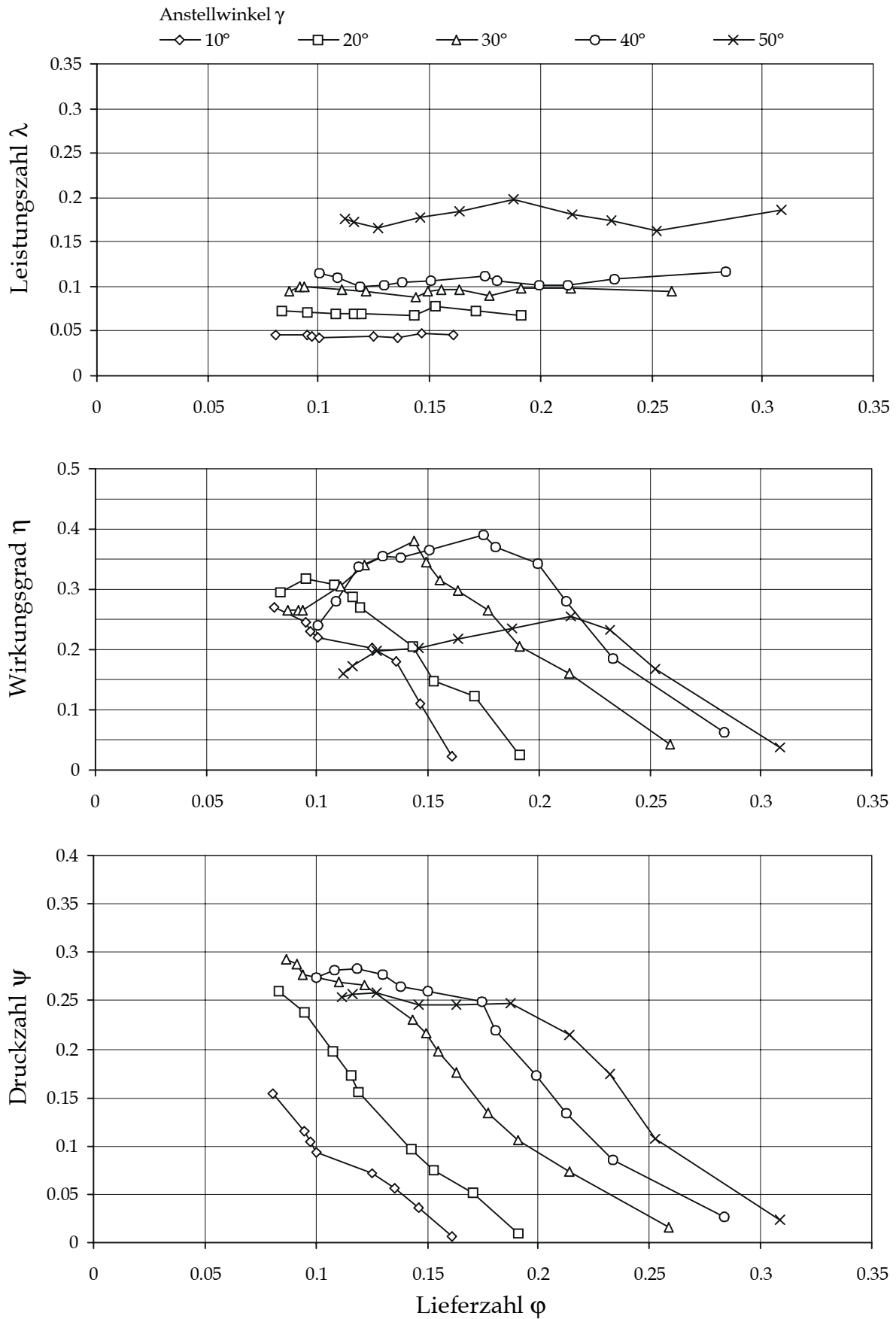


Bild A.5: Kennlinien des Profils 5 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild A.6: Kennlinien des Profils 1 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild A.7: Kennlinien des Profils 2 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$



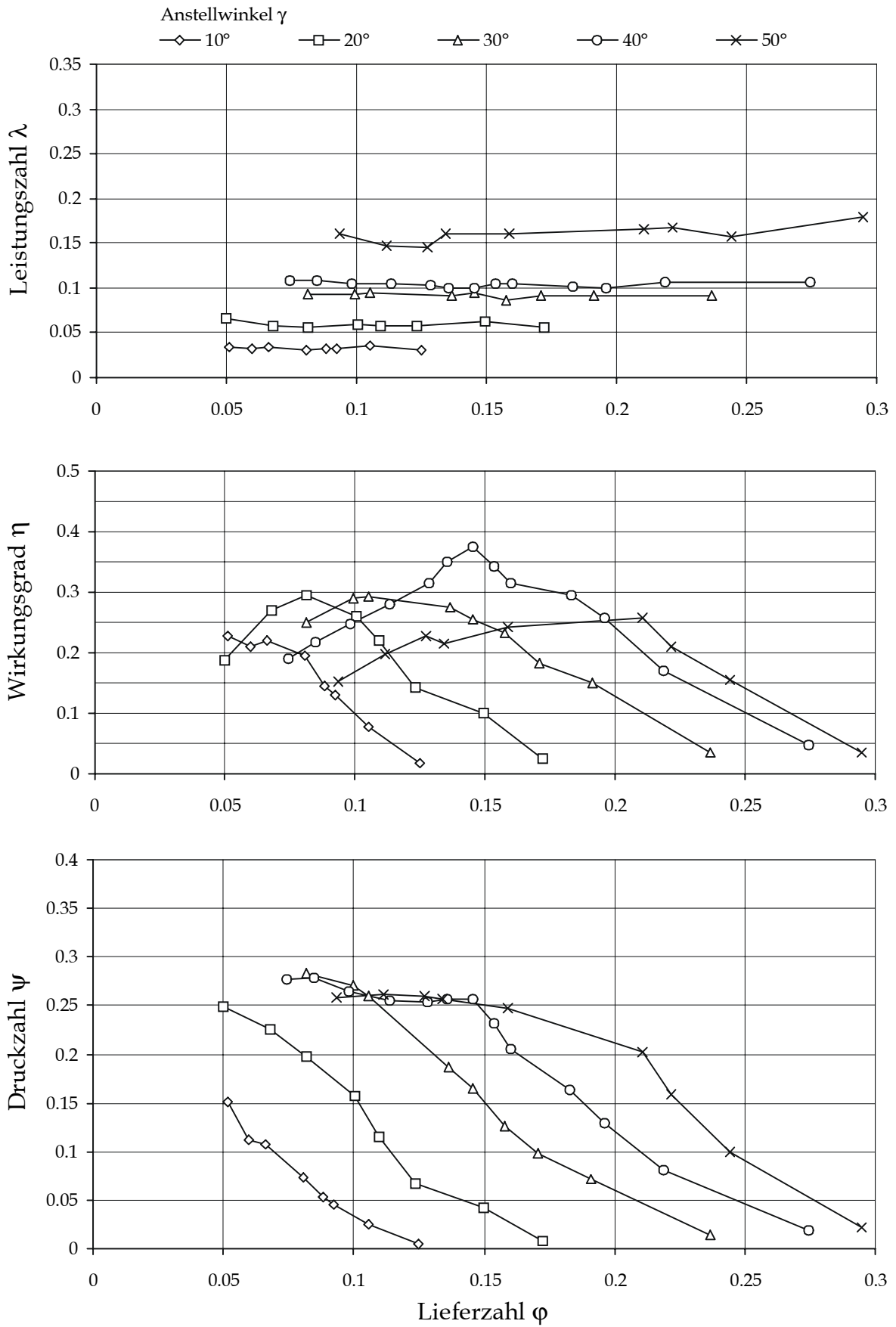


Bild A.8: Kennlinien des Profils 3 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

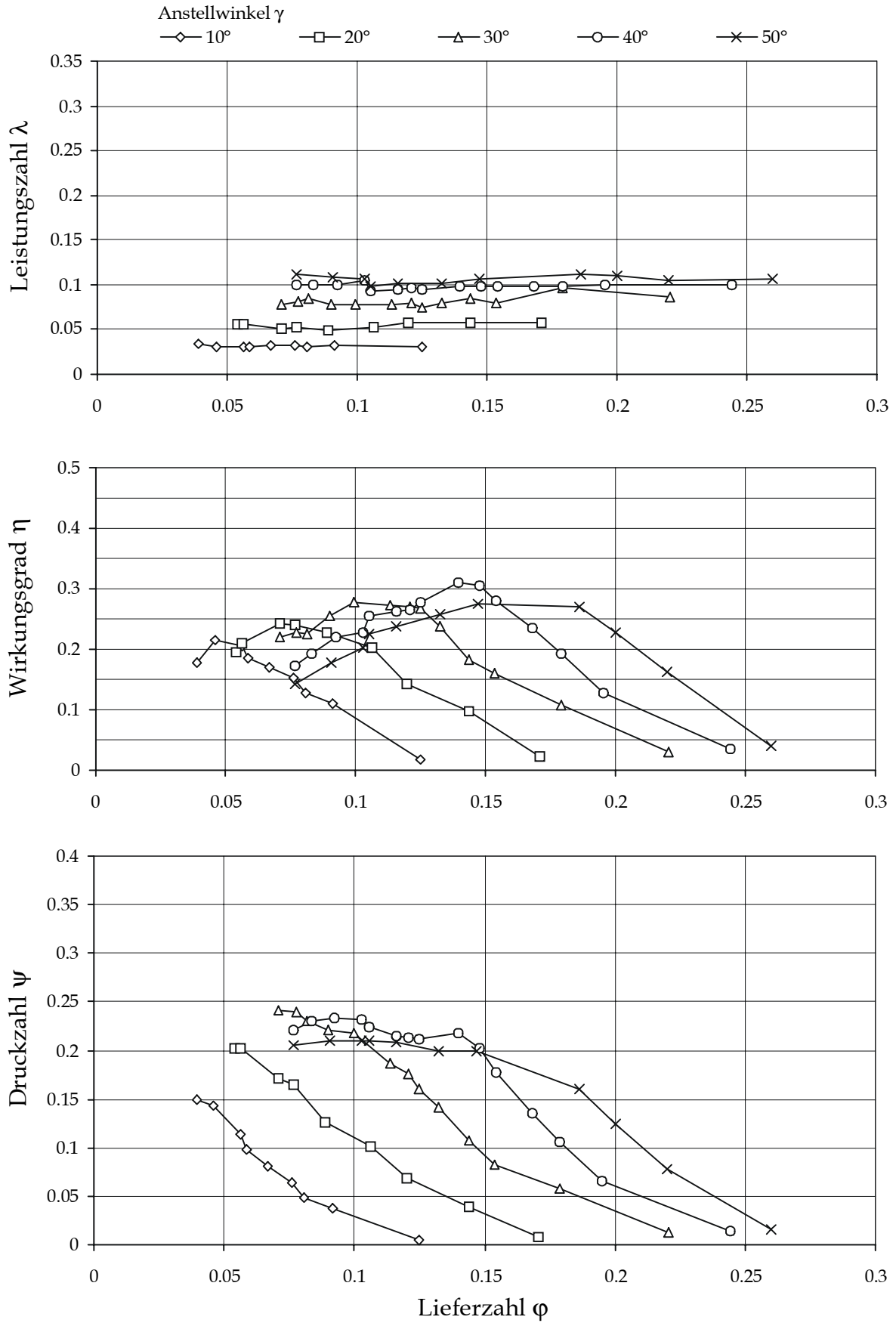


Bild A.9: Kennlinien des Profils 4 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

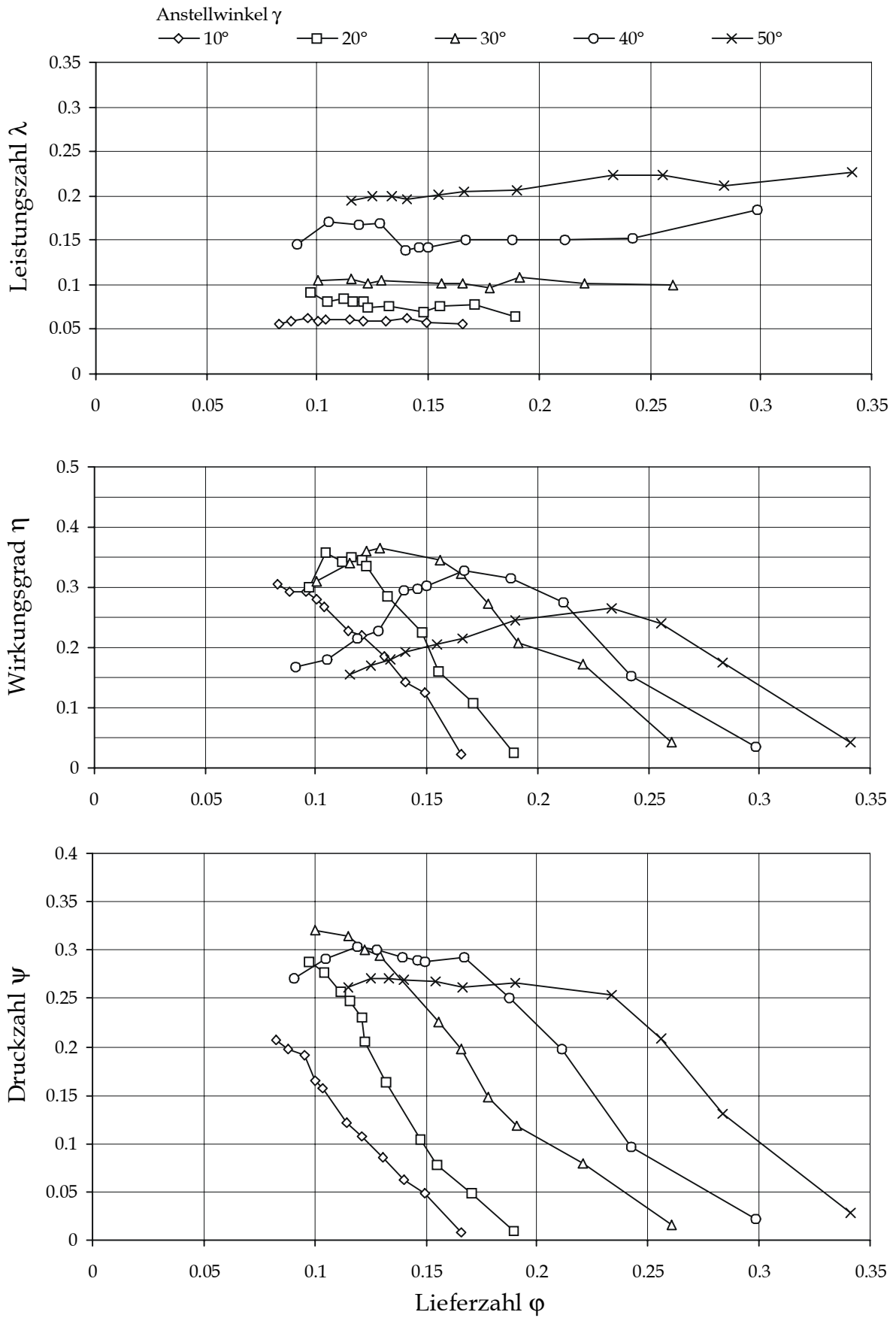


Bild A.10: Kennlinien des Profils 5 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

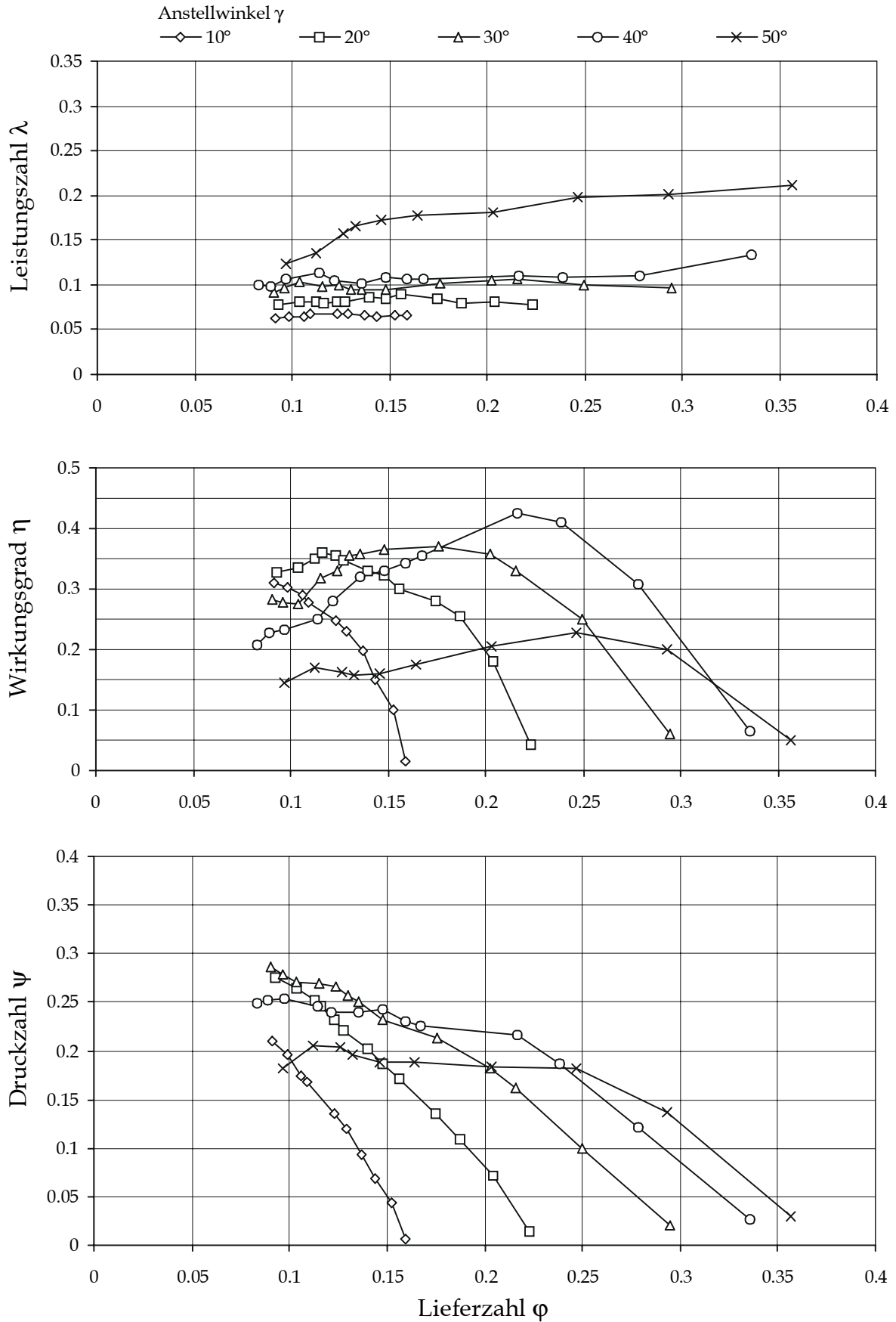
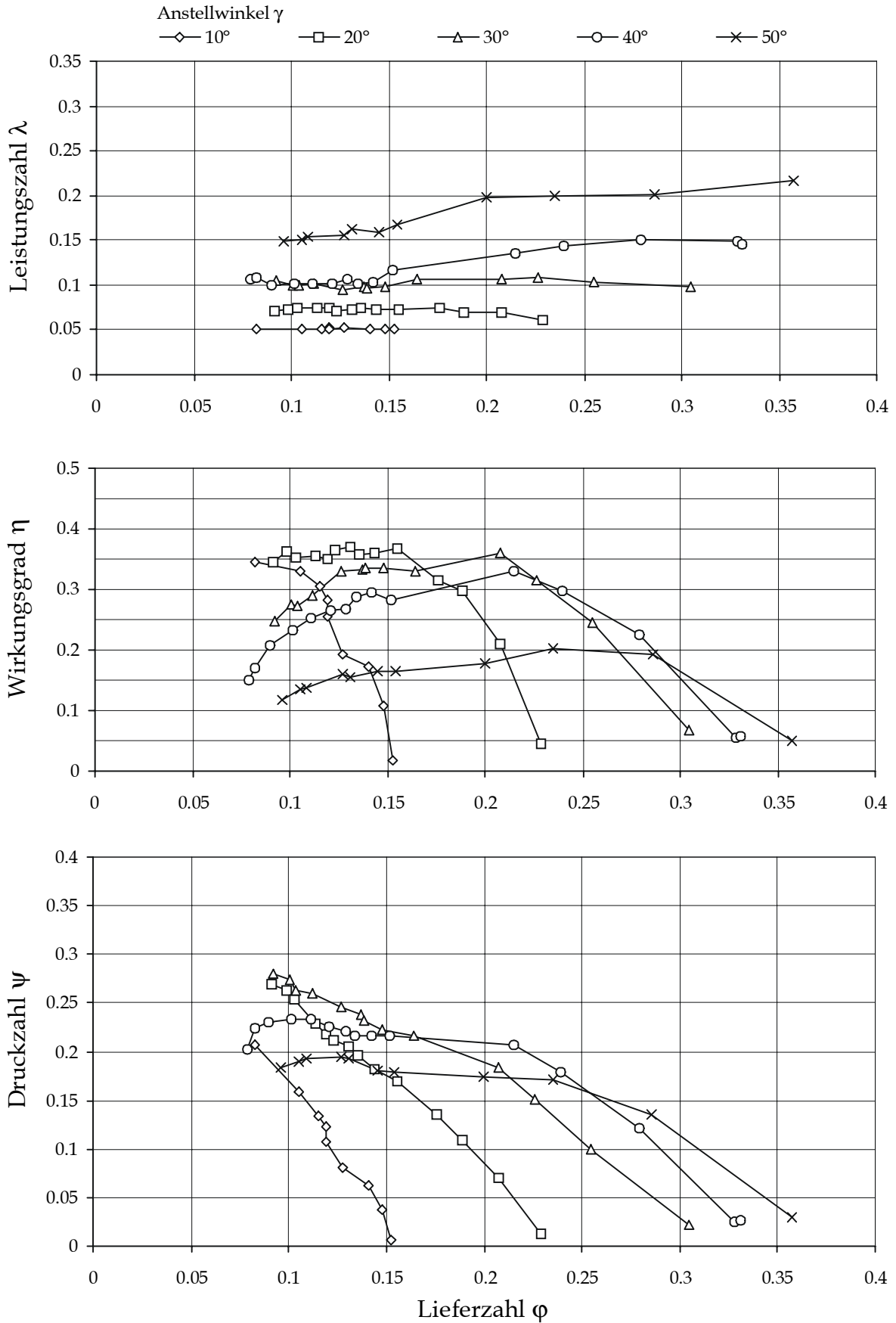
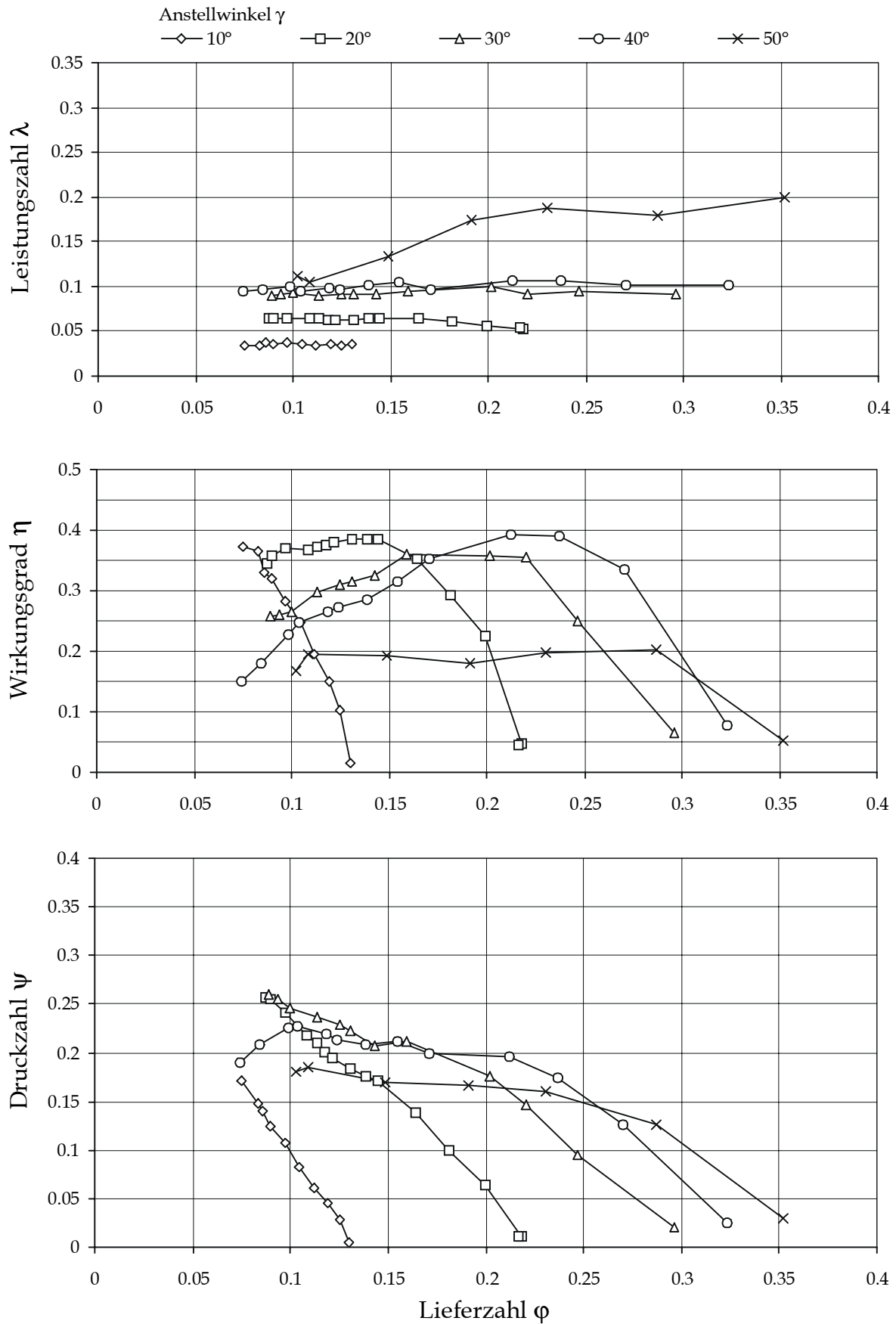
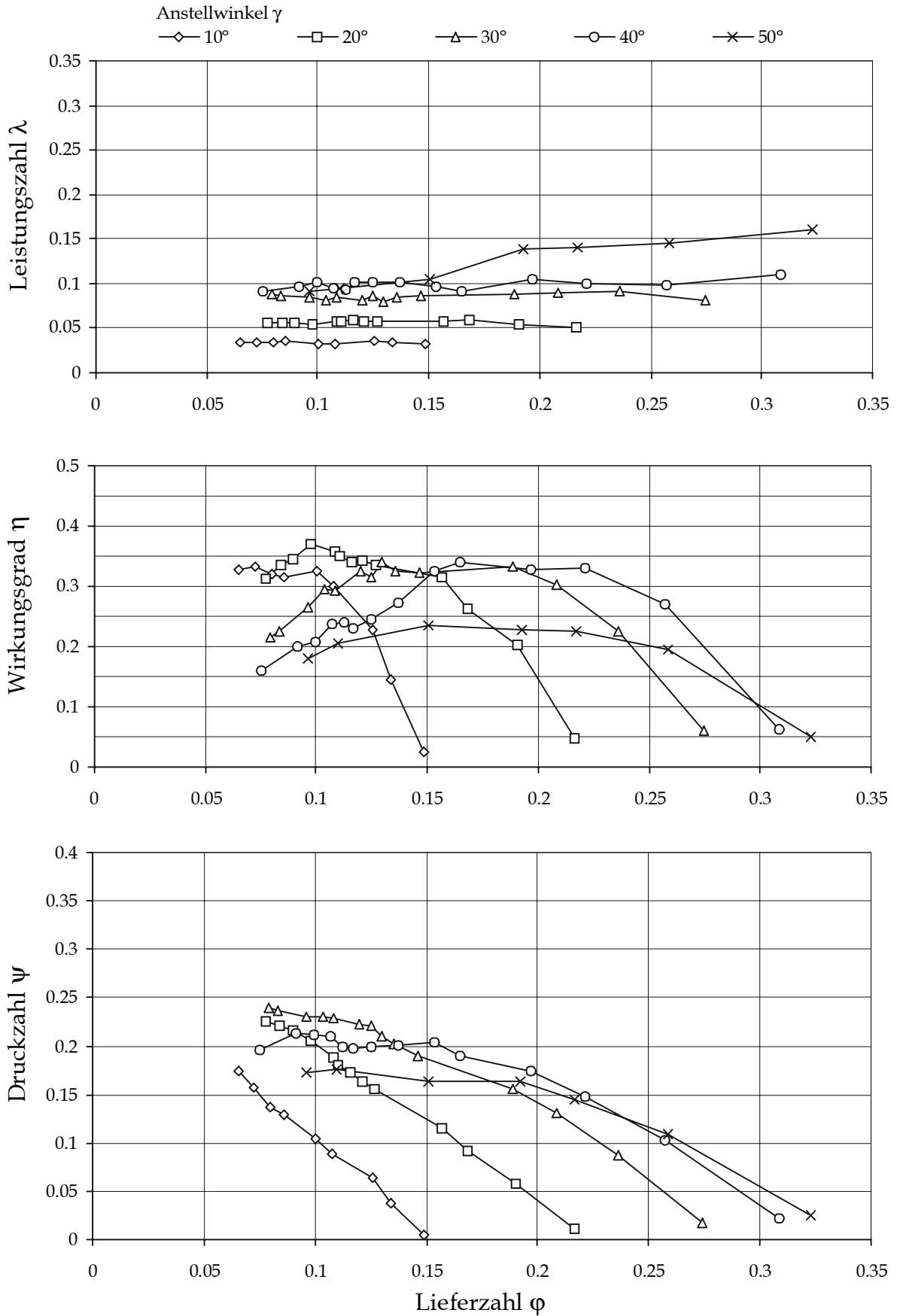


Bild A.11: Kennlinien des Profils 1 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$

Bild A.12: Kennlinien des Profils 2 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$

Bild A.13: Kennlinien des Profils 3 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$

Bild A.14: Kennlinien des Profils 4 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$

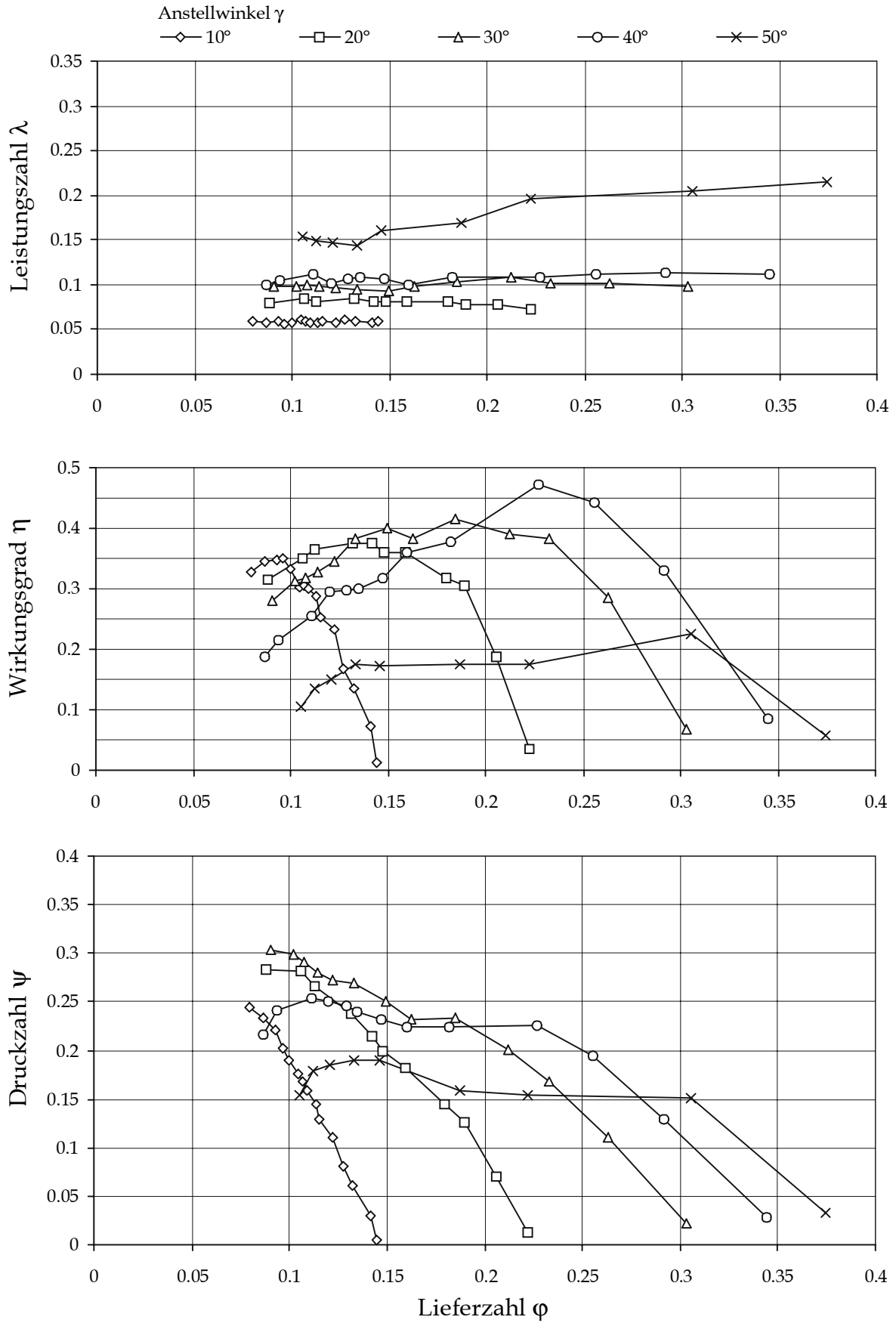


Bild A.15: Kennlinien des Profils 5 bei verschiedenen Anstellwinkeln,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$



## **Anhang B**

### **Ergebnisse der Sondenmessungen**

Die in diesem Anhang verwendete Numerierung der Profile entspricht den Angaben in Abbildung 13 auf Seite 32. Die Definition der axialen Position ist Abbildung 16 auf Seite 37 zu entnehmen.

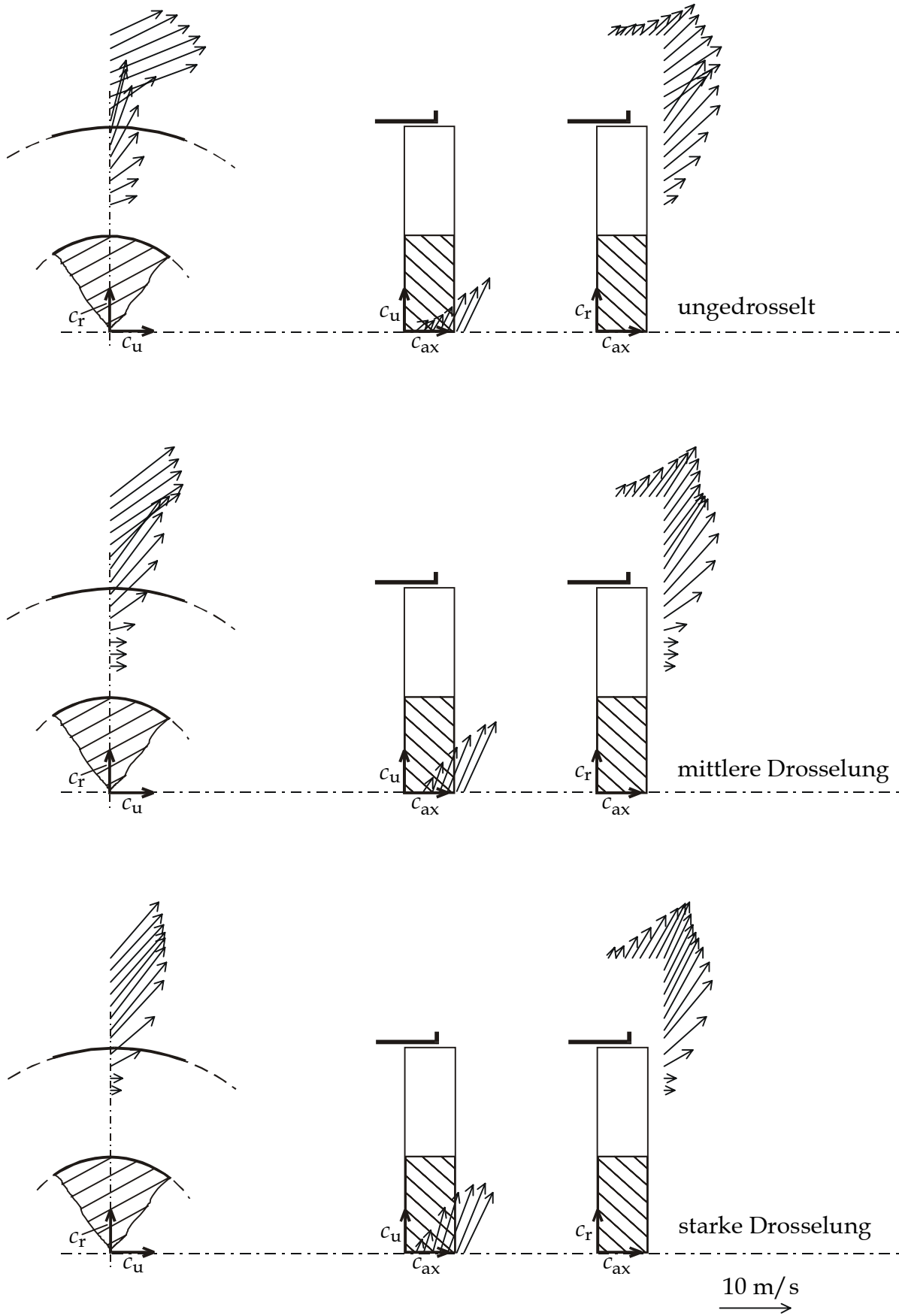


Bild B.1: Geschwindigkeiten hinter Profil 1, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

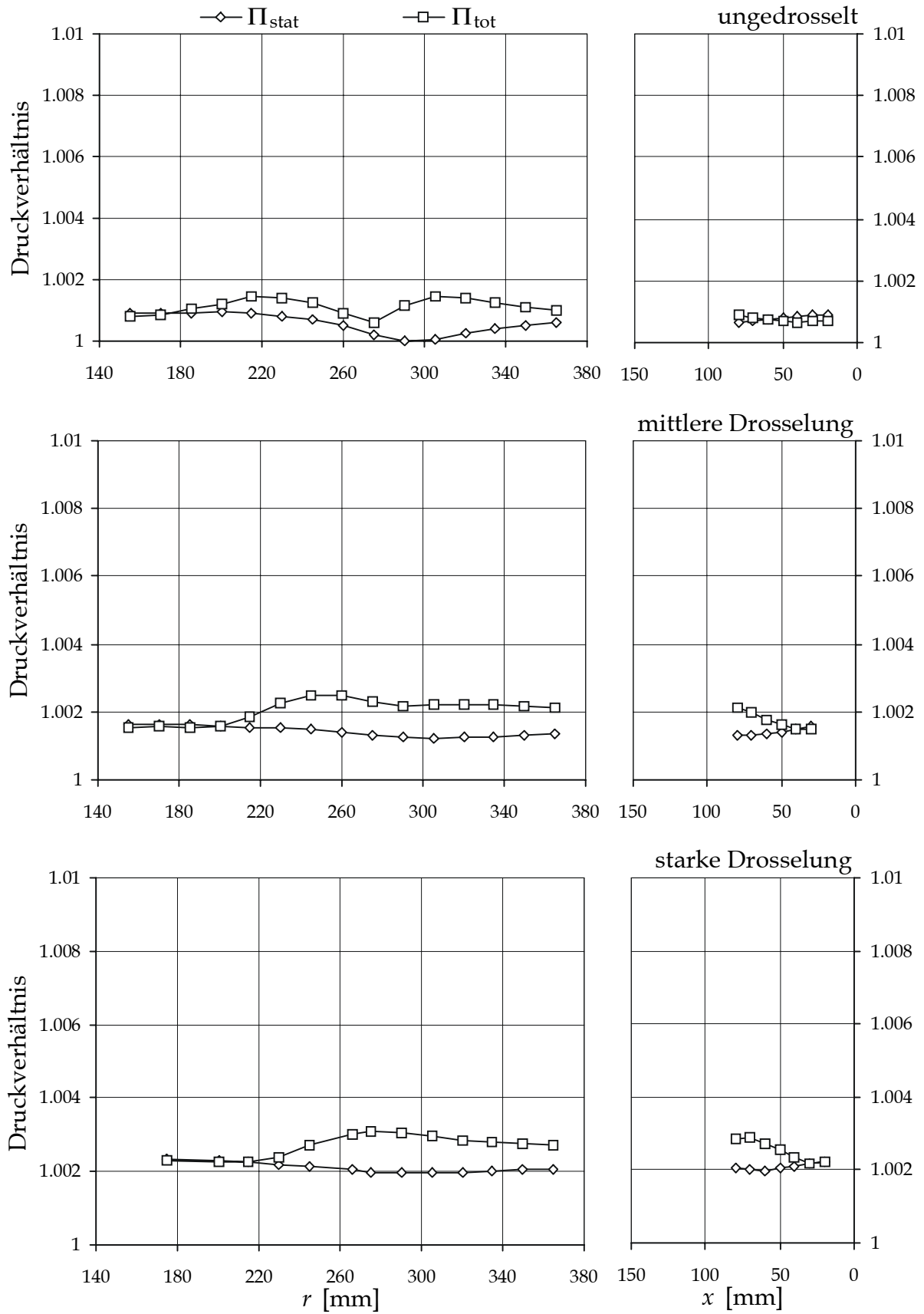


Bild B.2: Stat. Druck/Totaldruck hinter Profil 1, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

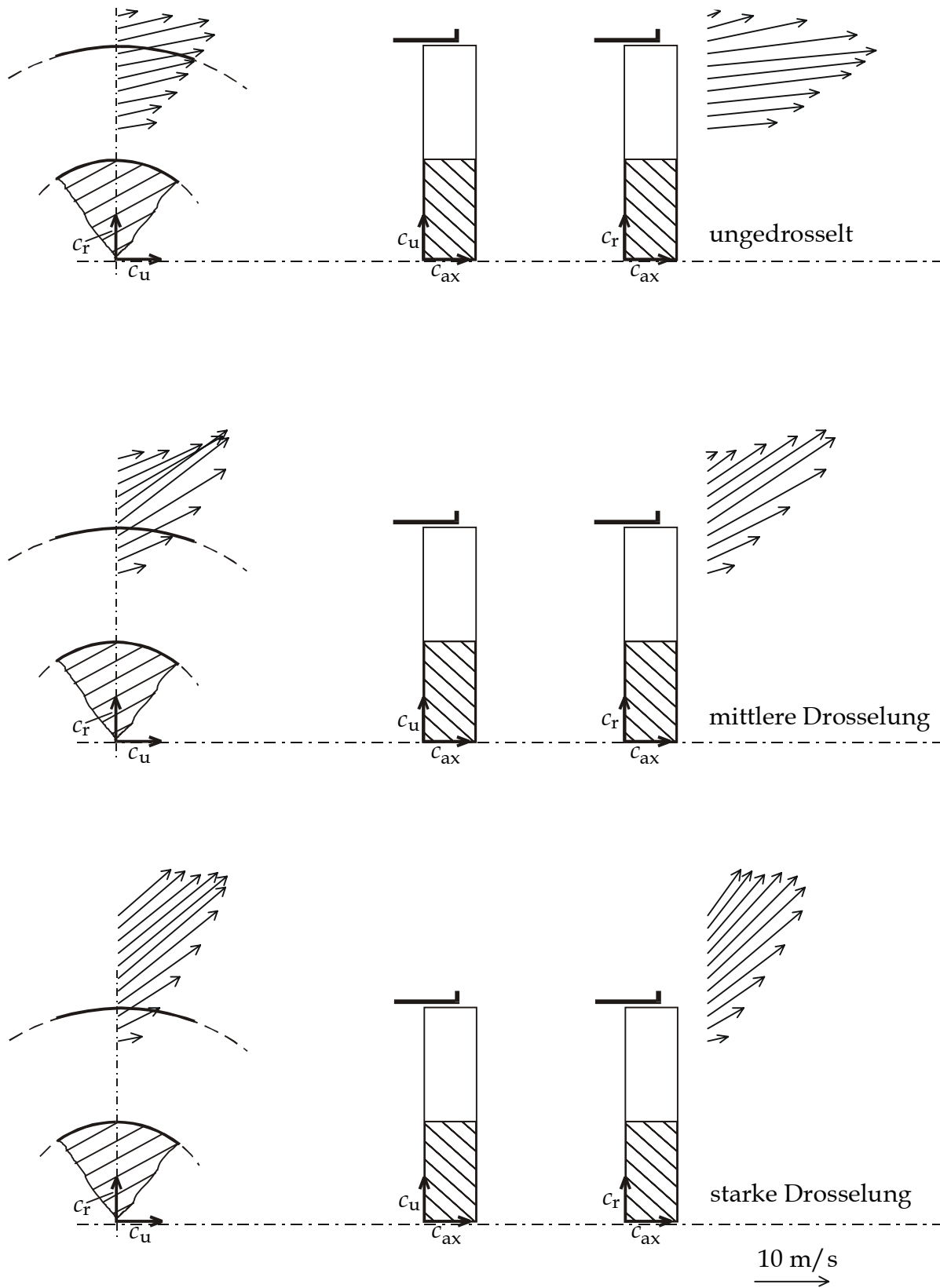


Bild B.3: Geschwindigkeiten hinter Profil 1, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

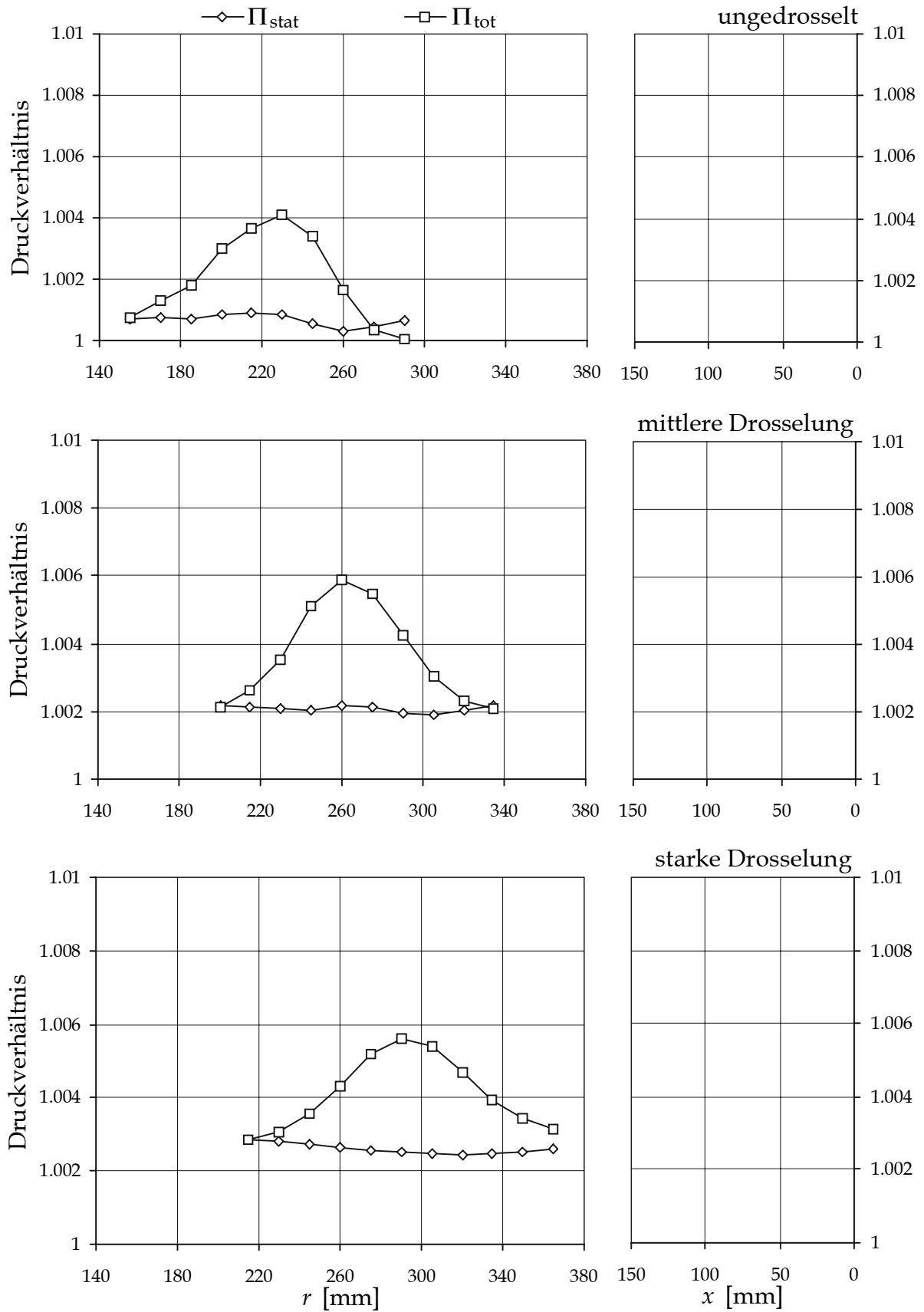


Bild B.4: Stat. Druck/Totaldruck hinter Profil 1, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

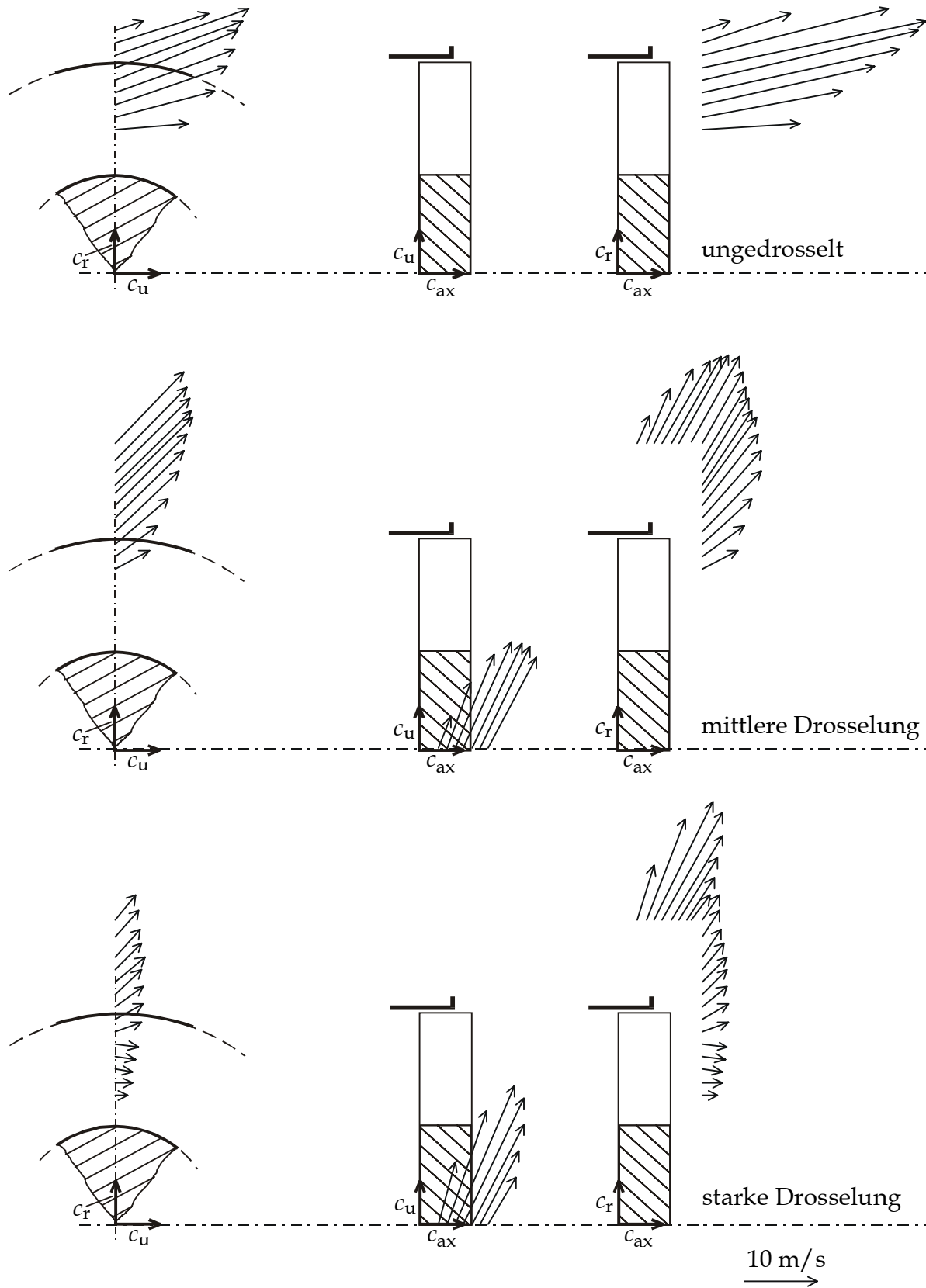


Bild B.5: Geschwindigkeiten hinter Profil 1, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

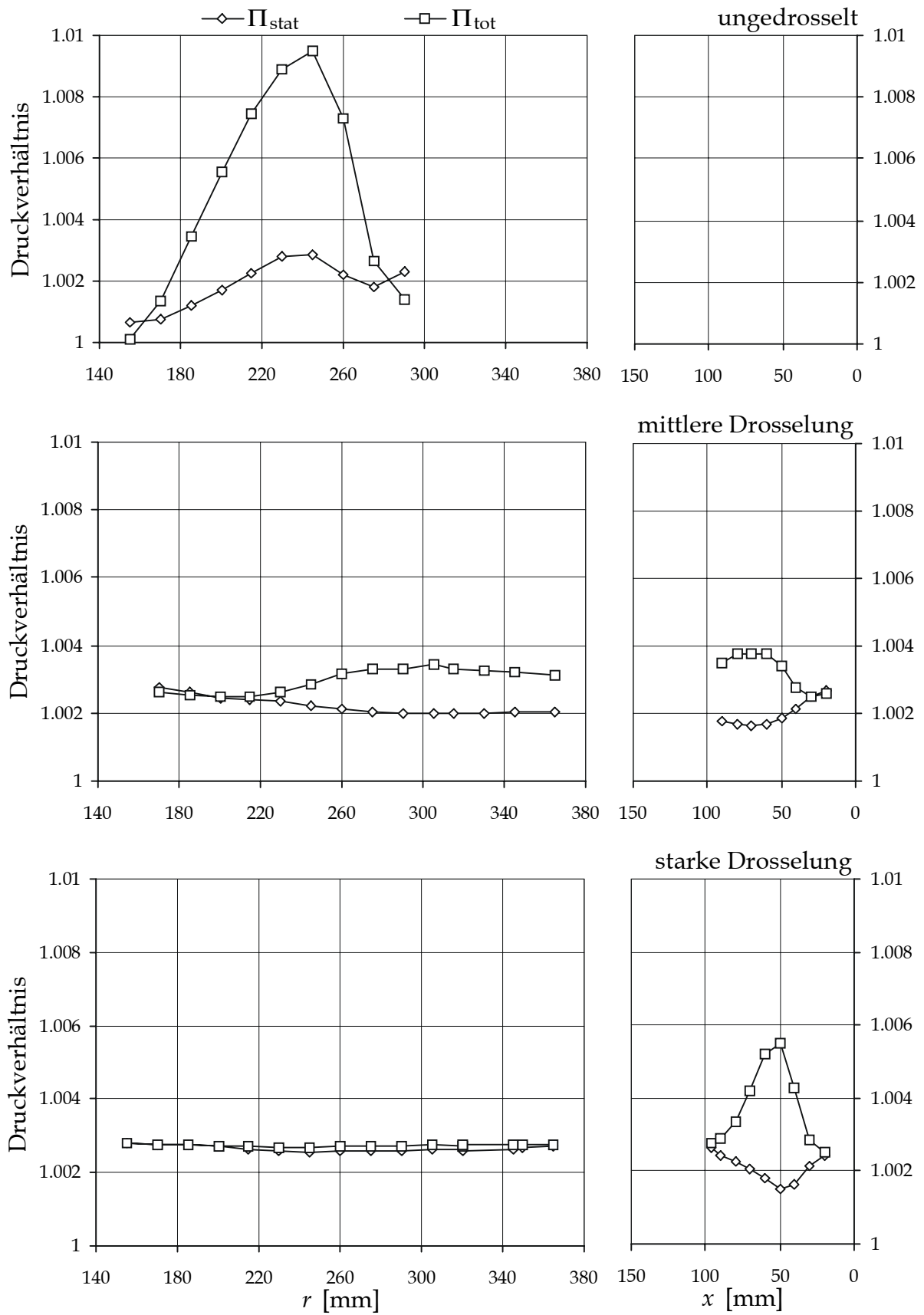


Bild B.6: Stat. Druck/ Totaldruck hinter Profil 1, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

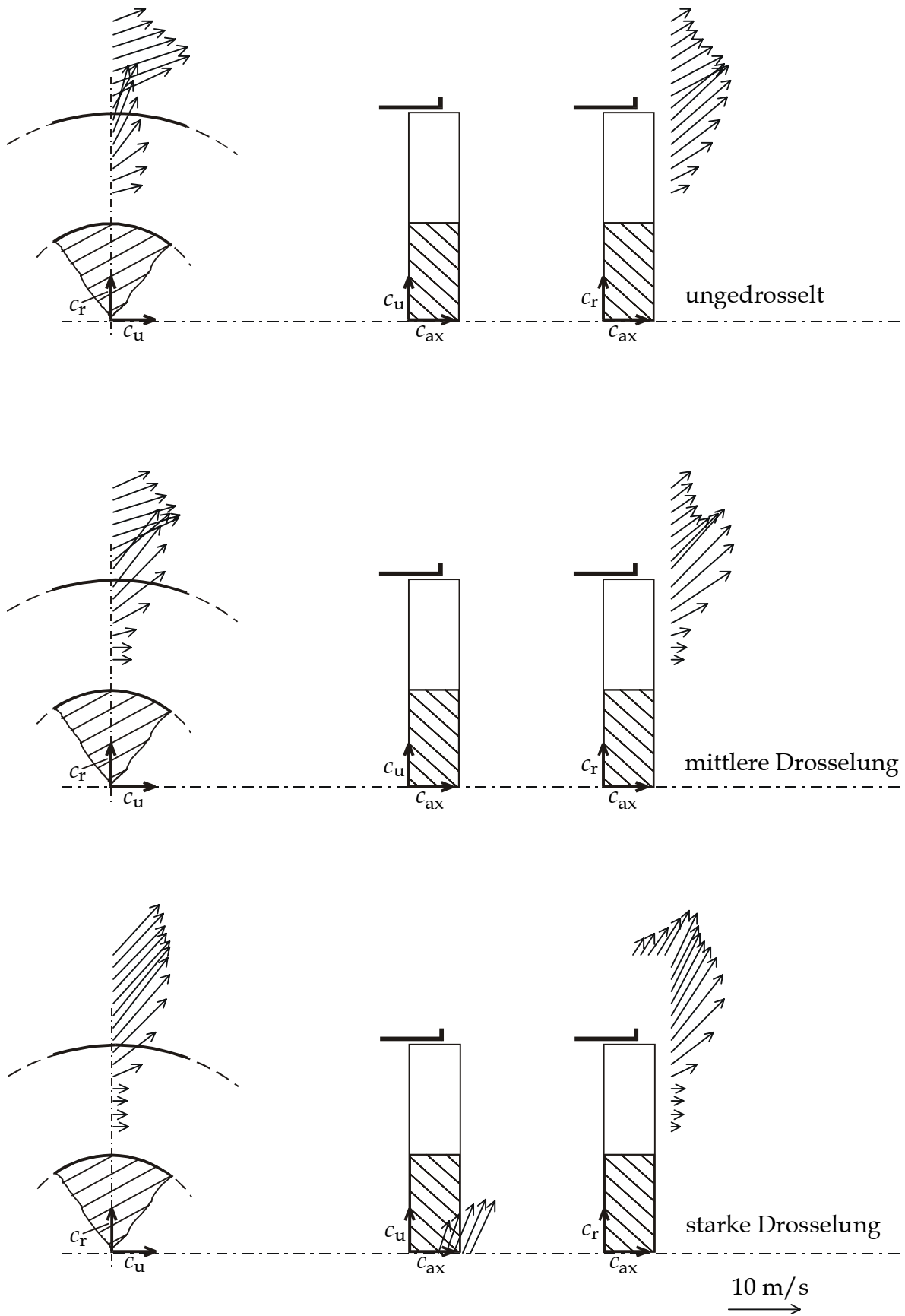


Bild B.7: Geschwindigkeiten hinter Profil 2, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$



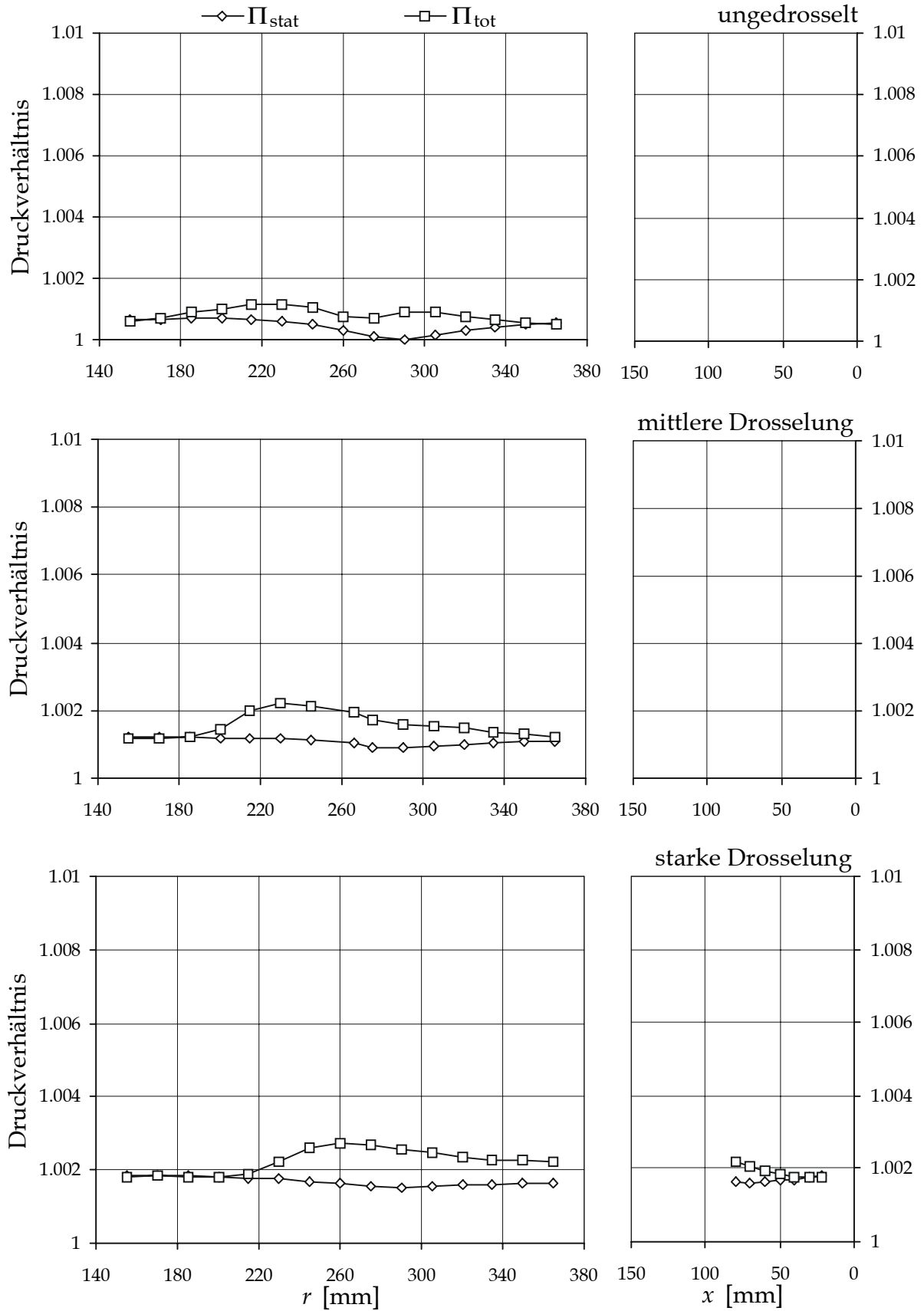


Bild B.8: Stat. Druck/Totaldruck hinter Profil 2, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

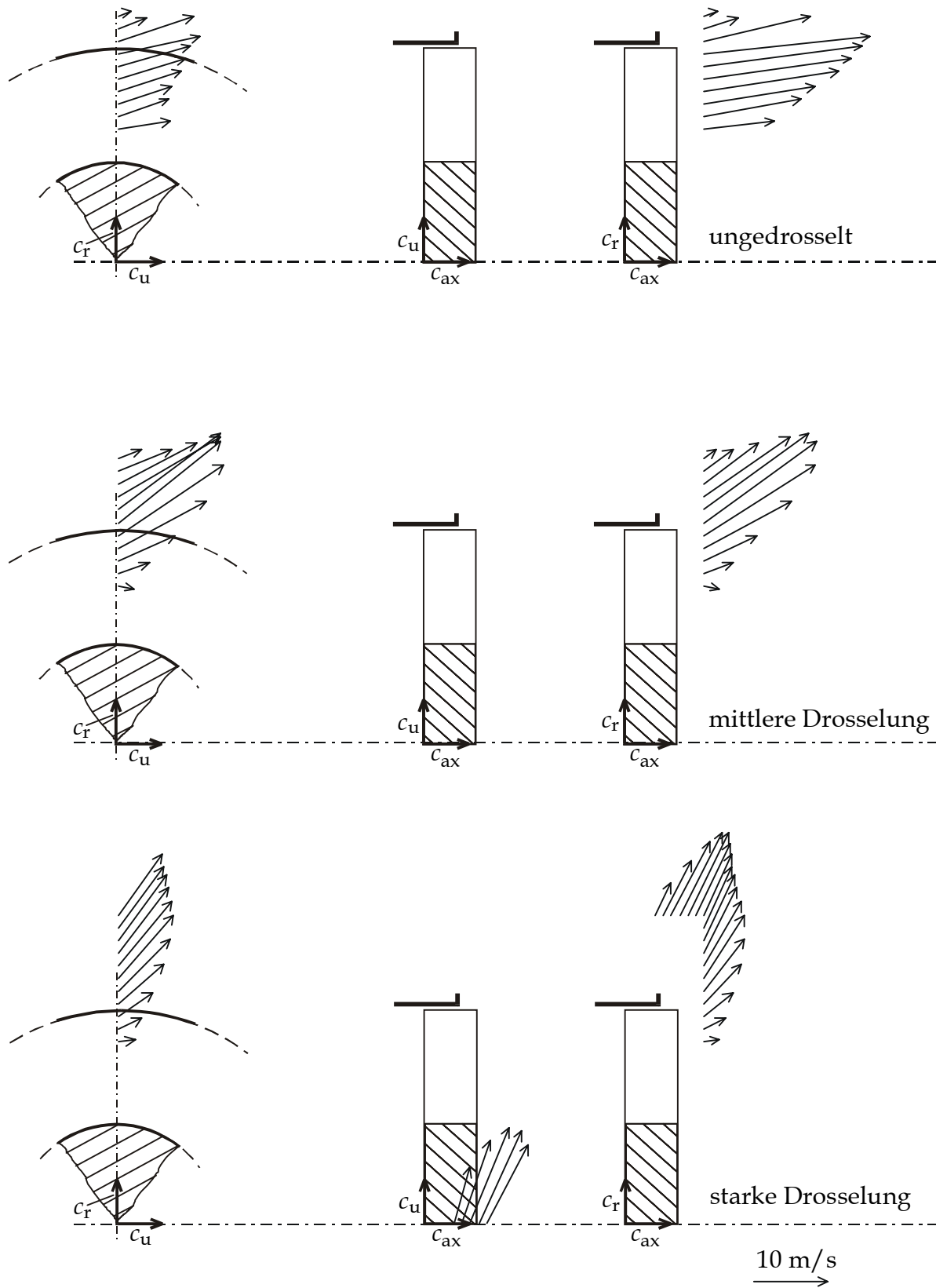


Bild B.9: Geschwindigkeiten hinter Profil 2, Anstellwinkel 30°,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

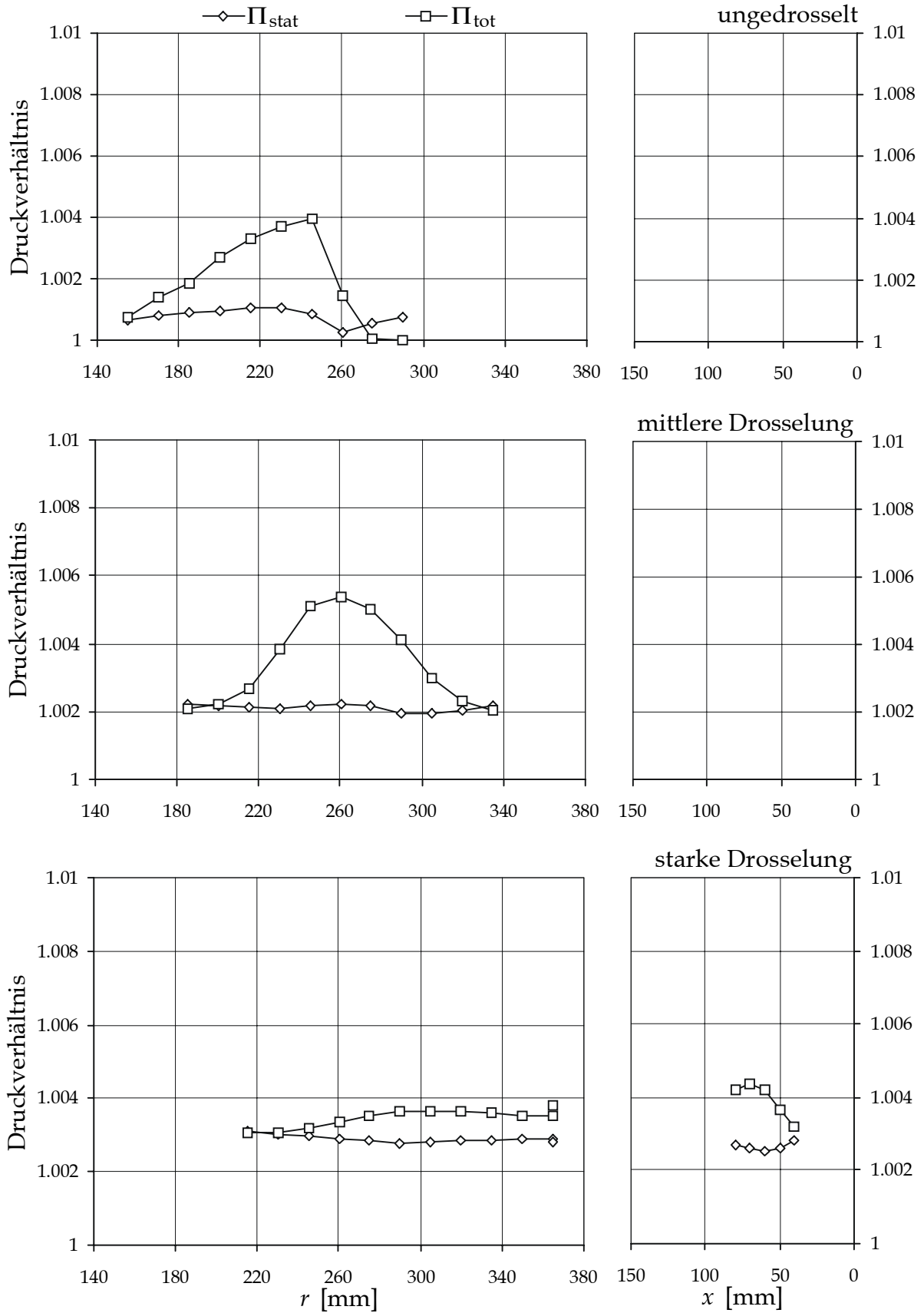


Bild B.10: Stat. Druck / Totaldruck hinter Profil 2, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

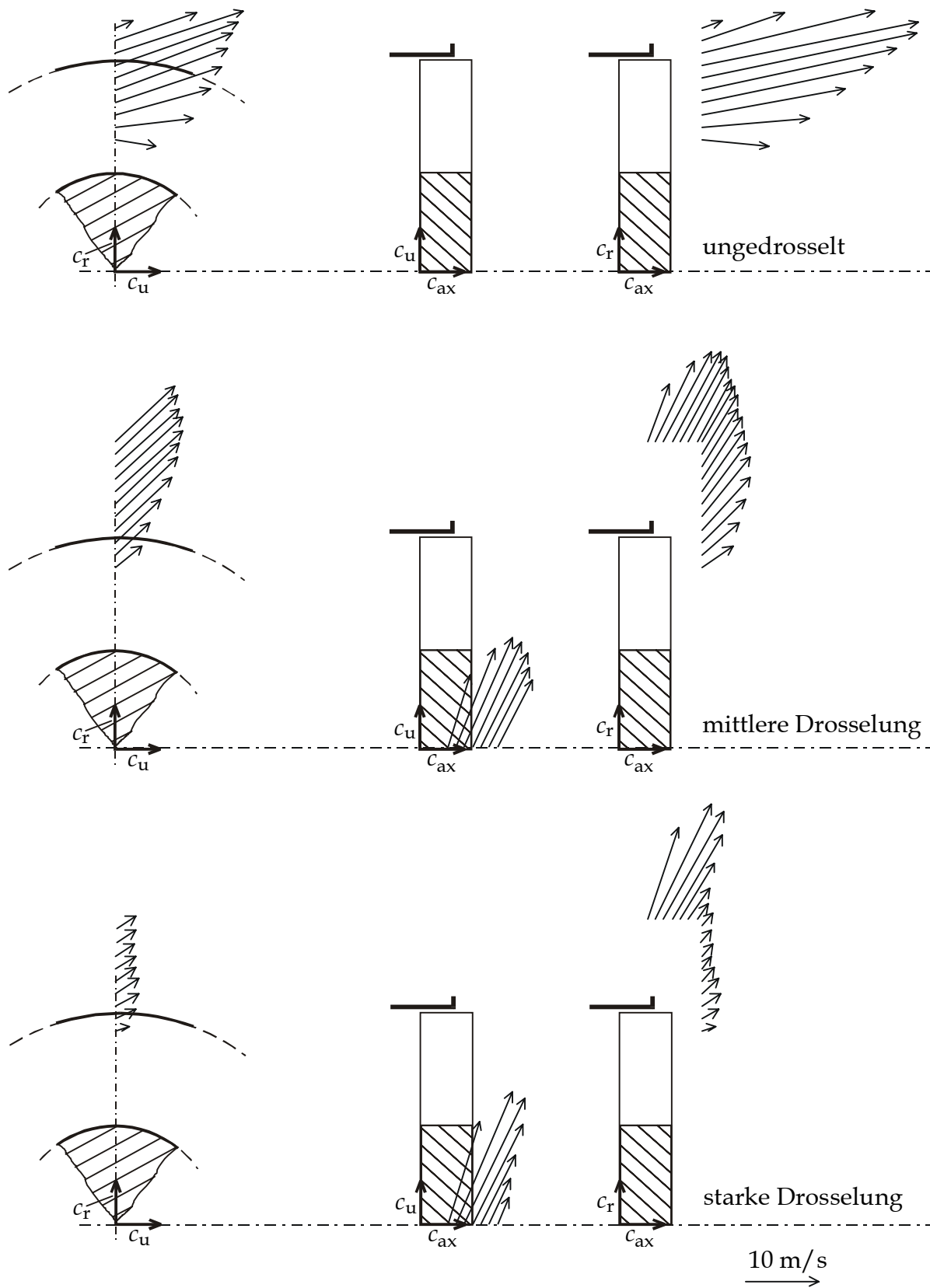


Bild B.11: Geschwindigkeiten hinter Profil 2, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

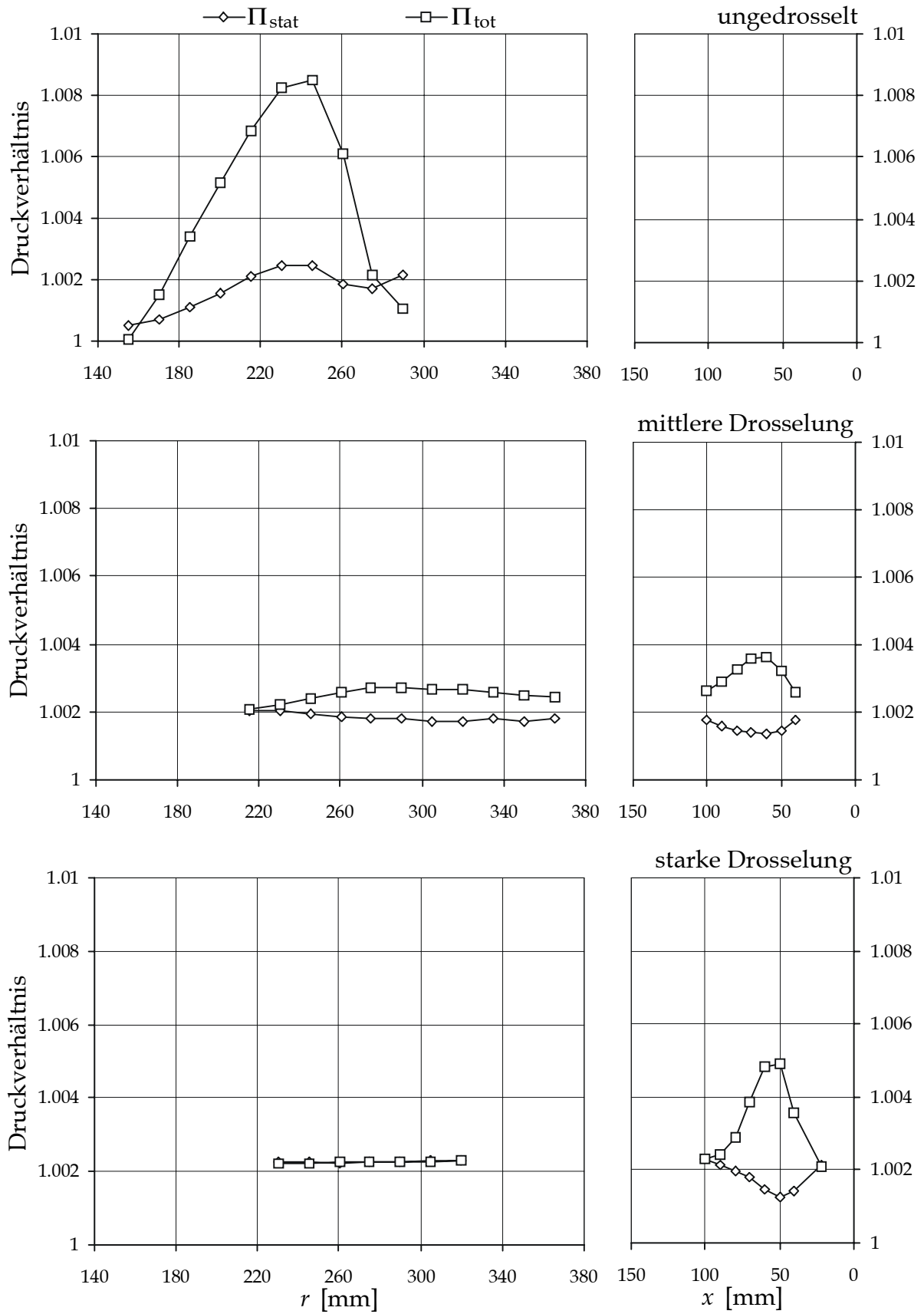


Bild B.12: Stat. Druck/Totaldruck hinter Profil 2, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

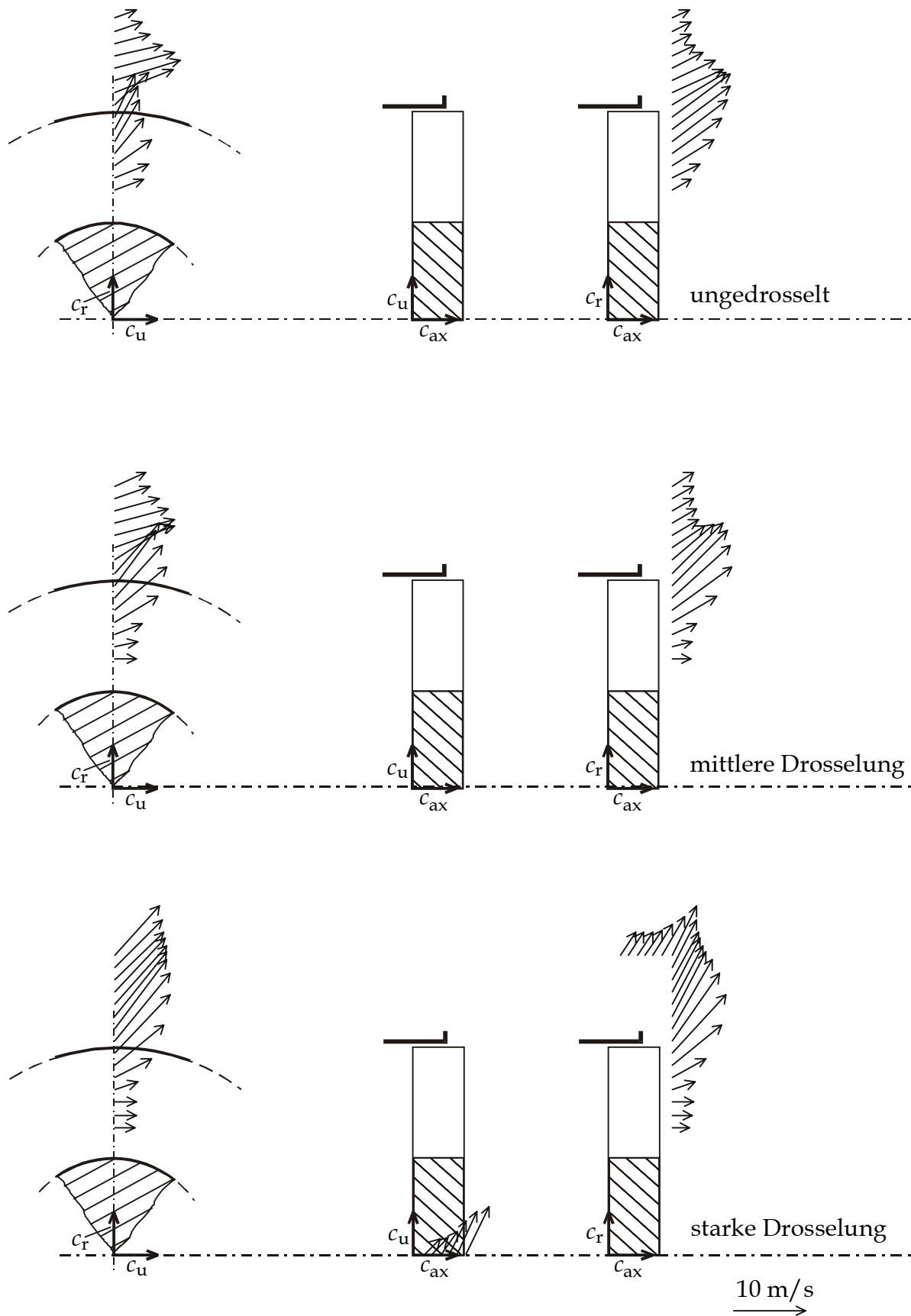


Bild B.13: Geschwindigkeiten hinter Profil 3, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

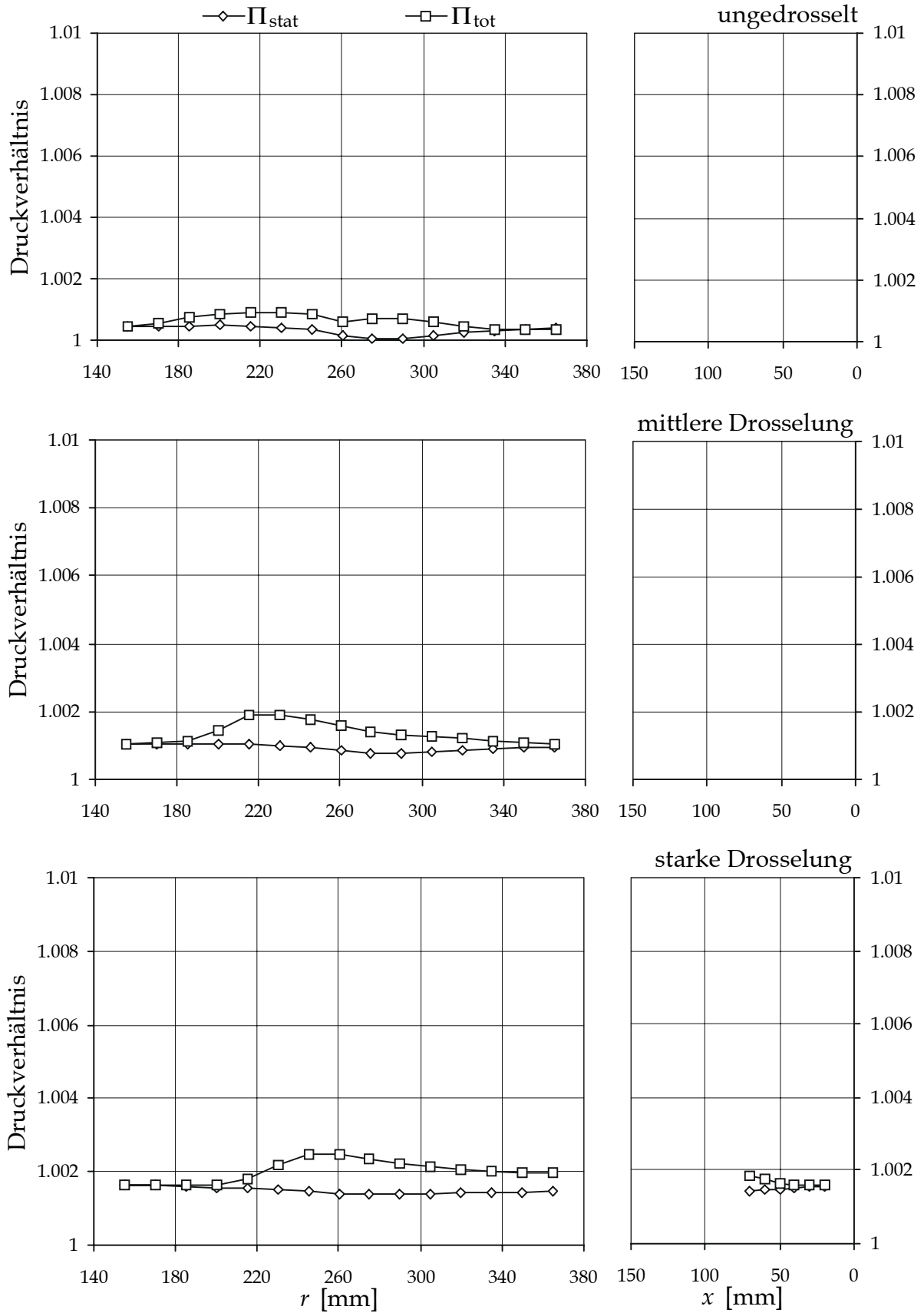


Bild B.14: Stat. Druck / Totaldruck hinter Profil 3, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

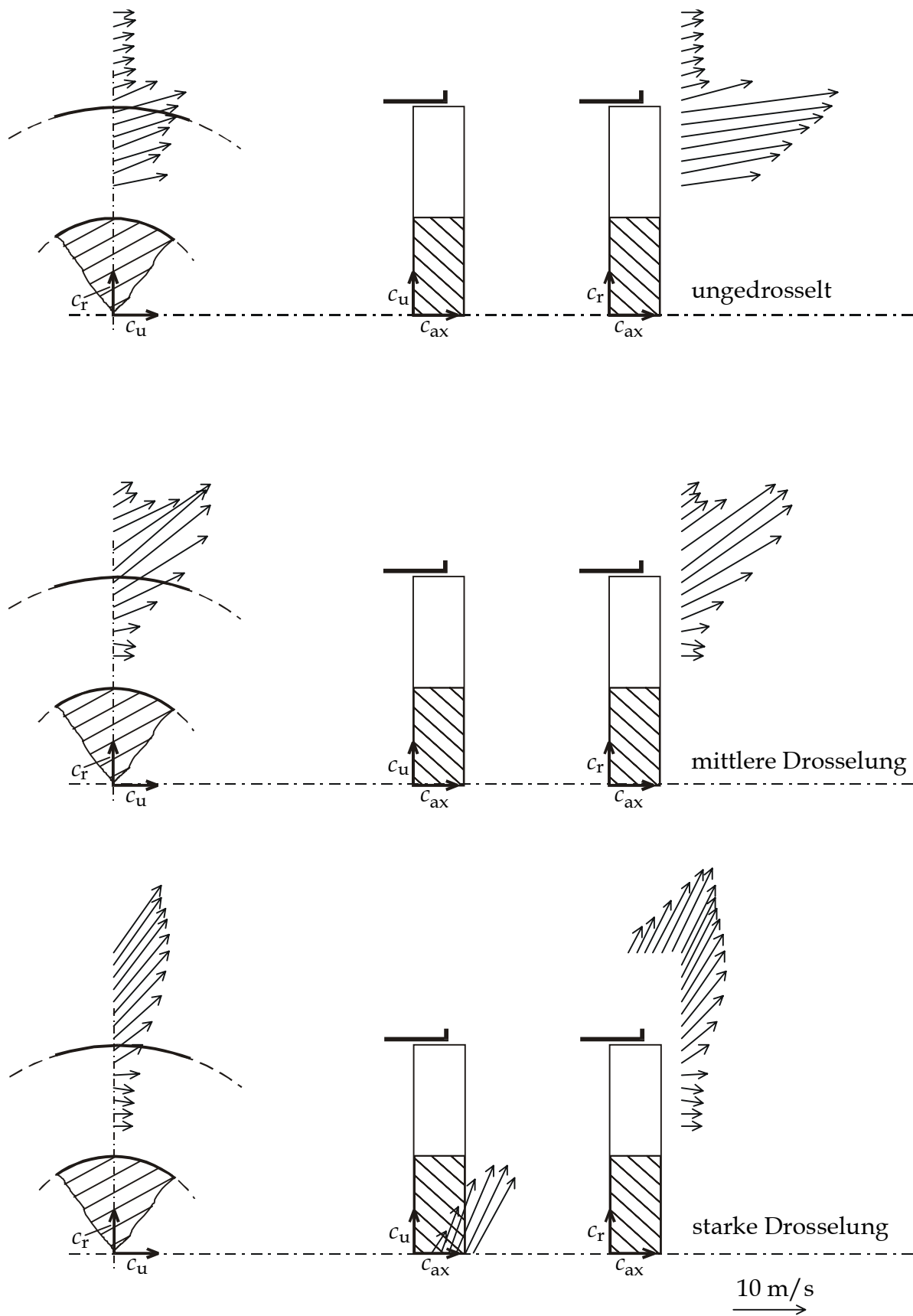


Bild B.15: Geschwindigkeiten hinter Profil 3, Anstellwinkel 30°,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$



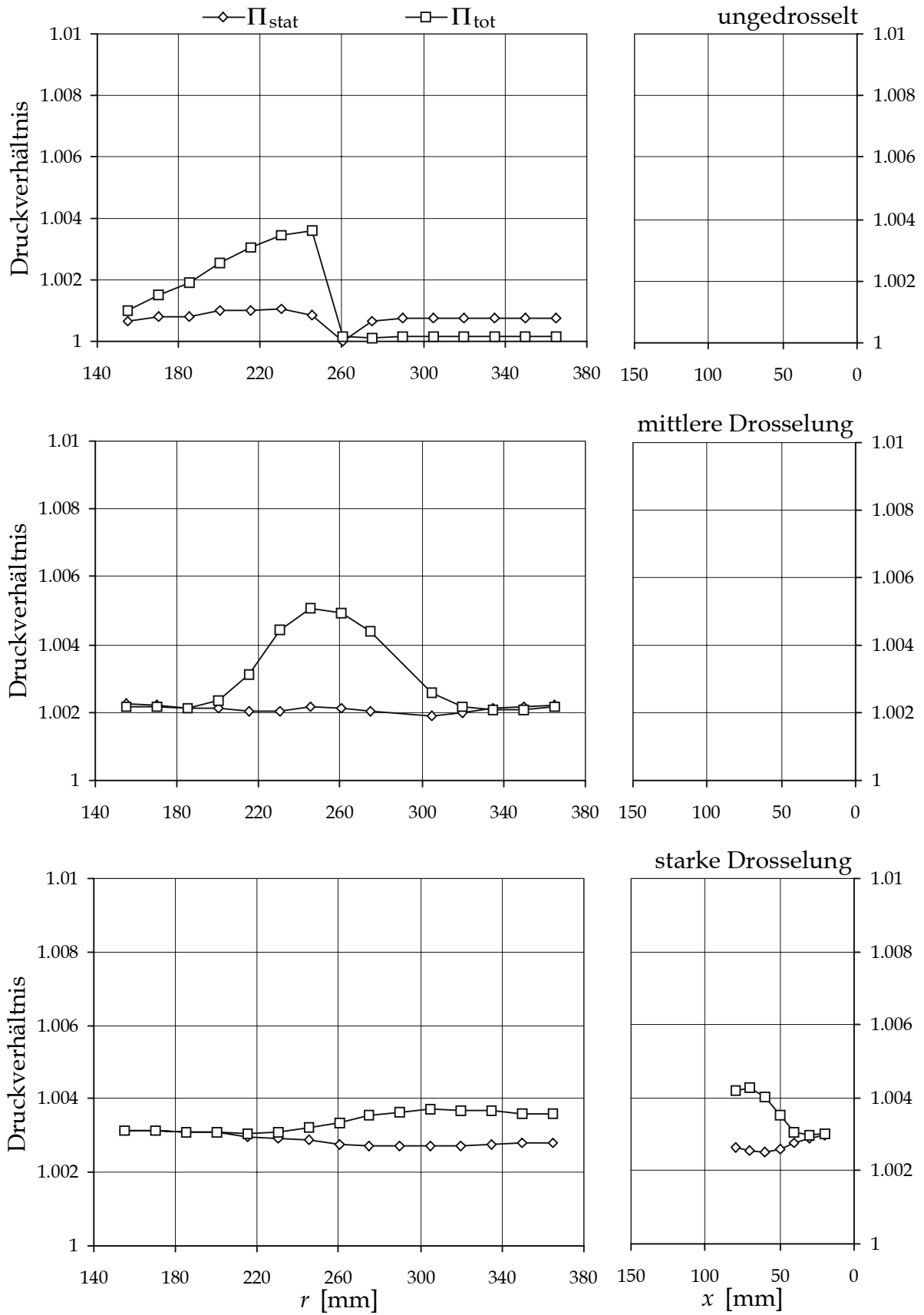


Bild B.16: Stat. Druck/Totaldruck hinter Profil 3, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

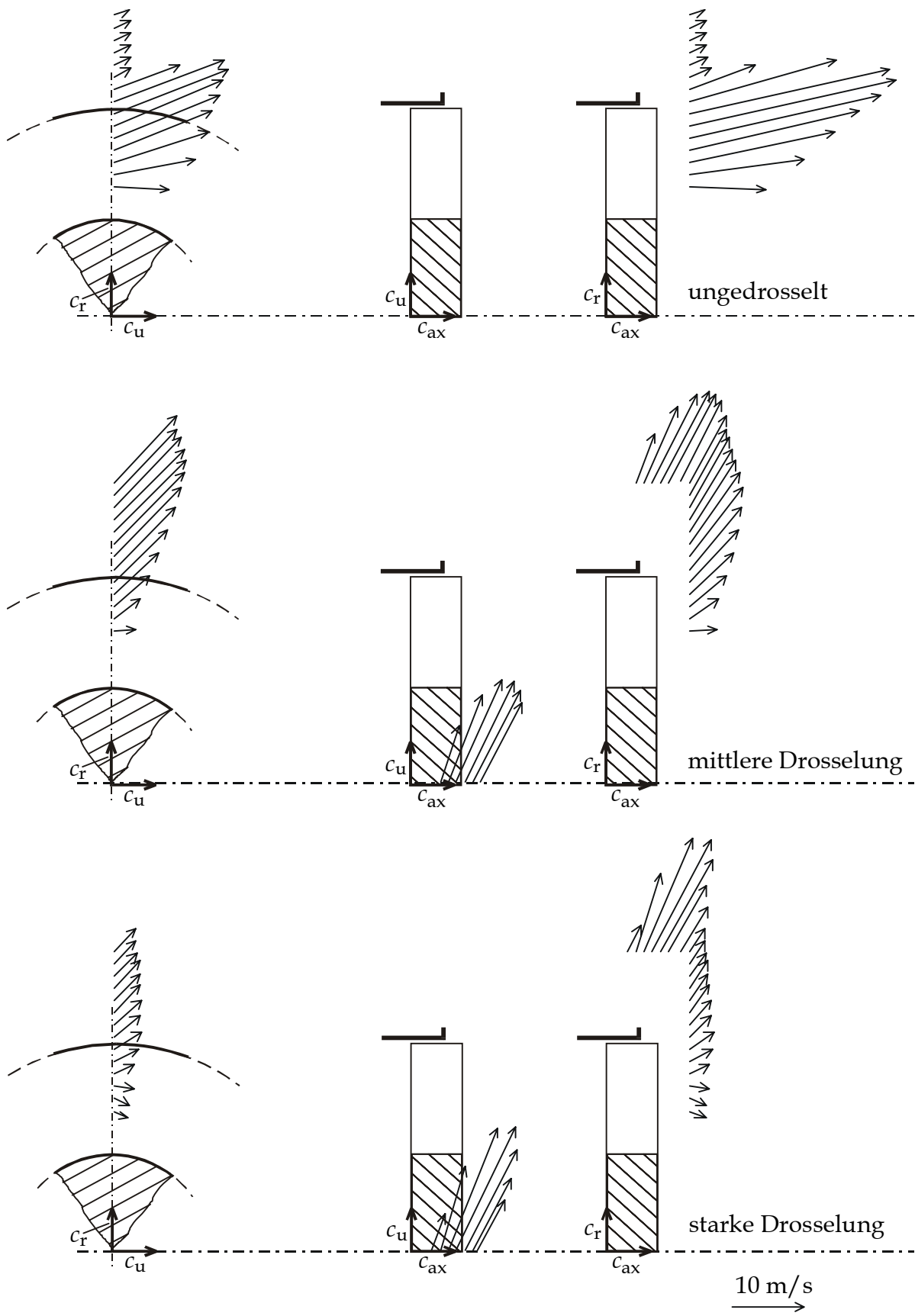


Bild B.17: Geschwindigkeiten hinter Profil 3, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

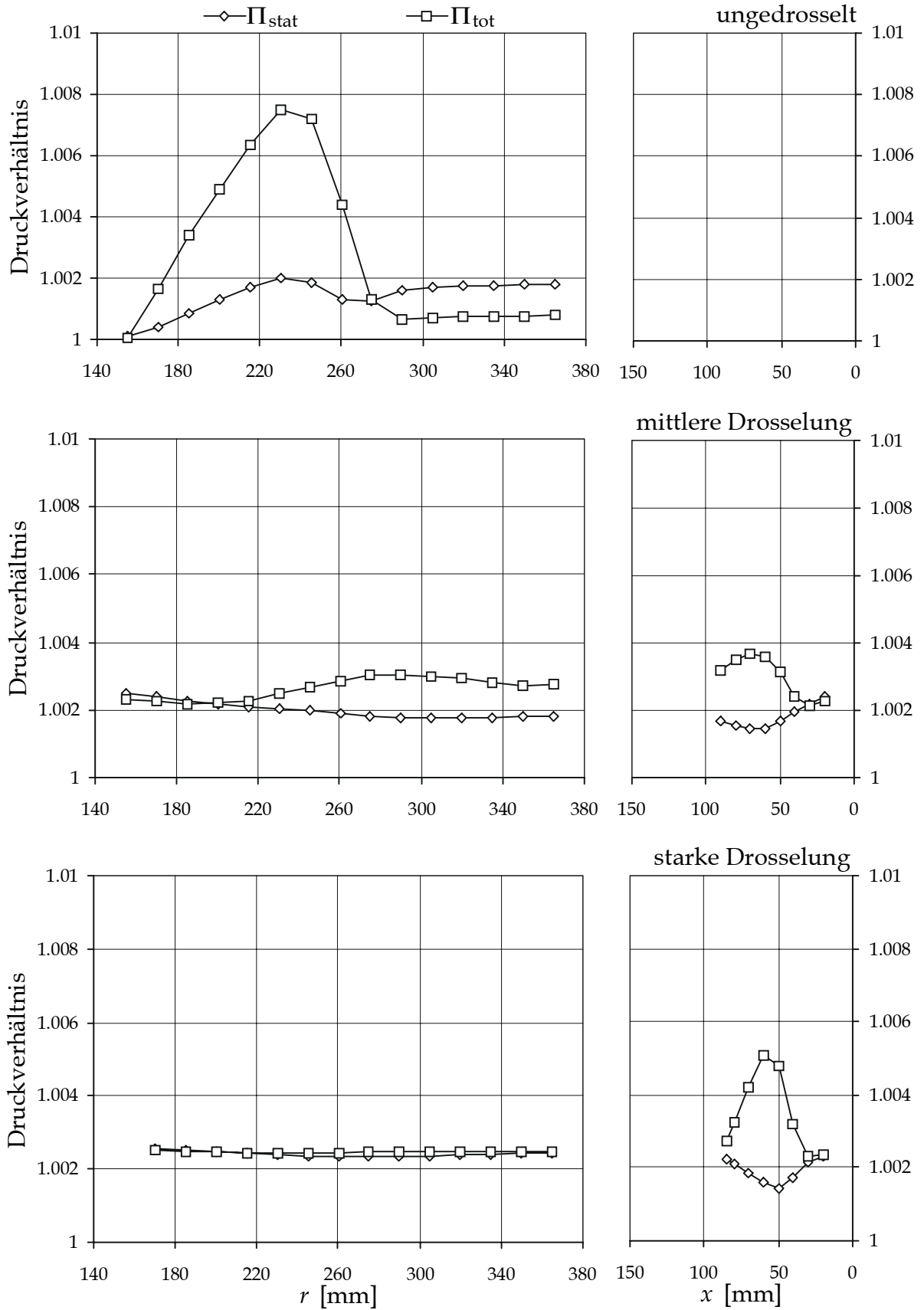


Bild B.18: Stat. Druck / Totaldruck hinter Profil 3, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

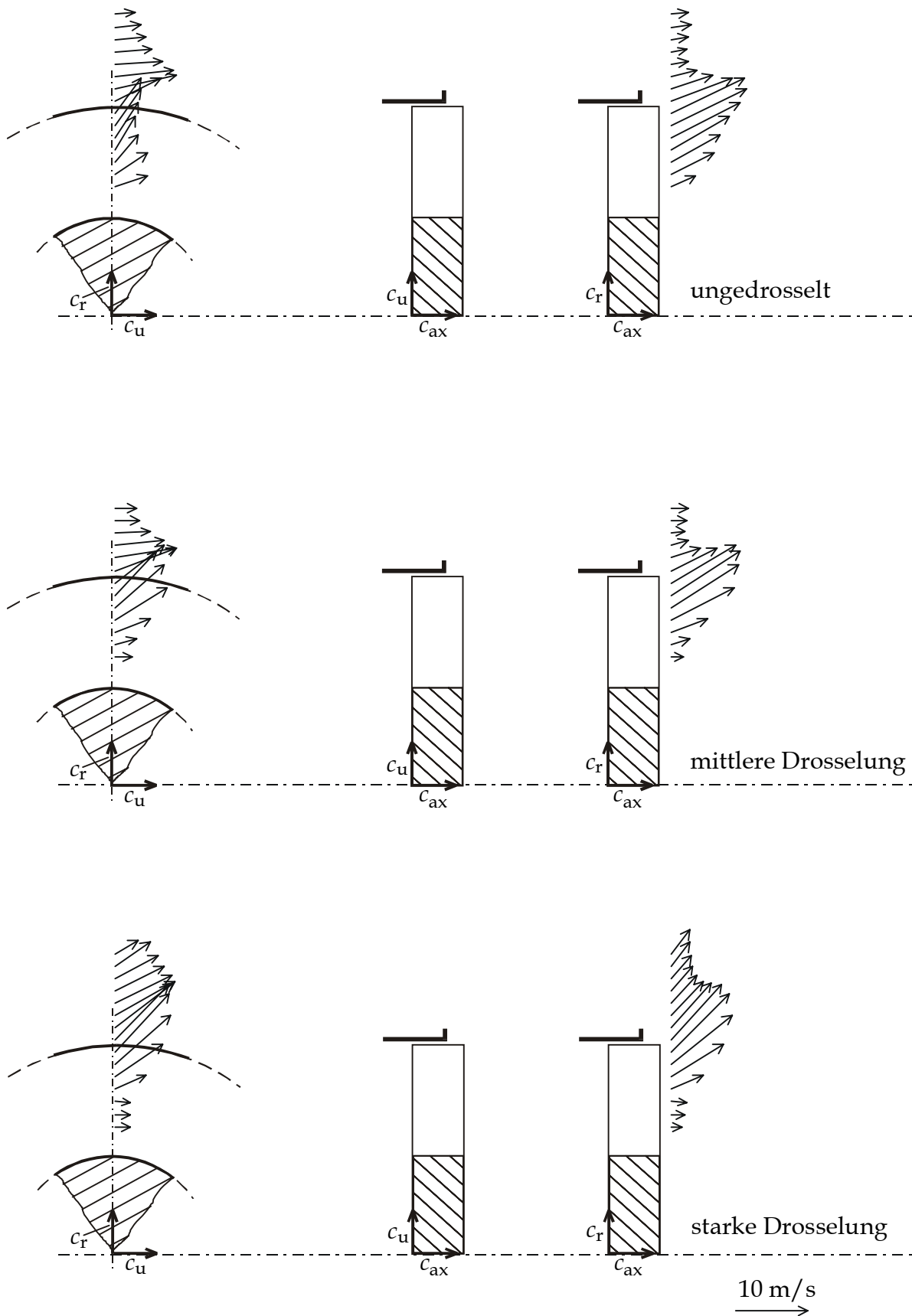


Bild B.19: Geschwindigkeiten hinter Profil 4, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5 \text{ mm}$ ,  $t=1/3$

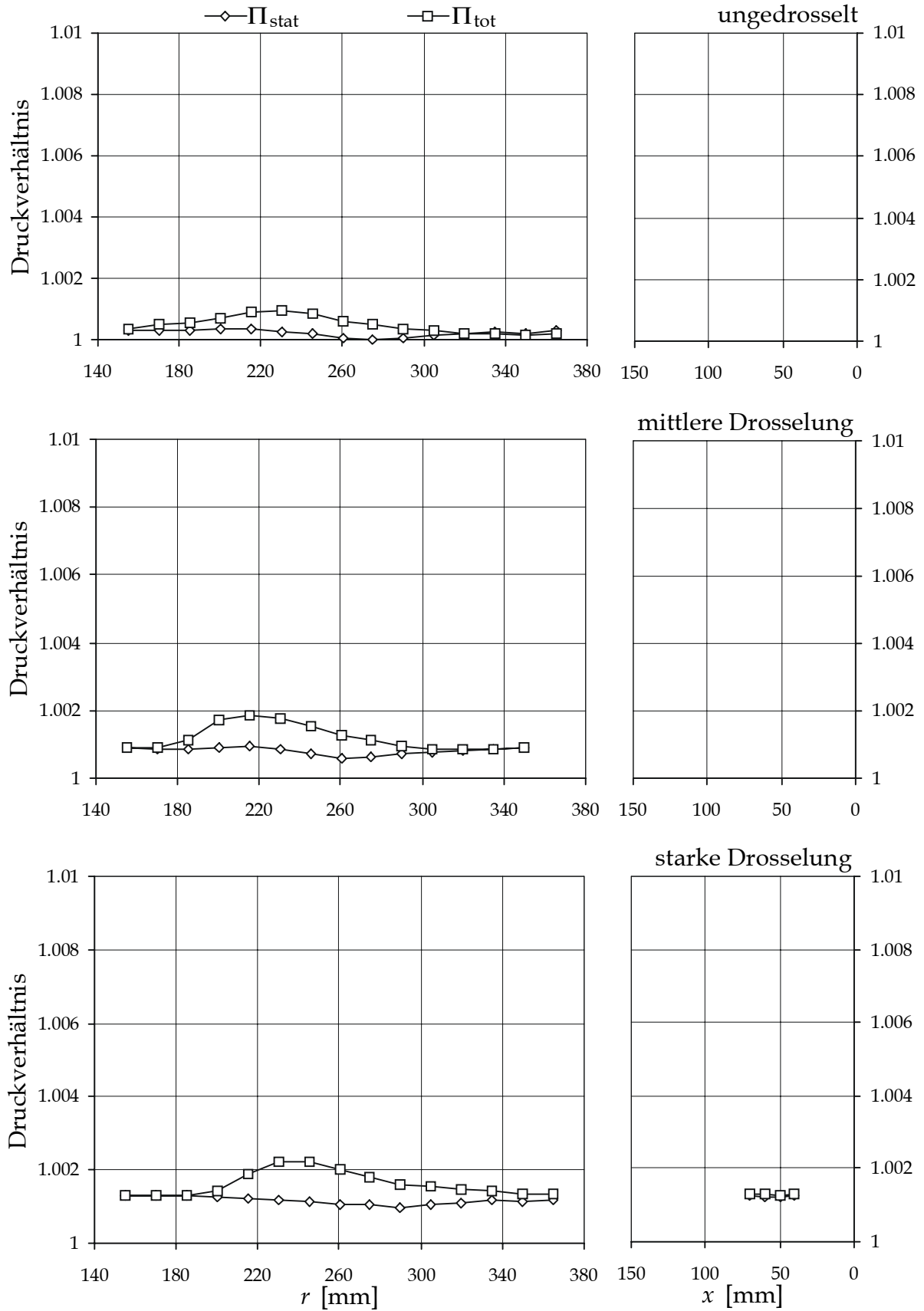


Bild B.20: Stat. Druck/ Totaldruck hinter Profil 4, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

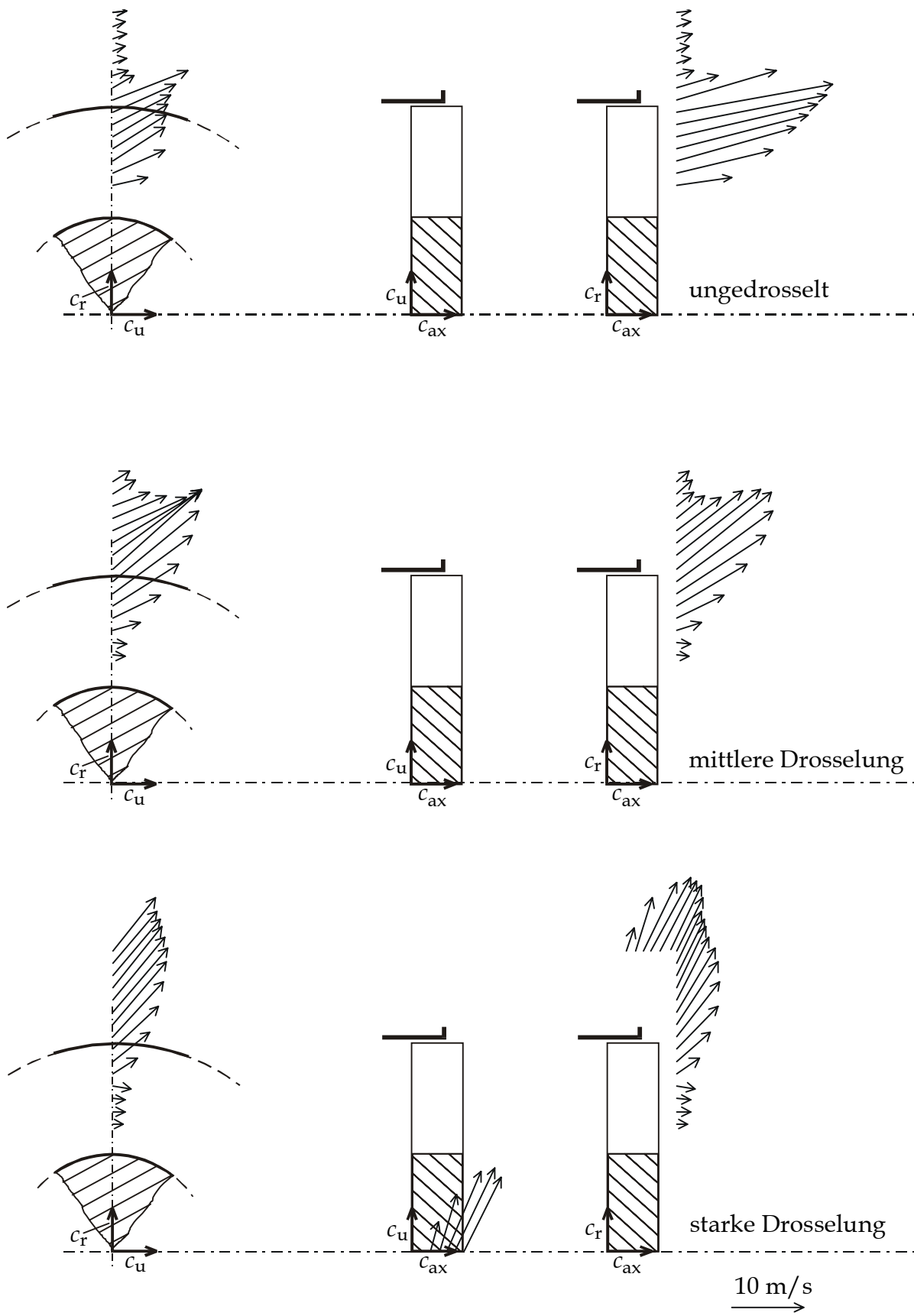


Bild B.21: Geschwindigkeiten hinter Profil 4, Anstellwinkel 30°,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

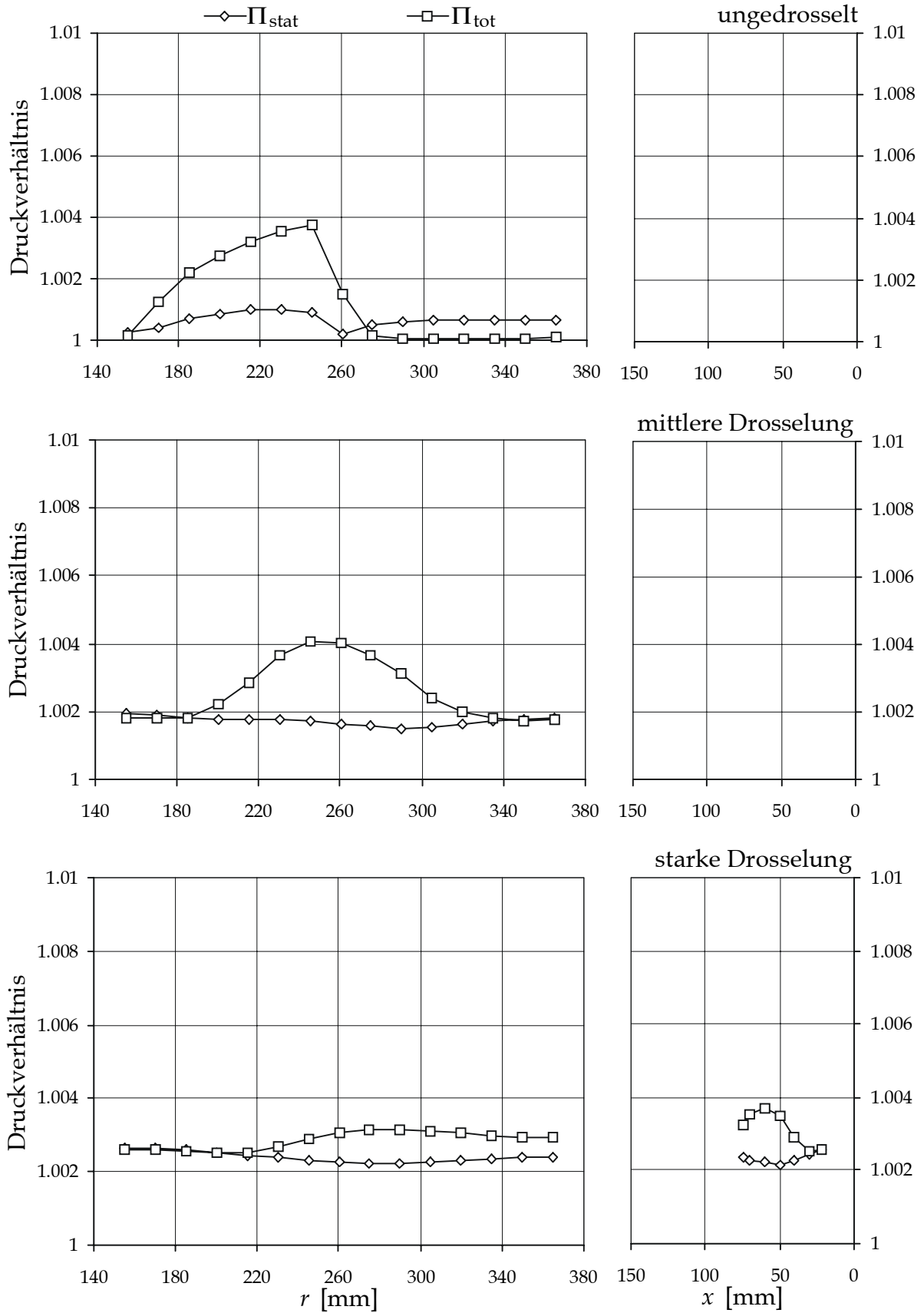


Bild B.22: Stat. Druck/ Totaldruck hinter Profil 4, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

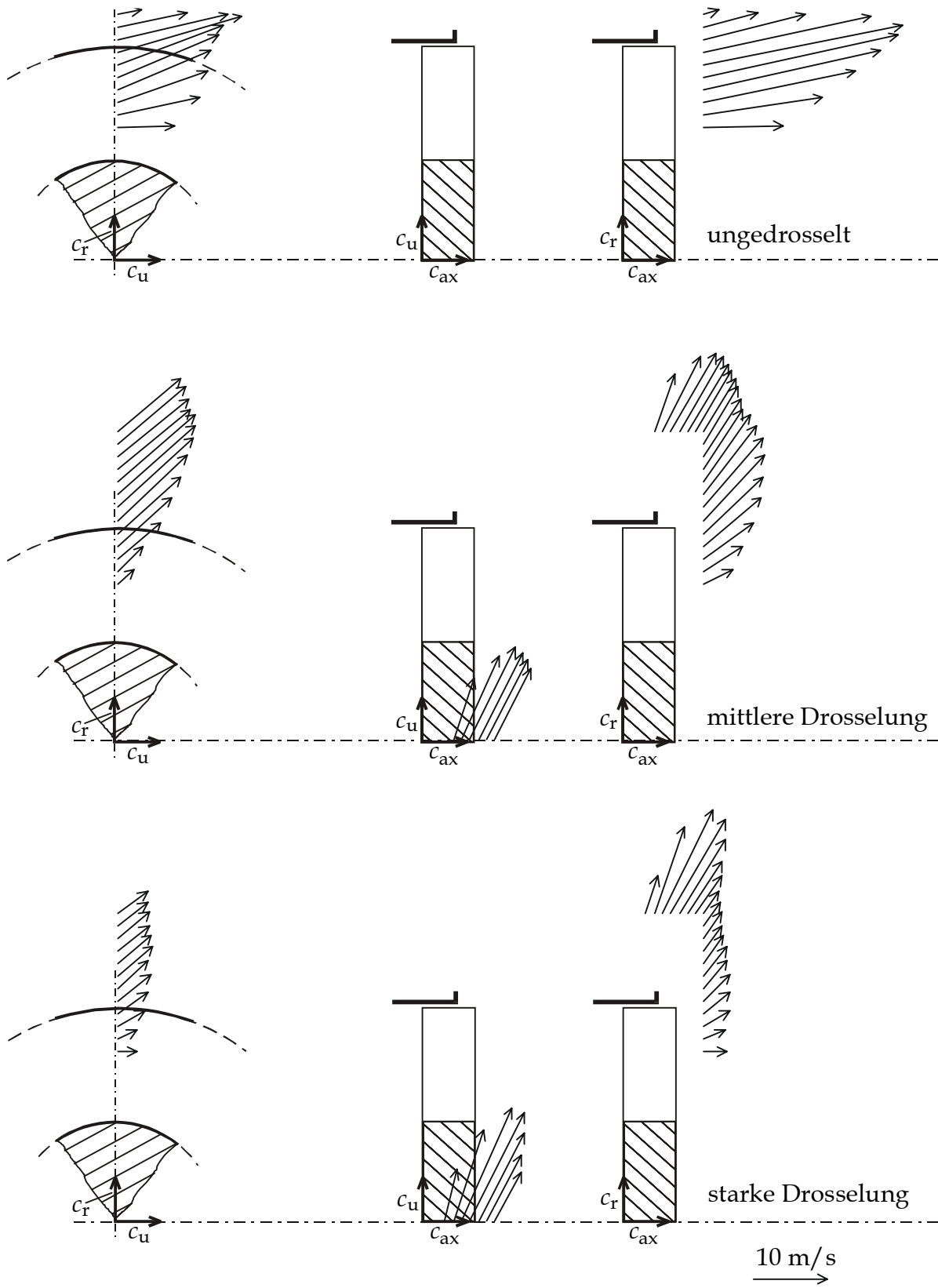


Bild B.23: Geschwindigkeiten hinter Profil 4, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$



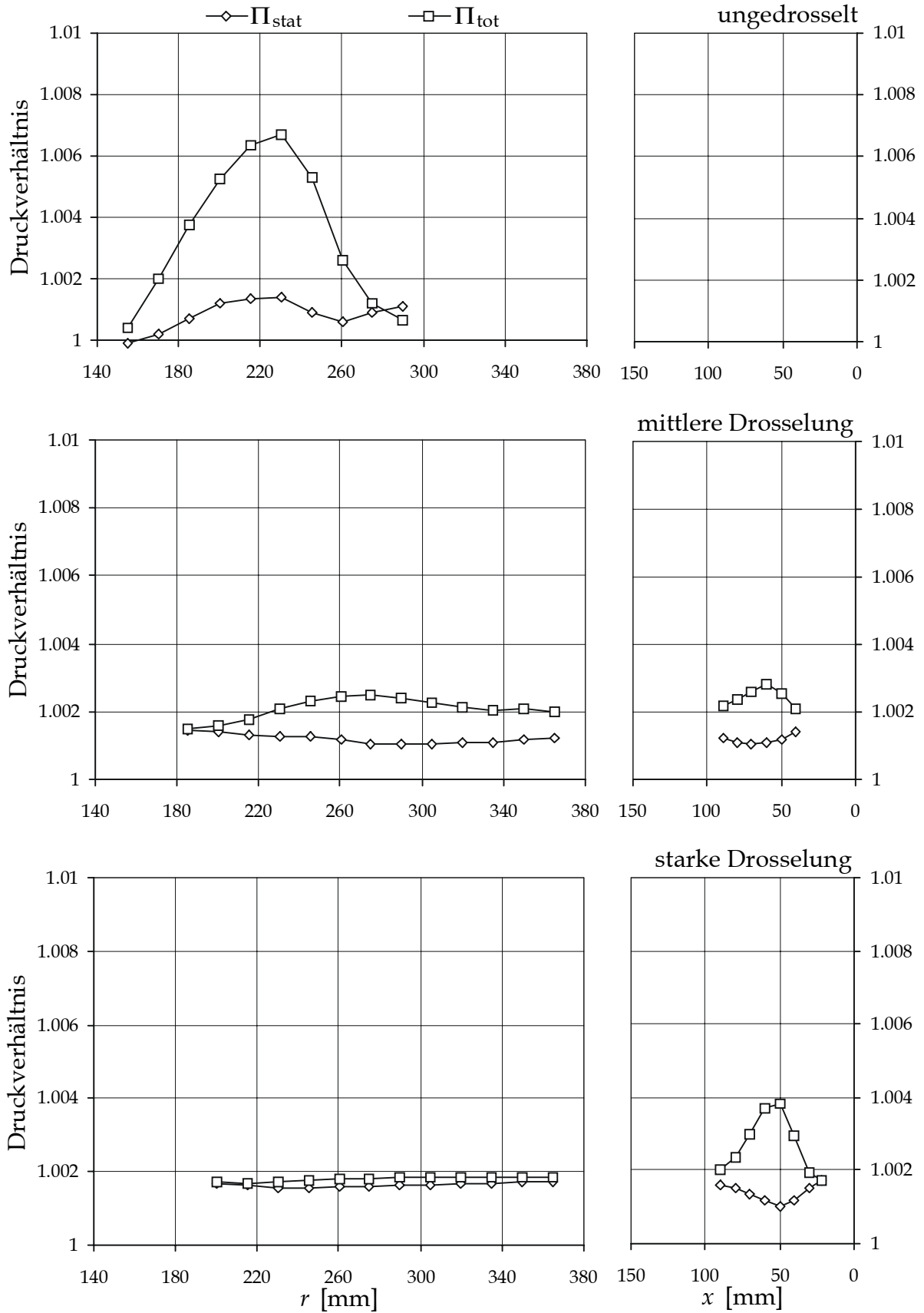


Bild B.24: Stat. Druck / Totaldruck hinter Profil 4, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

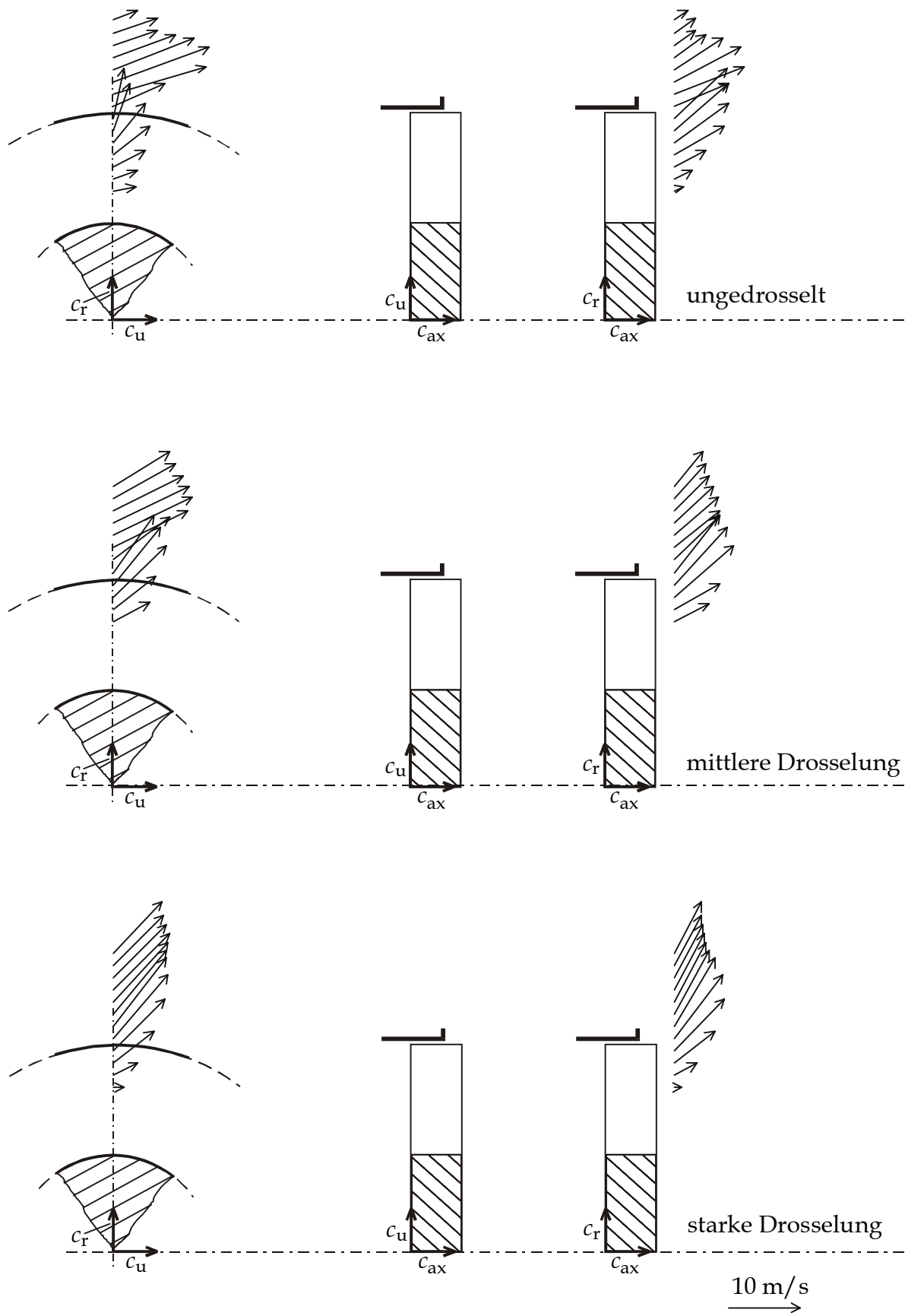


Bild B.25: Geschwindigkeiten hinter Profil 5, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5 \text{ mm}$ ,  $t=1/3$

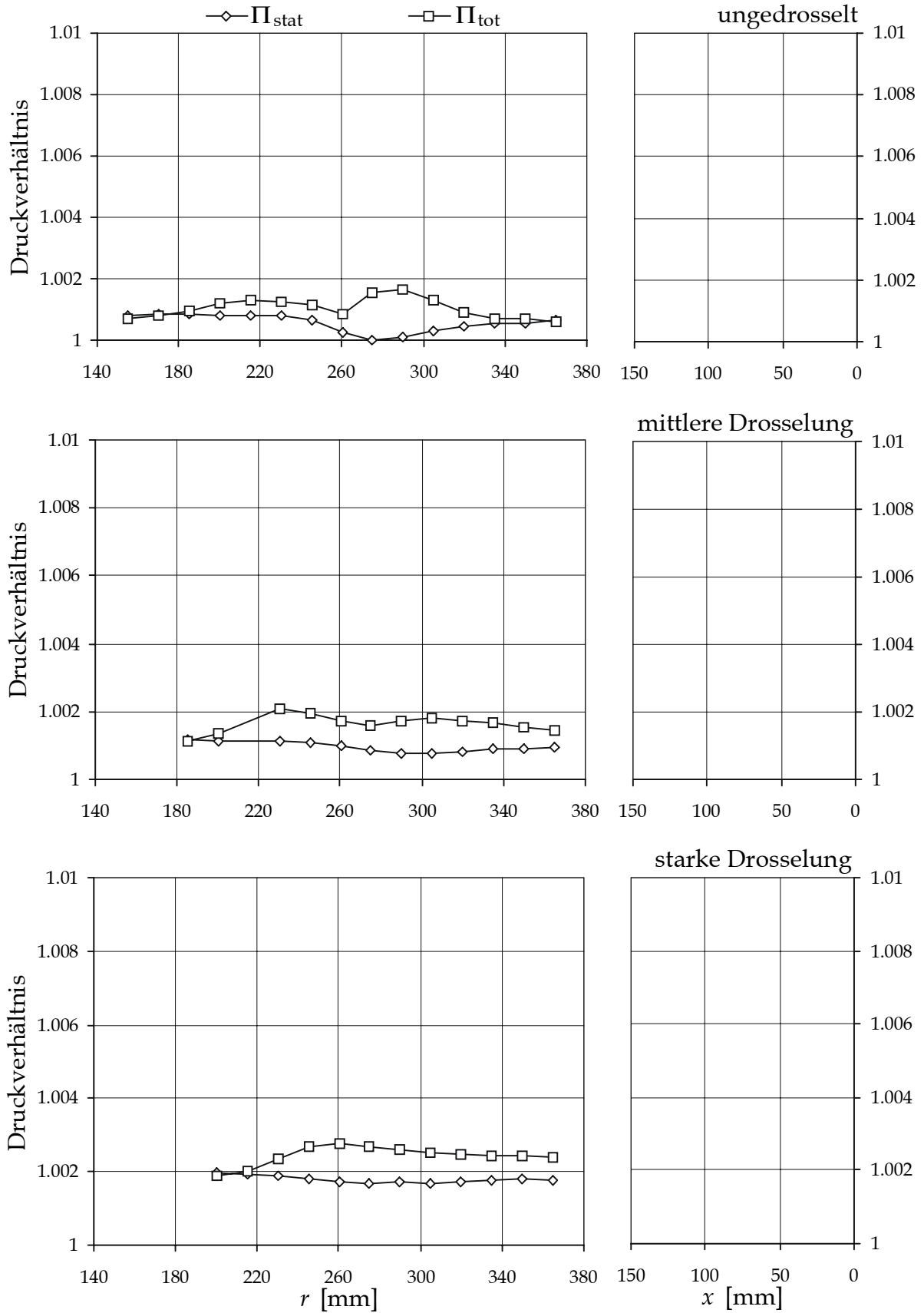


Bild B.26: Stat. Druck / Totaldruck hinter Profil 5, Anstellwinkel  $10^\circ$ ,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

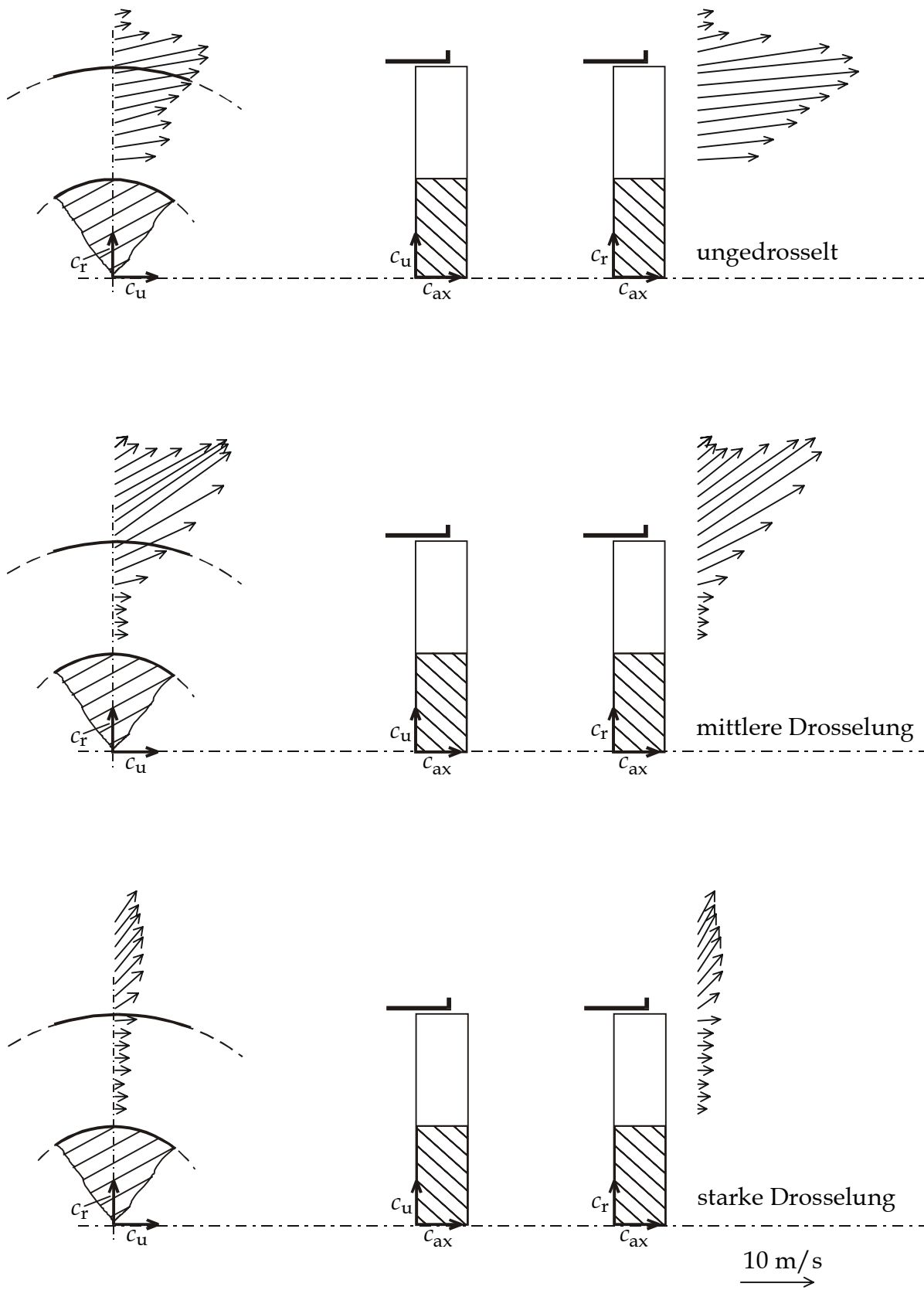


Bild B.27: Geschwindigkeiten hinter Profil 5, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

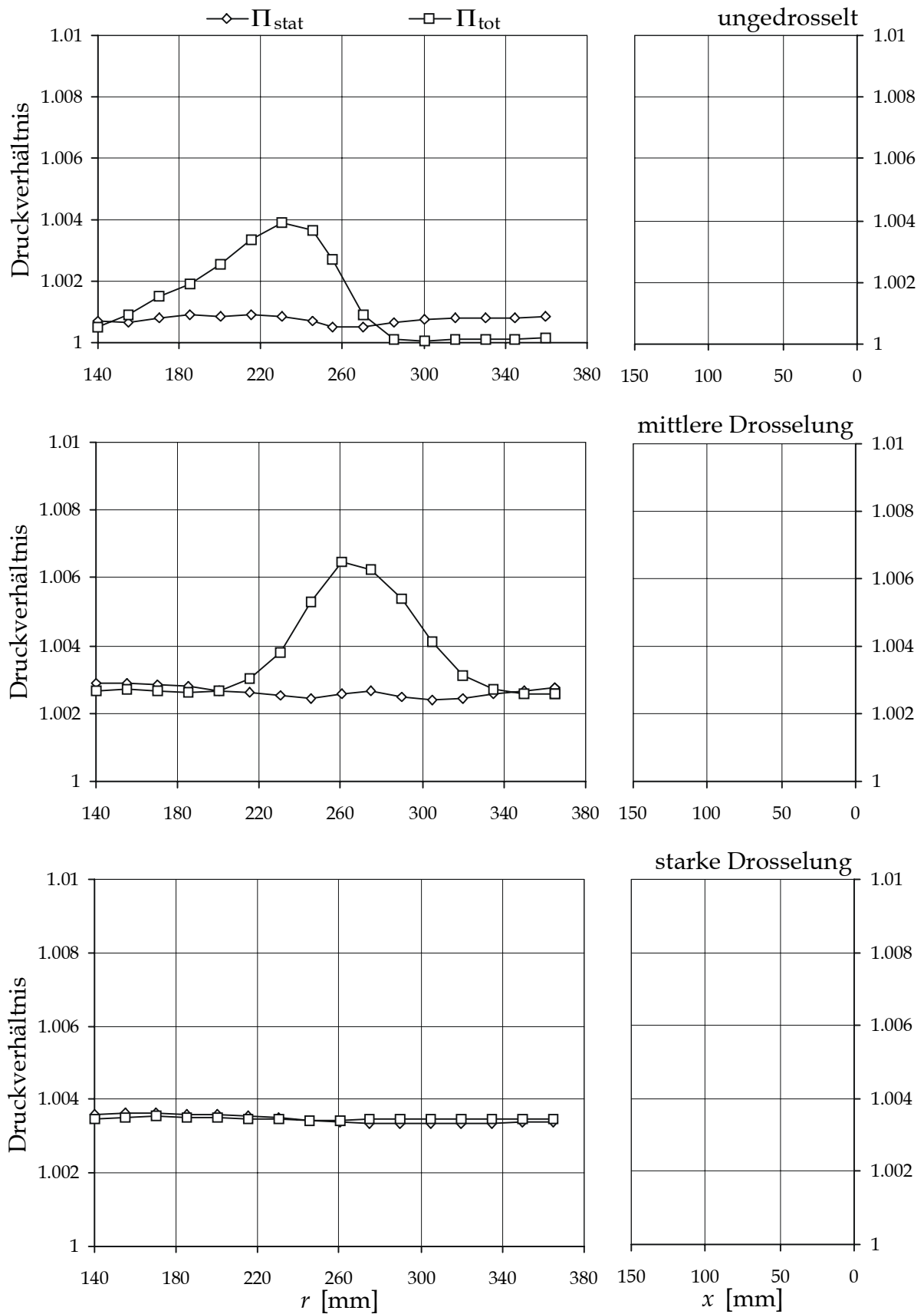


Bild B.28: Stat. Druck/ Totaldruck hinter Profil 5, Anstellwinkel  $30^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

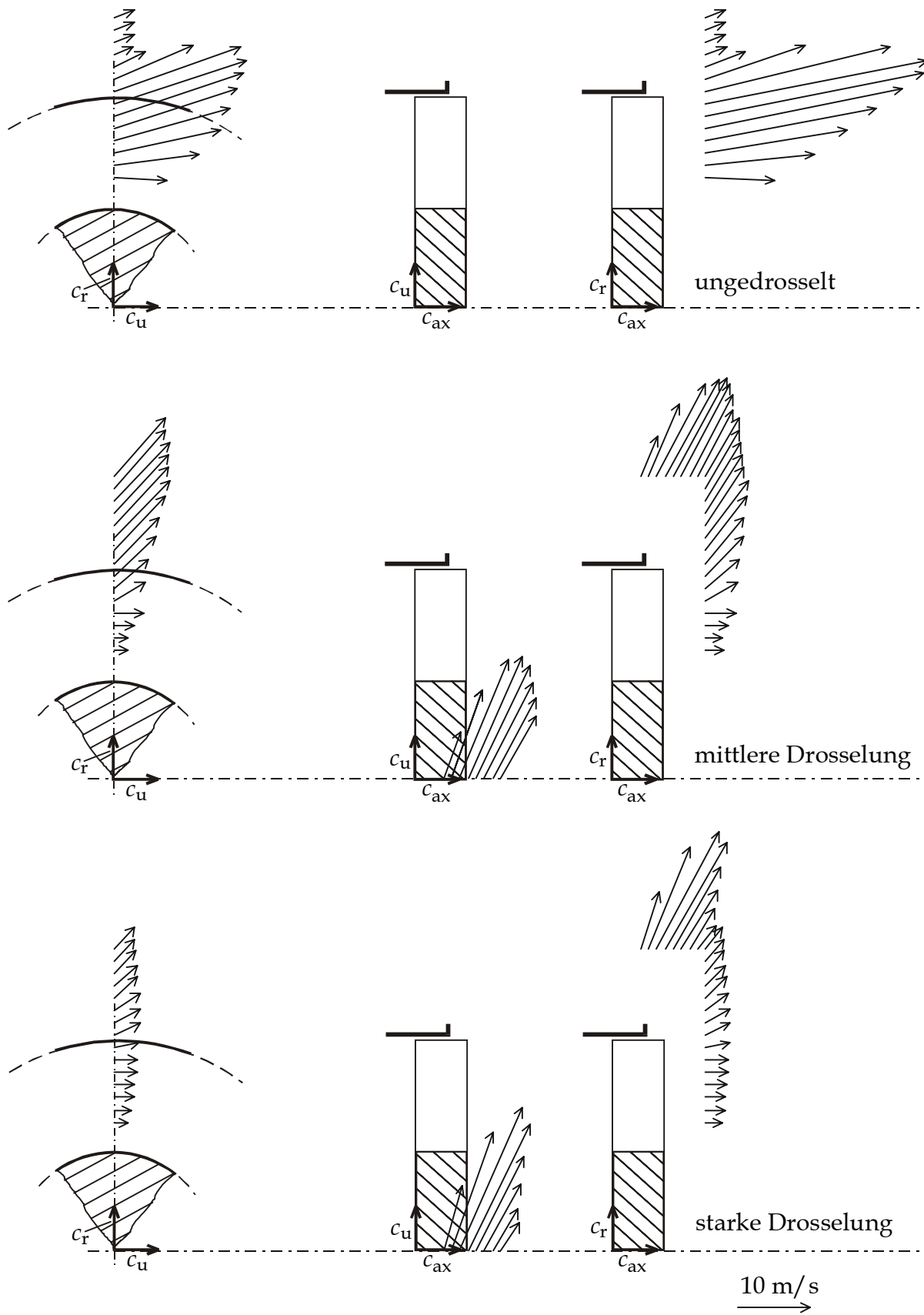


Bild B.29: Geschwindigkeiten hinter Profil 5, Anstellwinkel 50°,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=1/3$

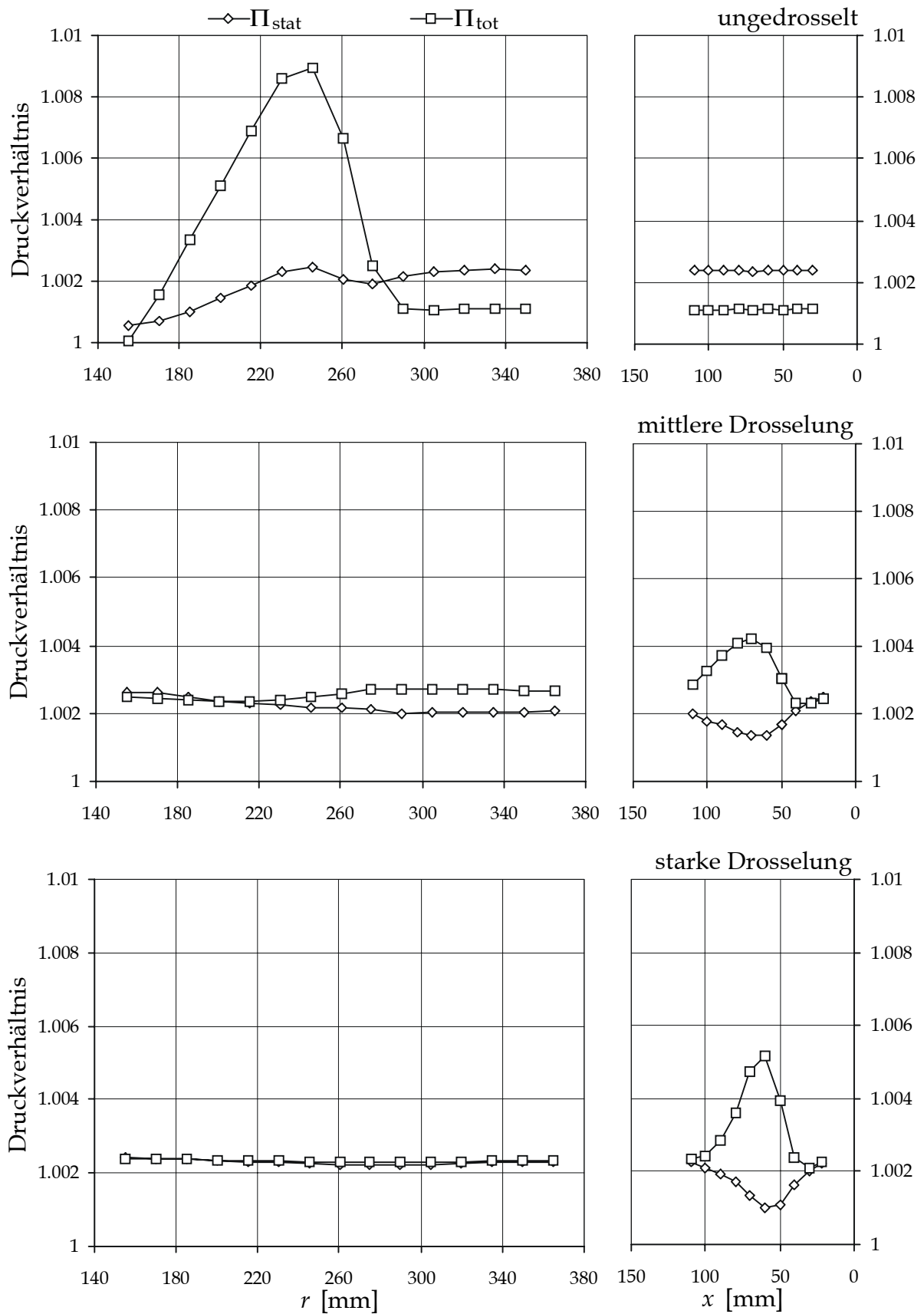


Bild B.30: Stat. Druck/ Totaldruck hinter Profil 5, Anstellwinkel  $50^\circ$ ,  $s=5$  mm,  $t=1/3$

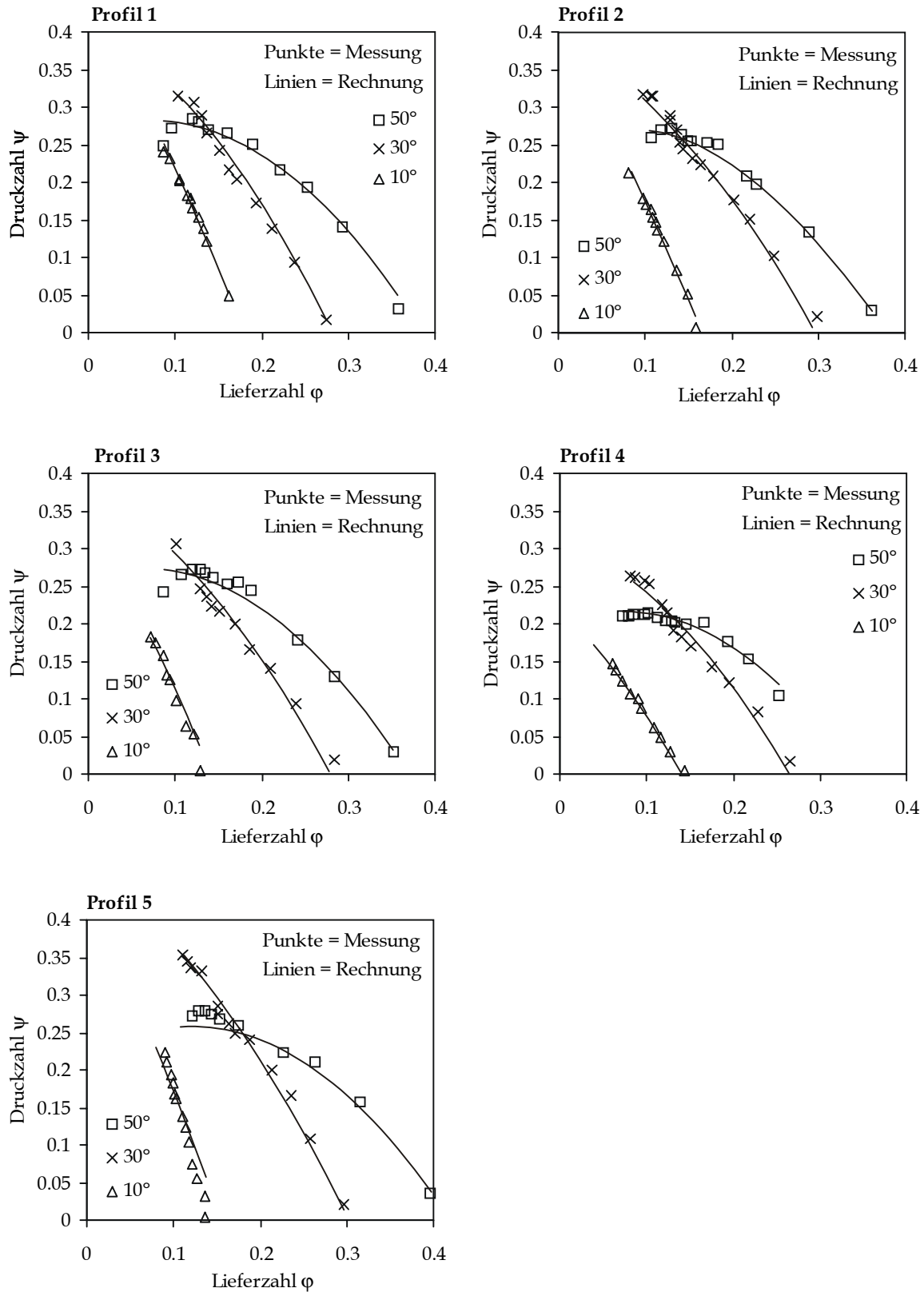




## **Anhang C**

### **Vergleich der Kennlinienregression mit den Meßergebnissen**

Die in diesem Anhang verwendete Numerierung der Profile entspricht den Angaben in Abbildung 13 auf Seite 32. Die Definition der axialen Position ist Abbildung 16 auf Seite 37 zu entnehmen.

Bild C.1: Vergleich Rechnung-Messung, Druckerhöhung,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

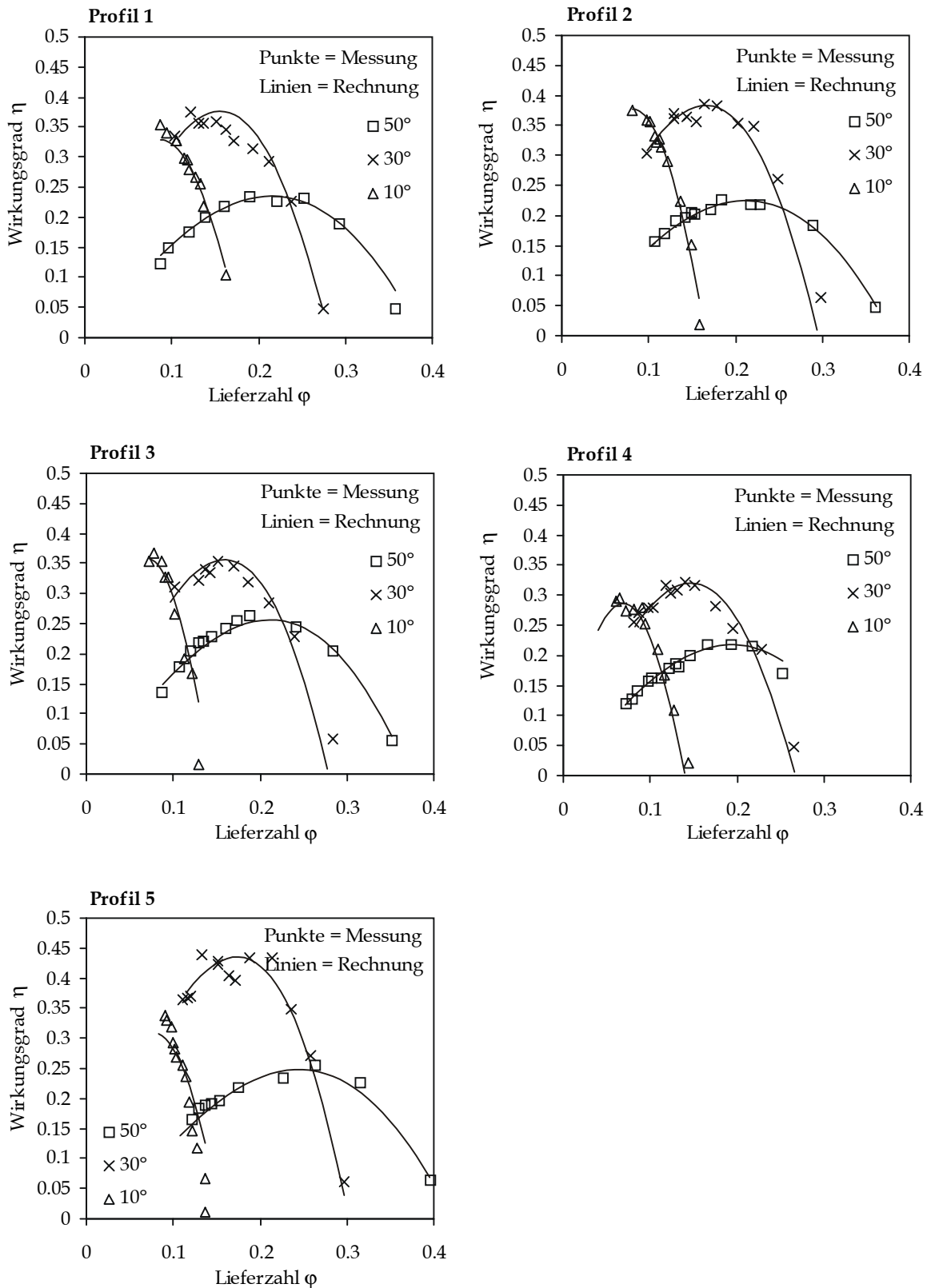


Bild C.2: Vergleich Rechnung-Messung, Wirkungsgrad,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

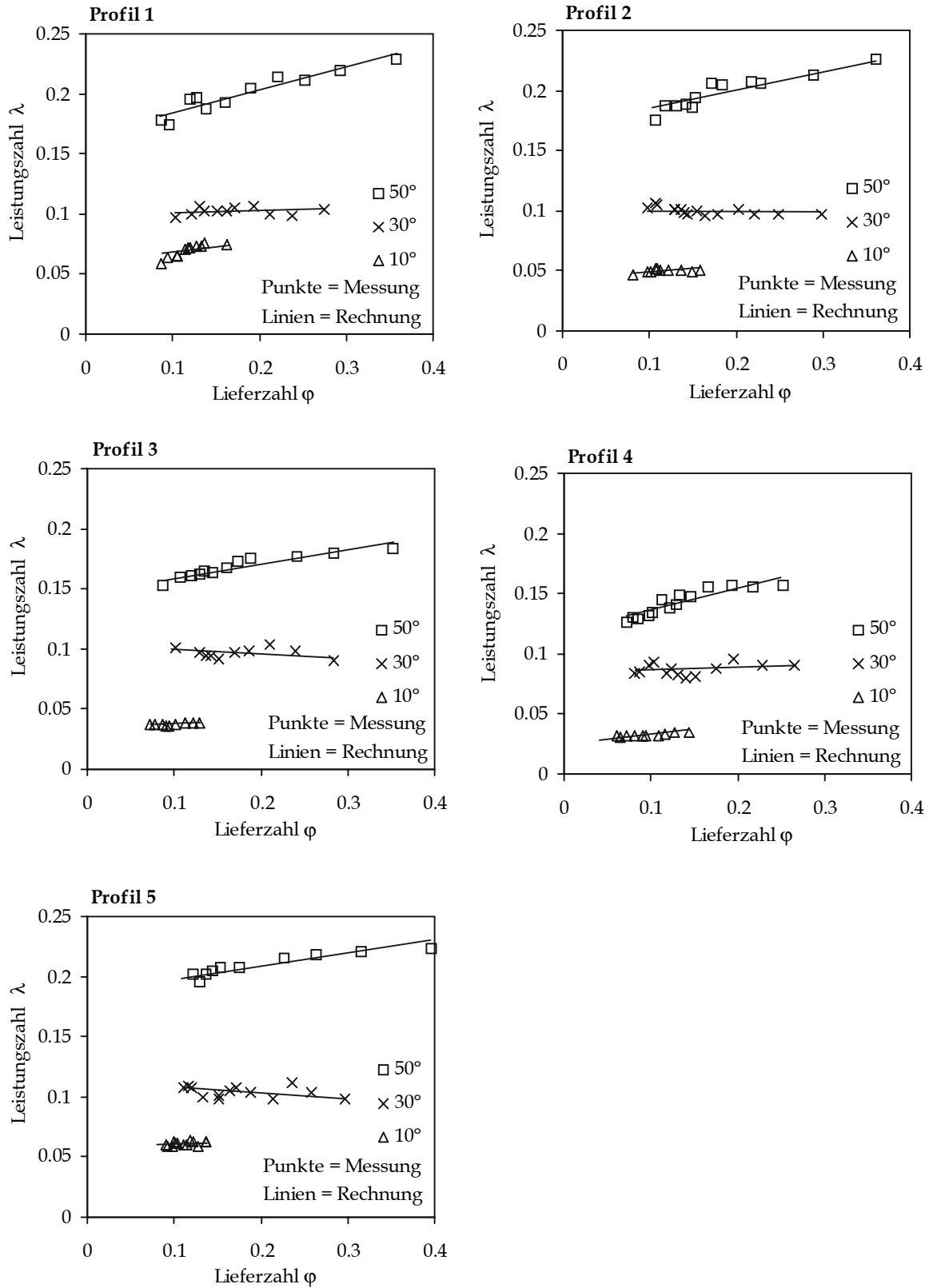


Bild C.3: Vergleich Rechnung-Messung, Leistungsaufnahme,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=1/3$

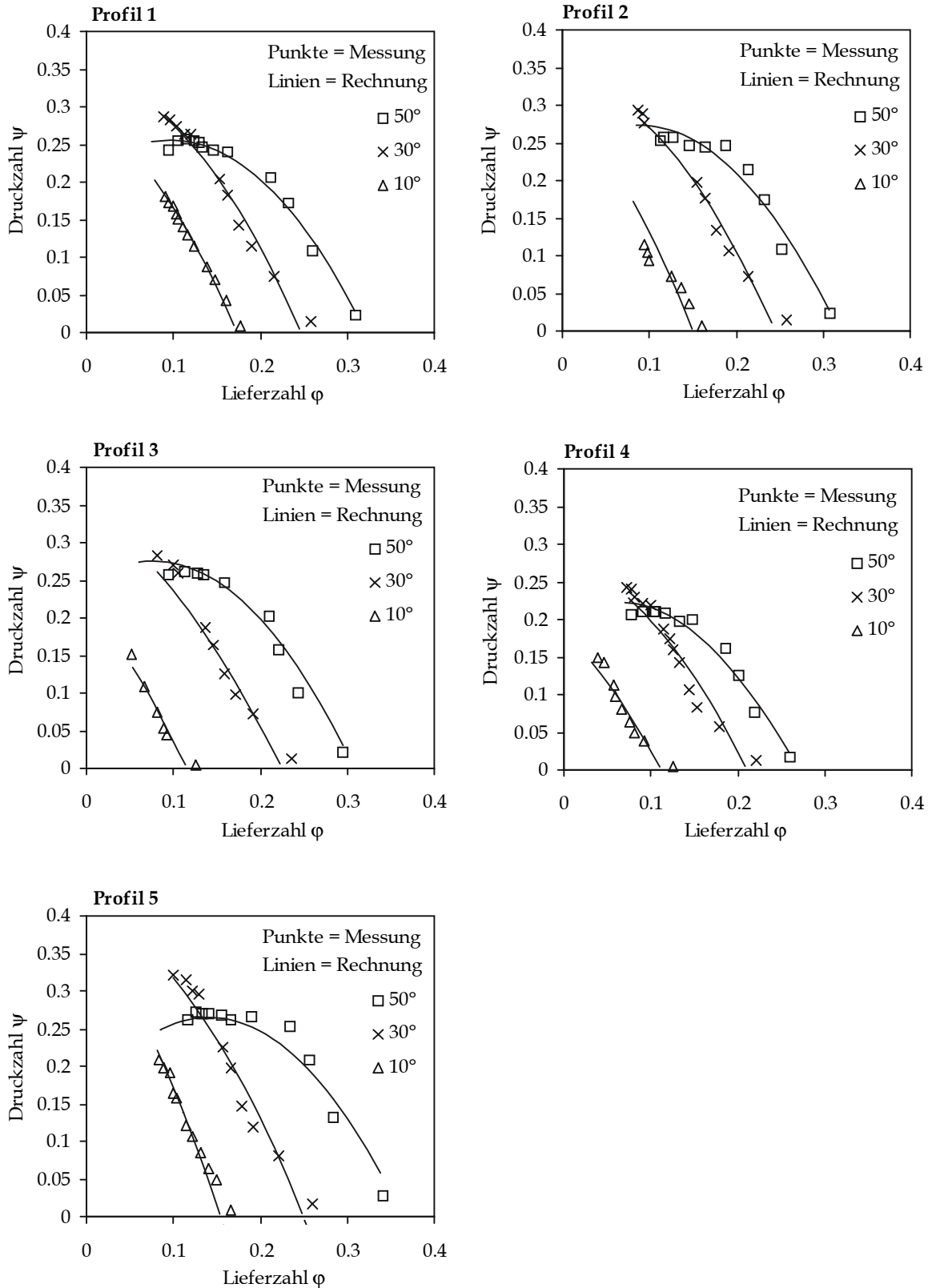
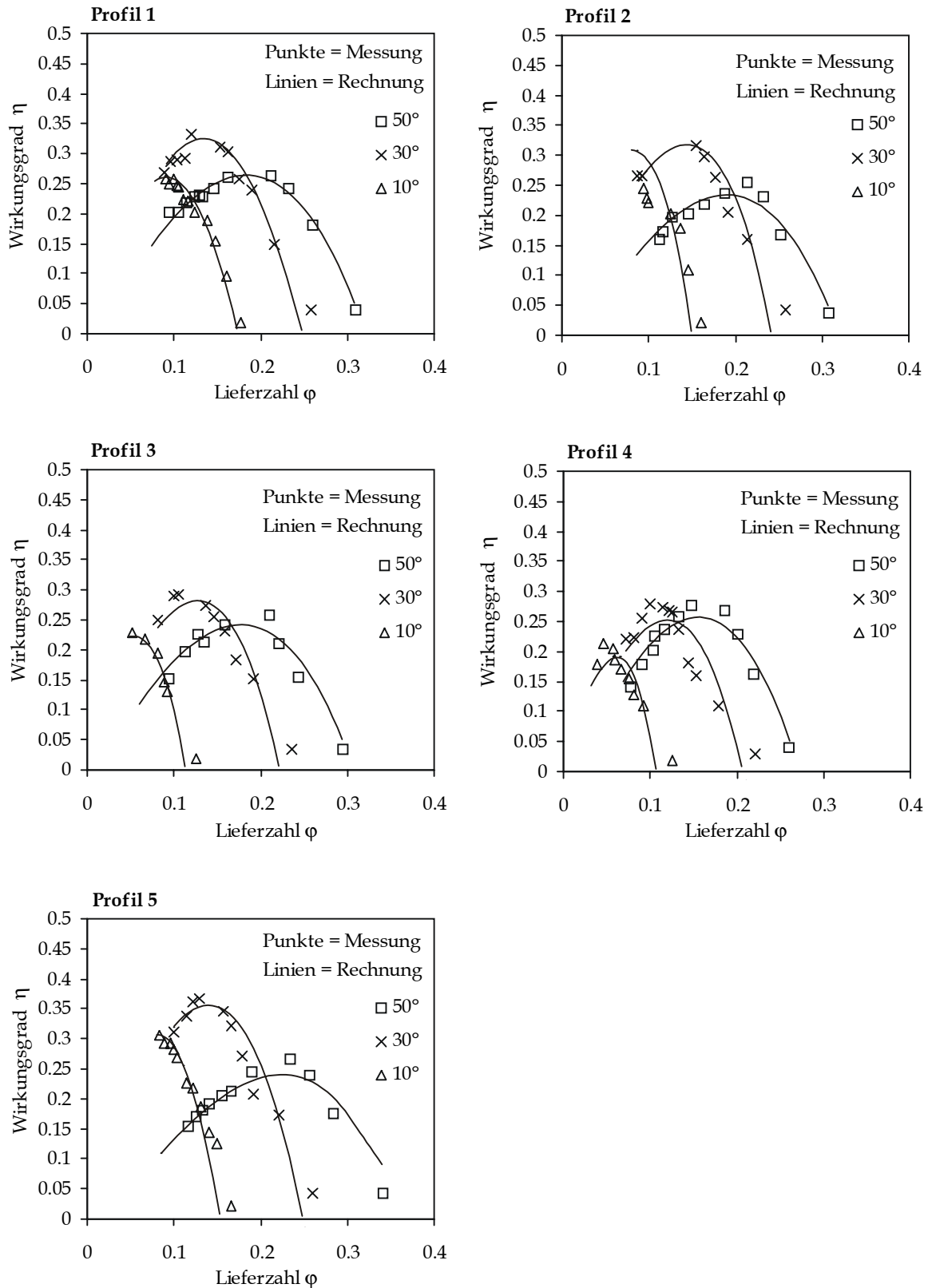
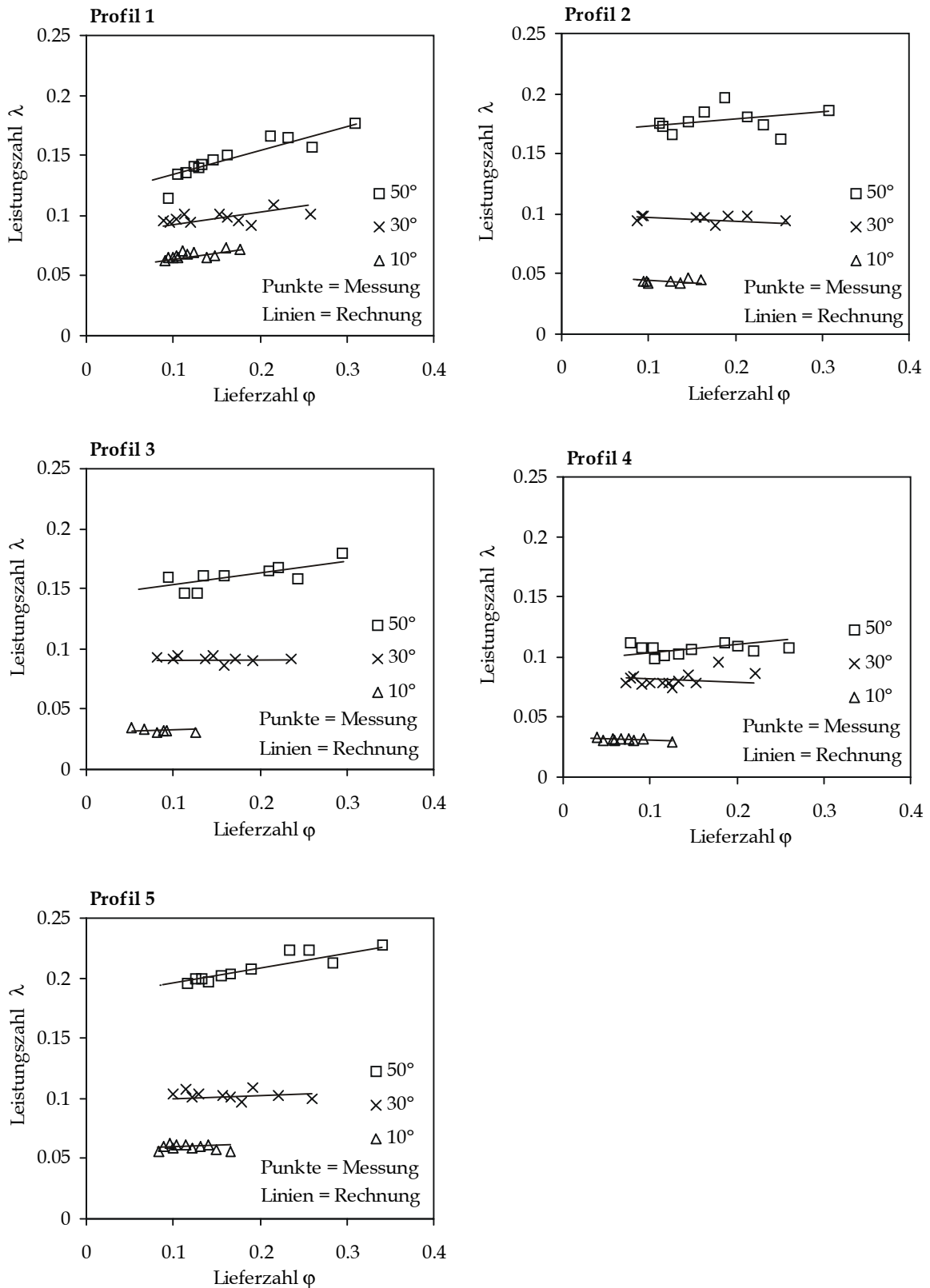
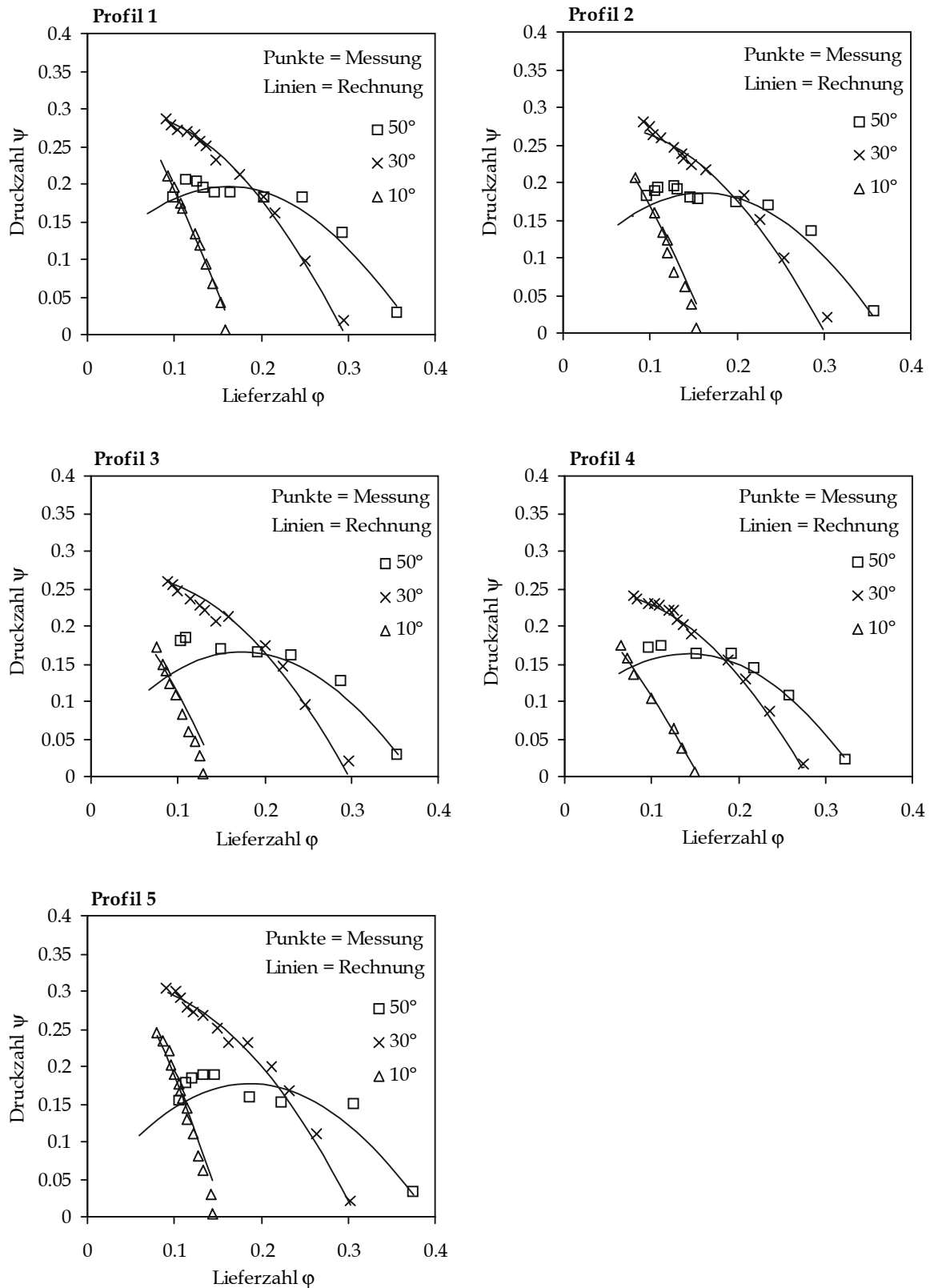


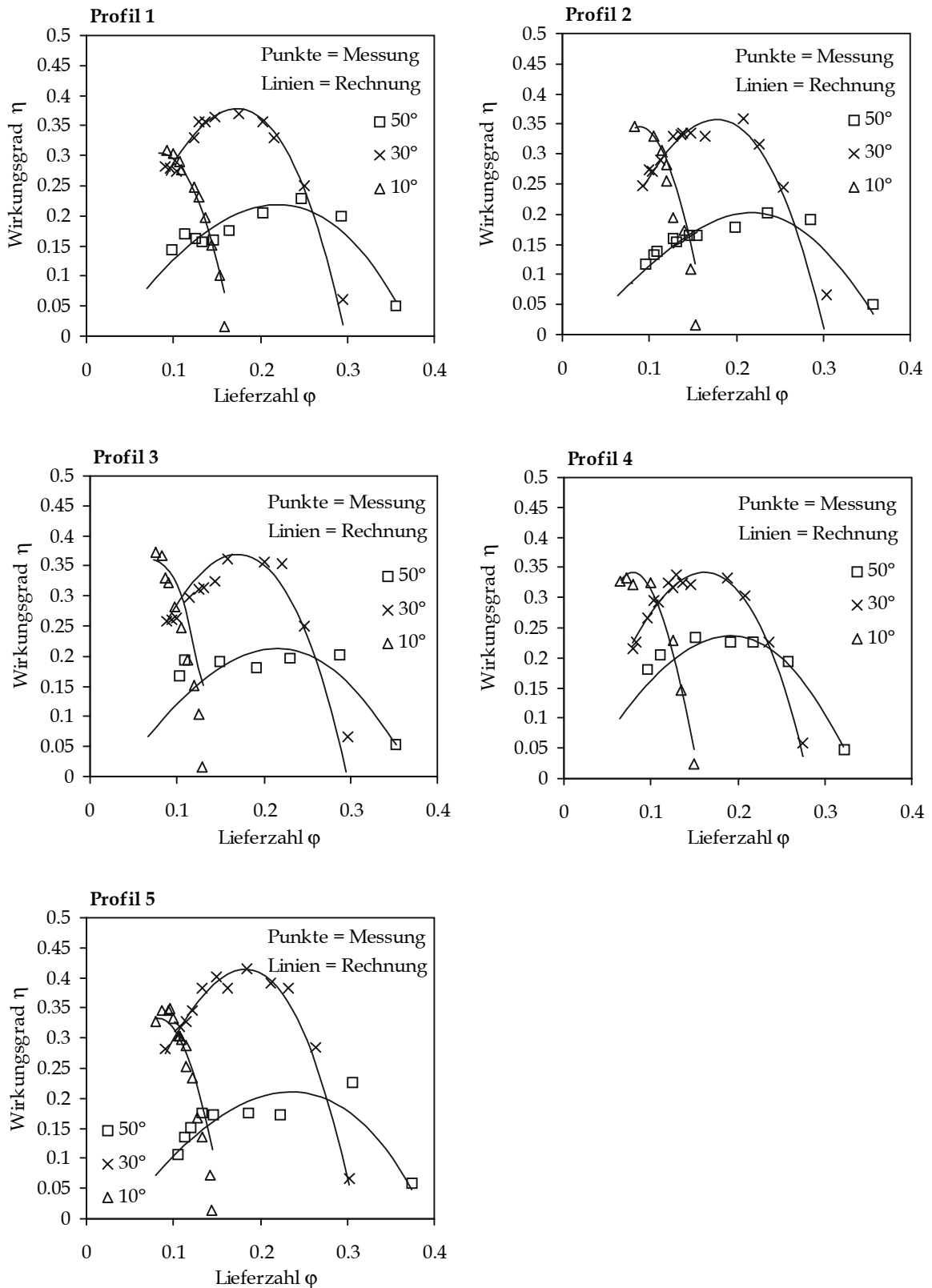
Bild C.4: Vergleich Rechnung-Messung, Druckerhöhung,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild C.5: Vergleich Rechnung-Messung, Wirkungsgrad,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild C.6: Vergleich Rechnung-Messung, Leistungsaufnahme,  $s=20\text{mm}$ ,  $t=1/3$

Bild C.7: Vergleich Rechnung–Messung, Druckerhöhung,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=0$



Bild C.8: Vergleich Rechnung–Messung, Wirkungsgrad,  $s=5\text{mm}$ ,  $t=0$

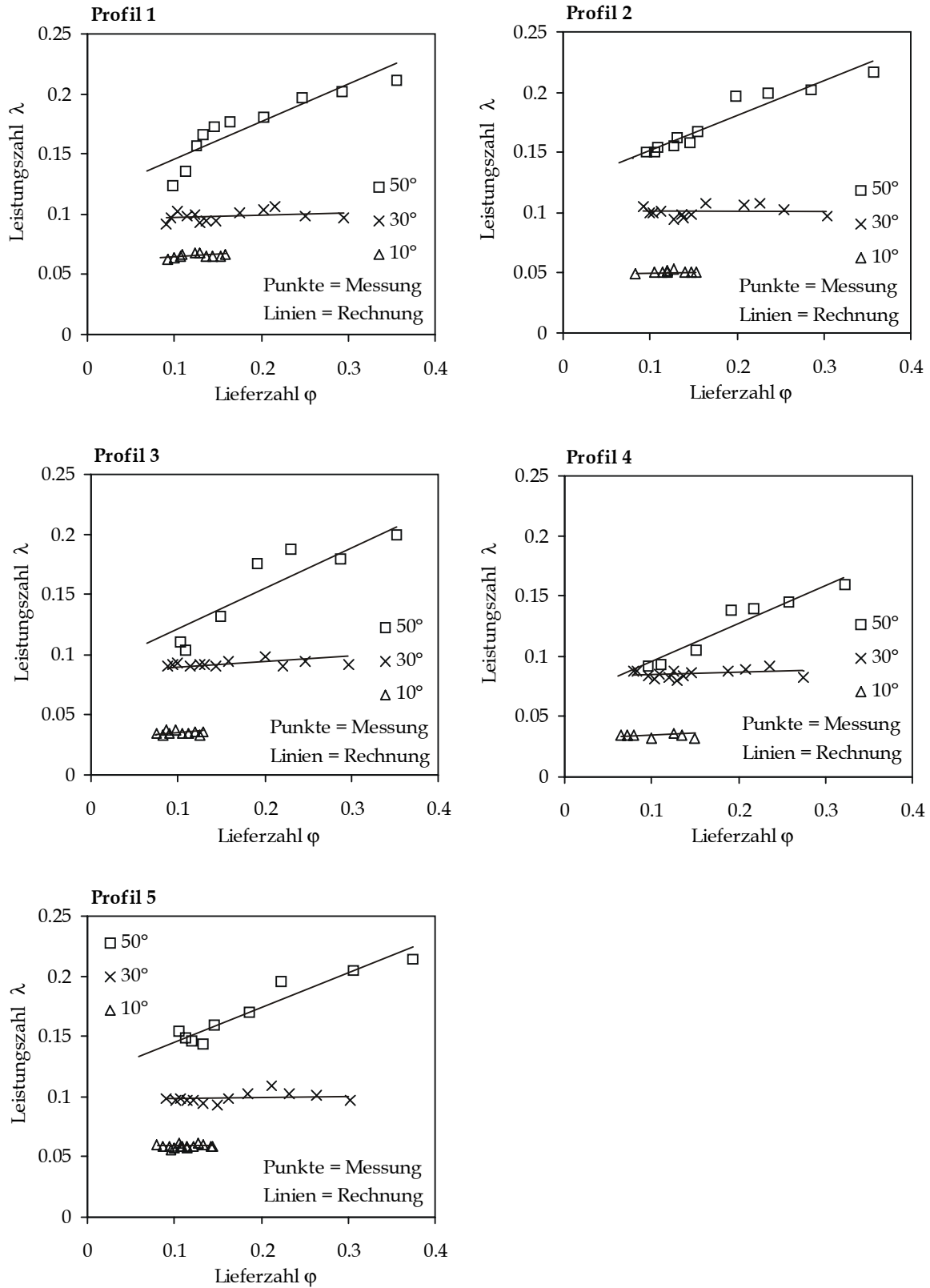


Bild C.9: Vergleich Rechnung-Messung, Leistungsaufnahme,  $s=5\text{ mm}$ ,  $t=0$





## Lebenslauf

Name: Bernd Beyer  
Geburtsdatum: 26. Juni 1968  
Geburtsort: Bochum  
Familienstand: ledig

### Ausbildung:

1974 - 1978                    Grundschule in Essen  
1978 - 1987                    Gymnasium in Essen, Schulabschluß Abitur  
Okt. 1987 - Feb. 1988        Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover  
März 1988 - Okt. 1989        Zivildienst  
Okt. 1989 - Juli 1995        Fortsetzung des Studiums an der Universität Hannover, Abschluß Diplom in der Fachrichtung Energie- und Verfahrenstechnik

### Berufliche Tätigkeit

seit September 1995        Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover