

Universität
Rostock



Traditio et Innovatio



Wintersemester 2015/2016

Hydraulische Strömungsmaschinen

Prof. Dr. Hendrik Wurm

Lehrstuhl für Strömungsmaschinen

- ▶ Einführung / industrieller Hintergrund (Vorlesung 1)
- ▶ Strömungstechnische Grundlagen (Vorlesung 2)
 - Navier-Stokes-Gleichungen, Kontinuitätsgleichung
 - Turbulenzmodellierung
 - Grenzen der verschiedenen Modellierungsmöglichkeiten
- ▶ Kavitation (Vorlesungen 3,4)
- ▶ Strömungsmaschinen mit Gehäuse (Entwurf, Kennlinien, Regelung, Betrieb)
(Vorlesung 5,6,7,8)
- ▶ Strömungsmaschinen ohne Gehäuse (Entwurf, Kennlinien, Regelung)
(Vorlesung 9)
- ▶ Strömungstechnische Optimierung mit numerischen Methoden (Vorlesung 10)

- ▶ Strömungswandler (Vorlesung 11)
- ▶ spezielle Bauformen – Seitenkanalpumpen, Schraubenspindelpumpen (Vorl. 12)
- ▶ spezielle Bauformen – Voith-Schneider-Propeller (Vorlesung 13)
- ▶ Anwendung bionischer Methoden und Herzunterstützungssysteme (Vorl. 14)



Studentische Vorträge

- ▶ Grundlagen der LES
- ▶ „positive“ Anwendungen von Kavitation
- ▶ Maßnahmen zur Beeinflussung des Blattspitzenwirbels

Entwurf der einzelnen Komponenten

- Laufrad
- Leitrad
- Gehäuse

Strömungstechnische Optimierung der Komponenten

- Verlustminimierung
- Geräuschminimierung
- Vermeidung von Kavitation
- Kräfte minimierung

Einlaufbauwerke

Warum Strömungstechnik?

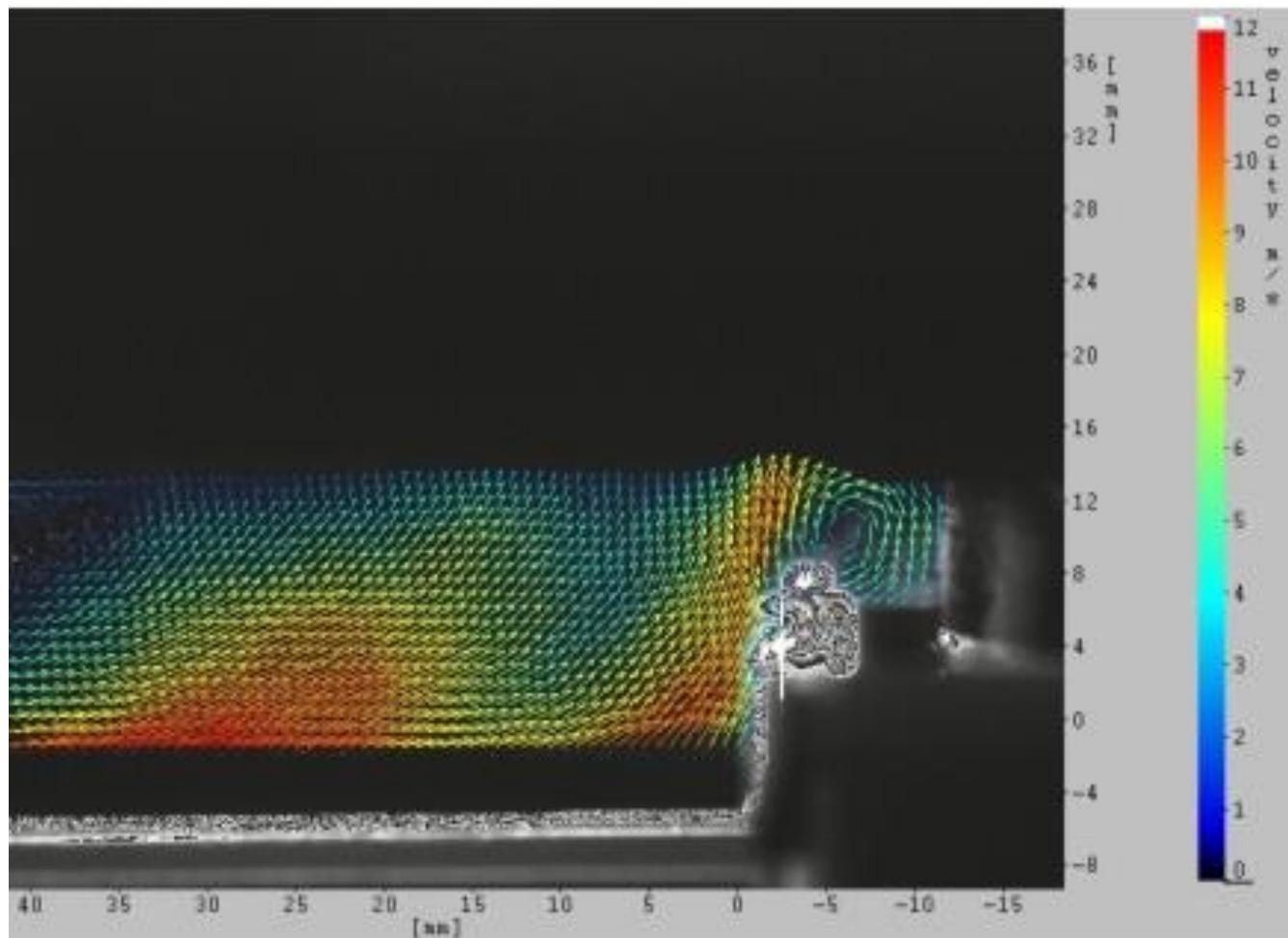


Kühlung

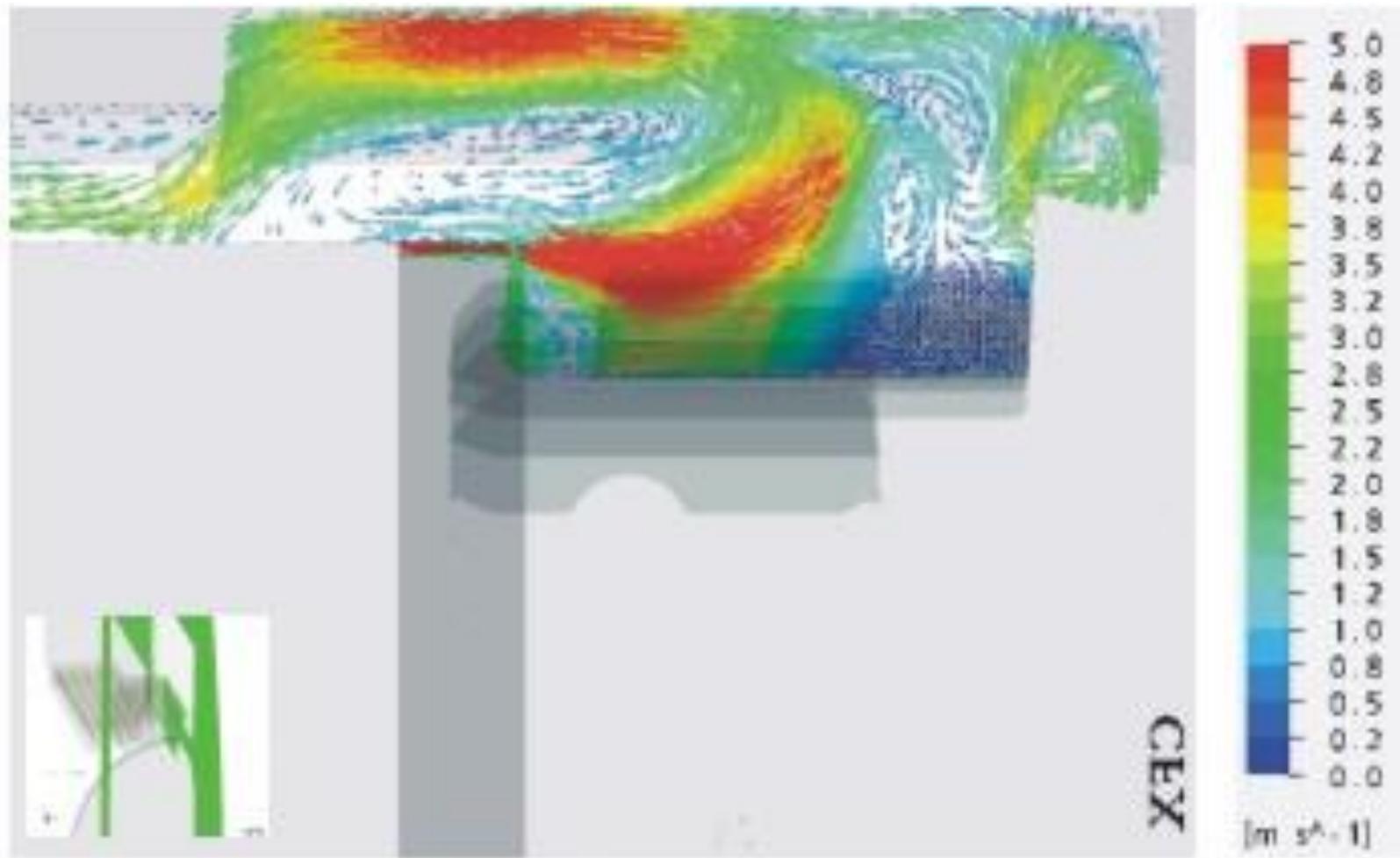
Motor
Regelelektronik

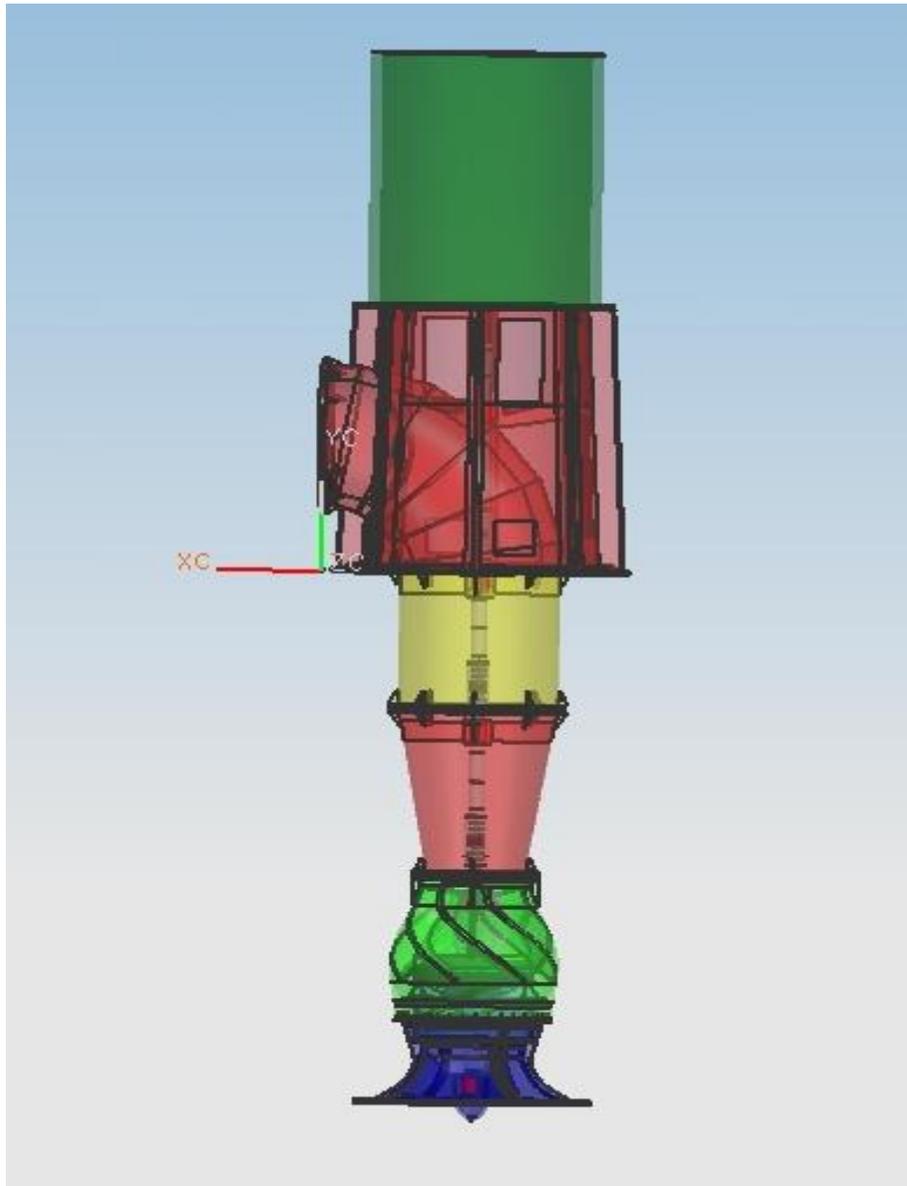
Akustik

Gemessenes Geschwindigkeitsfeld an einem Elektronikmodul



Gerechnetes Geschwindigkeitsfeld an einem Elektronikmodul





Kühlwasserpumpe für konventionelles Kraftwerk

$P = 3,6 \text{ MW}$ (4 permanent, 1 stand by)

$H = 29 \text{ m}$

$Q = 35.000 \text{ m}^3/\text{h}$

$l_{\text{Welle}} = 17,5 \text{ m}$

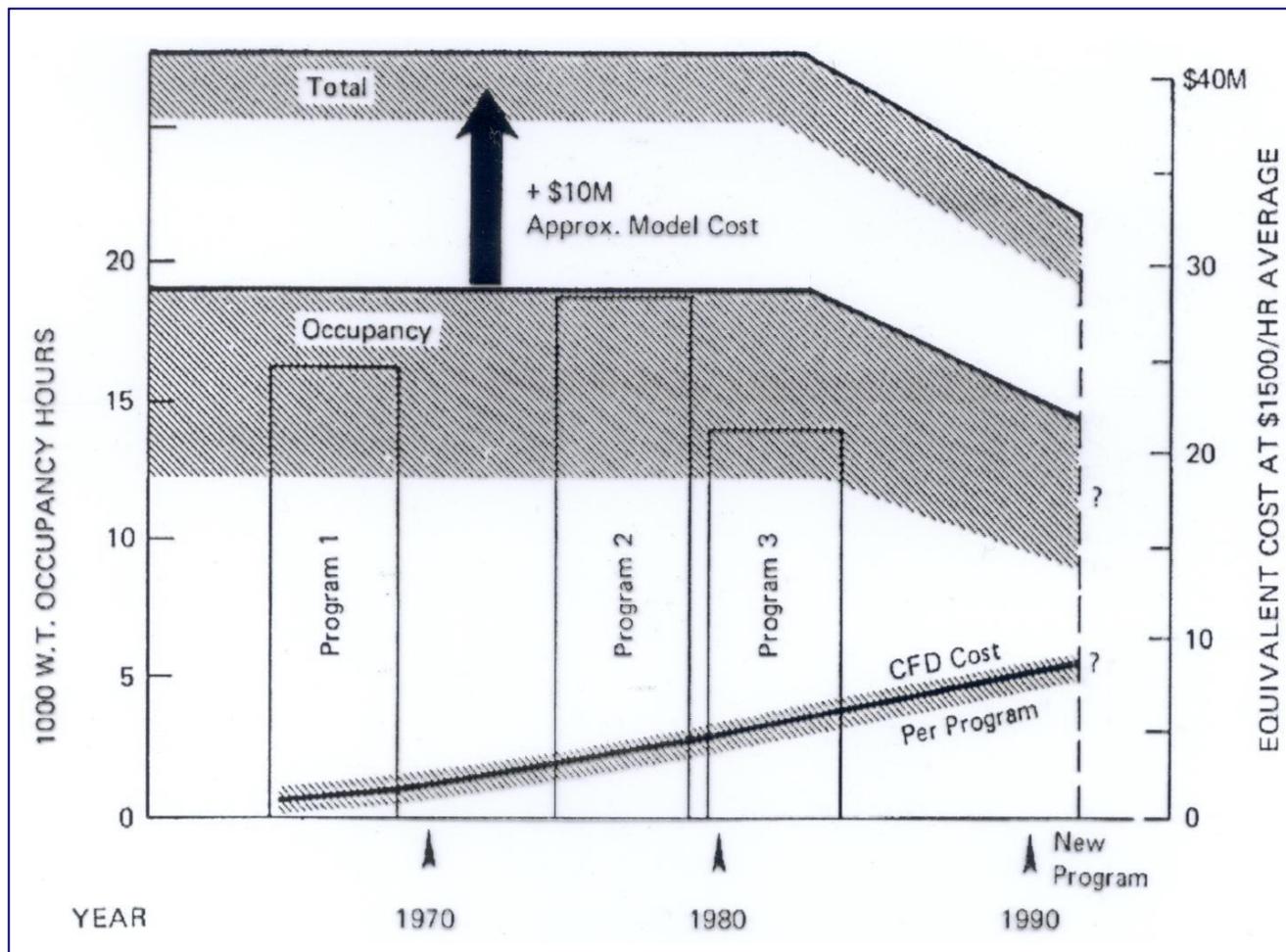
$d_{\text{Laufgrad}} = 1,8 \text{ m}$

$l_{\text{EBW}} = 50 \text{ m}$

$m \text{ ca. } 115 \text{ t}$

- ▶ Verkürzung der Entwicklungszeiten und -kosten
- ▶ Besseres Verständnis der strömungstechnischen Vorgänge in Strömungsmaschinen „gläserne Maschine“
- ▶ Technische Optimierung
(Wirkungsgrad, Kavitation, Geräusche, Schwingungen, ...)

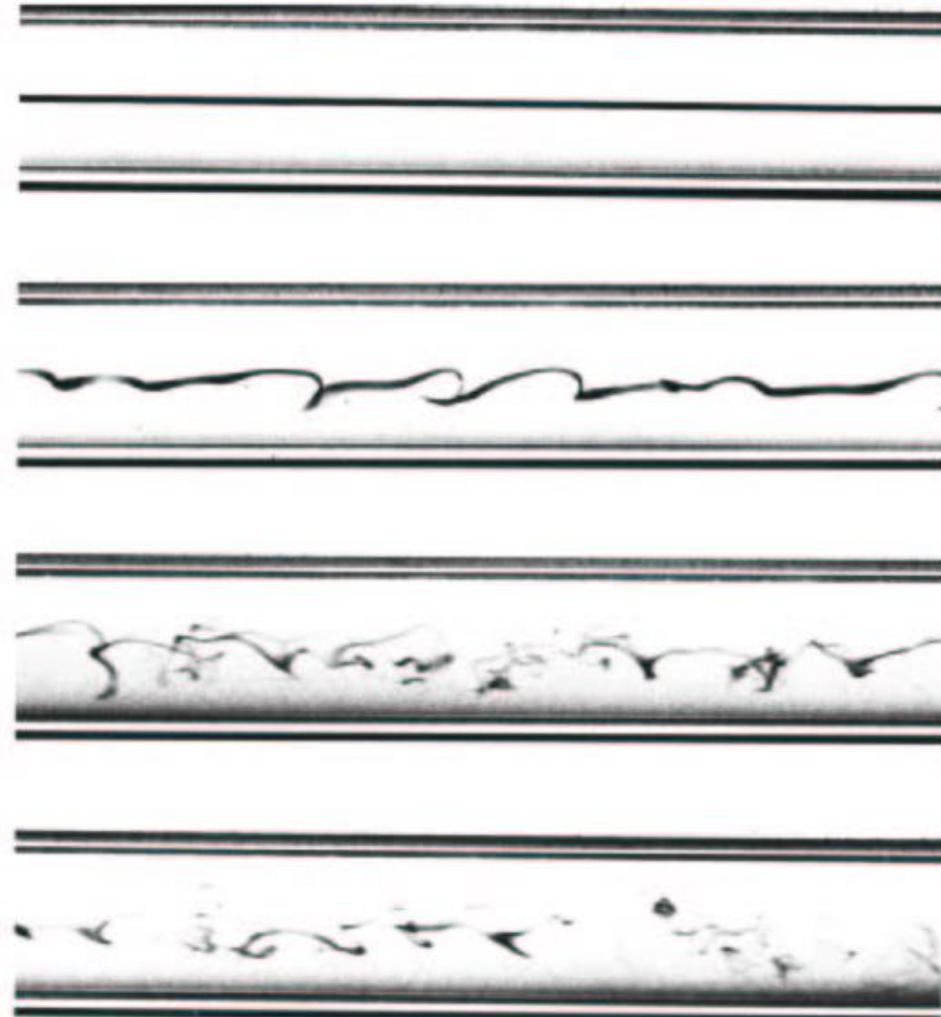
Costs of Wind Tunnel Tests (Civil Transport Aircraft); Reference: BOING



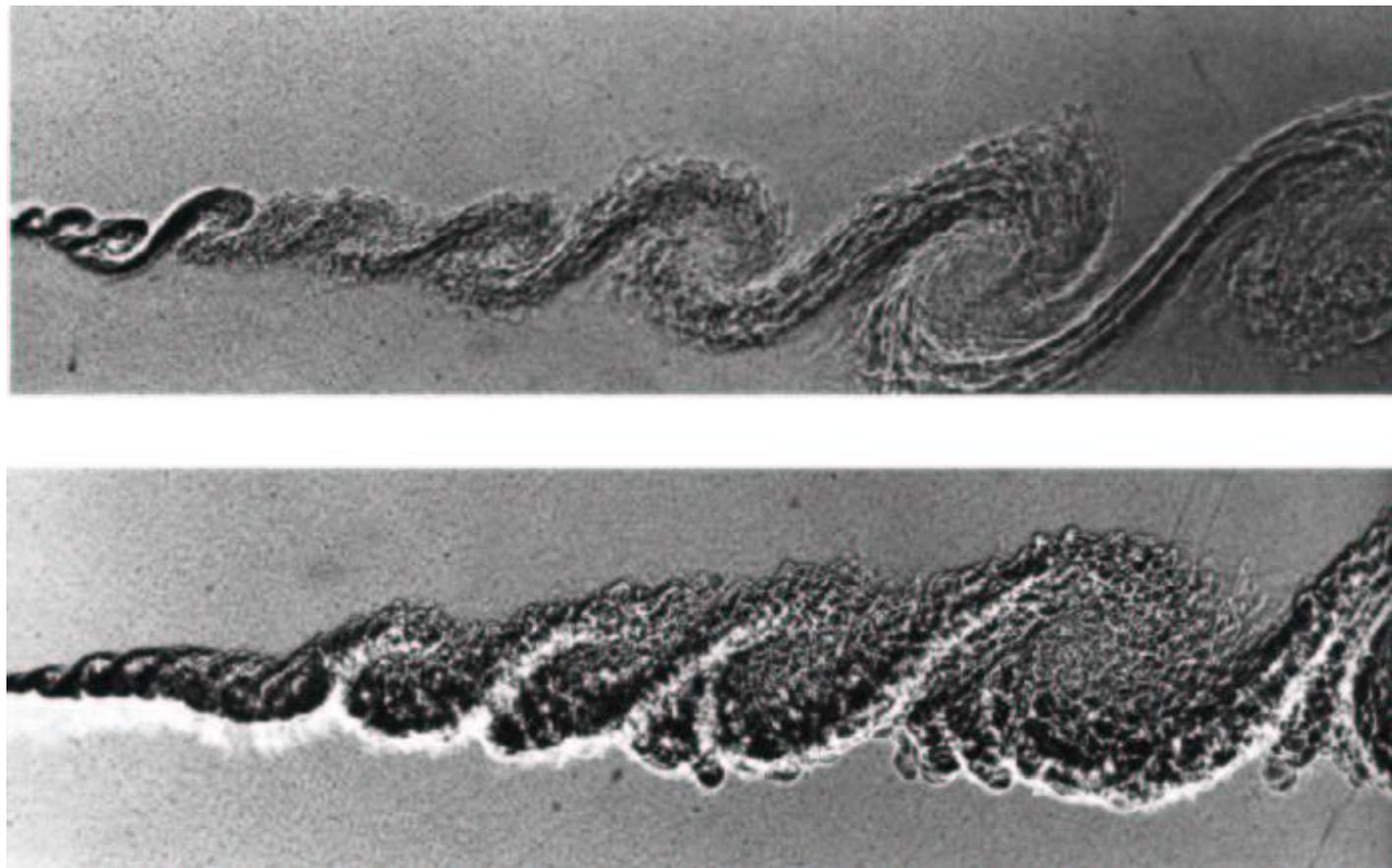
/The Influence of Computational Fluid Dynamics of Experimental Aerospace Facilities.
Nat. Academy Press,
Washington, D.C., 1983/

- ▶ dreidimensional
- ▶ instationär
- ▶ turbulent
- ▶ teilweise mit Transition

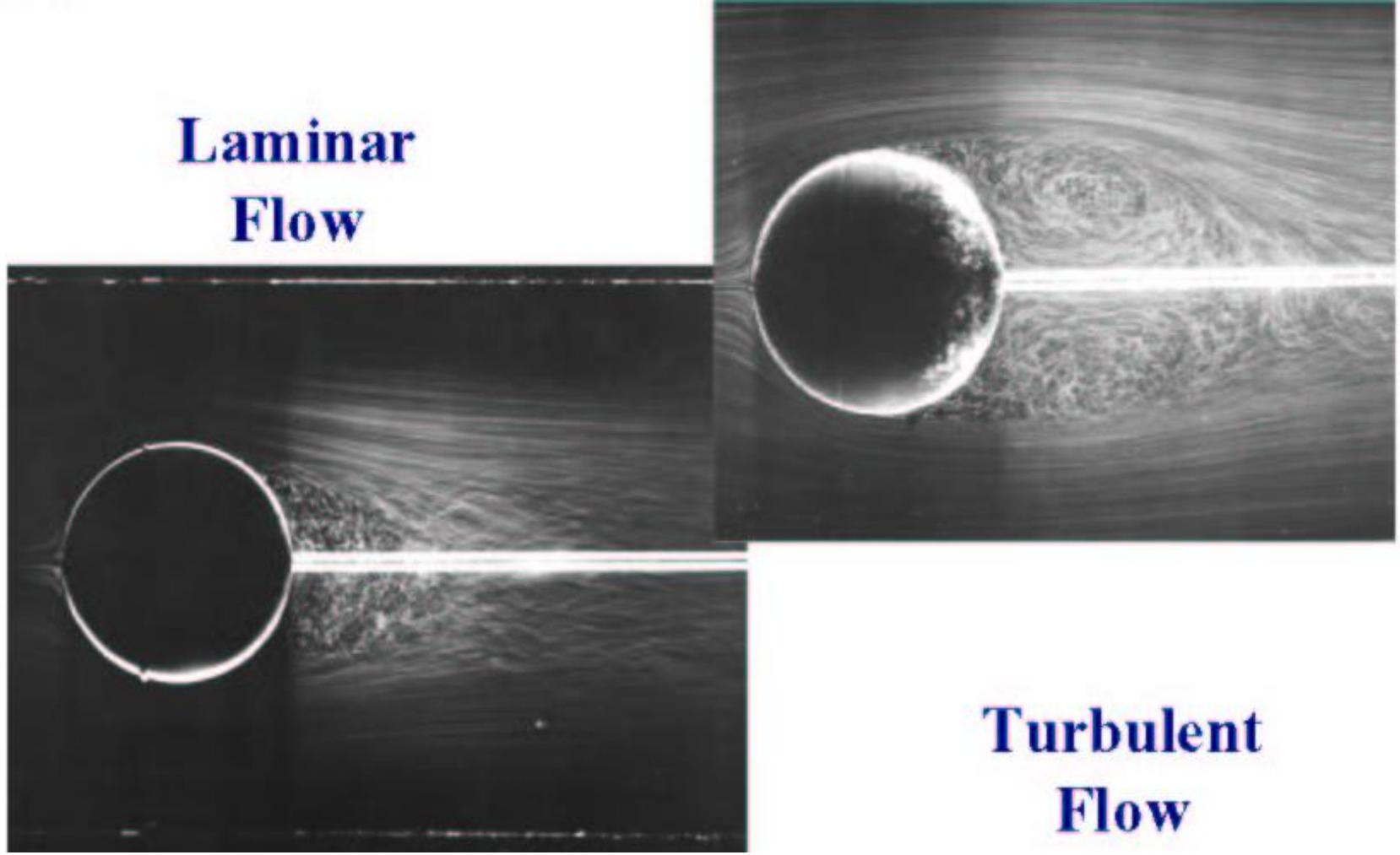
Mathematische Beschreibung durch ein System partieller DGLn.



Quelle: Menter, F.R.; Vortrag: "Turbulenz" –
interne Schulung bei WILO, Dortmund



Quelle: Menter, F.R.; Vortrag: "Turbulenz" – interne Schulung bei WILO, Dortmund



Quelle: Menter, F.R.; Vortrag: "Turbulenz" – interne Schulung bei WILO, Dortmund

turbulente Strömungen sind immer:

- ▶ instationär und dreidimensional
- ▶ irregular
- ▶ charakterisiert durch Wirbel ganz verschiedener Größen

Tafelbild 2

Turbulenz in Strömungen führt zu:

- ▶ erhöhten Reibungsverlusten
- ▶ Verschiebung des Ablösezeitpunktes
- ▶ Lärm
- ▶ Intensivierung von Vermischungsvorgängen

Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

Navier - Stokes - Gleichungen

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho f_i - \frac{1}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

4 unbekannte Größen :

$$u_1, u_2, u_3, p$$

4 Gleichungen und geeignete Anfangs- und Randbedingungen

Lösung: a) Direkte Numerische Simulation

b) Large Eddy Simulation

b) Zeitliche Mittelung \Rightarrow mittlere Strömungskräfte
mittlere Drücke
mittlere Geschwindigkeiten
Statische Behandlung der Turbulenz

Tafelbilder

Beispiel Pumpenstufe

Gehäusedurchmesser ca. $d=180$ mm

$$\text{Re} = \frac{U \cdot d}{\nu} = 3 \cdot 10^5$$

für η als Größe des kleinsten Turbulenzelements gilt näherungsweise:

$$\frac{\eta}{d} \approx \text{Re}_u^{-3/4}$$
$$\text{Re}_u = \frac{u \cdot d}{\nu} \approx 0,1 \cdot \text{Re}$$

Für unser Beispiel ergibt sich $\eta \approx 0,00043 d$, das entspricht ca. 0,01mm.

Zur Auflösung der kleinsten Turbulenzelemente müssten ca. $2,5 \cdot 10^{11}$ Gitterpunkte für die Vernetzung des durchströmten Raumes verwendet werden.

Je Gitterpunkt und Zeitschritt sind ca. 500 Flops notwendig.

Ein statistisch aussagekräftiger Mittelwert ist nach ca. 10.000 Zeitschritten erreicht.

Für eine Direkte Simulation wären demnach ca. 1.25 E18 MFlops notwendig.

Rechner	Rechengeschwindigkeit in MFlops	Rechenzeit für unser Beispiel in Jahren
Cluster JUGENE	575 167.000.000	ca. 900 Jahre

Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

Navier - Stokes - Gleichungen

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho f_i - \frac{1}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

4 unbekannte Größen :

$$u_1, u_2, u_3, p$$

4 Gleichungen und geeignete Anfangs- und Randbedingungen

Lösung: a) Direkte Numerische Simulation

b) Large Eddy Simulation

b) Zeitliche Mittelung \Rightarrow mittlere Strömungskräfte
mittlere Drücke
mittlere Geschwindigkeiten
Statische Behandlung der Turbulenz

Prinzip und Auswirkung

Aufspaltung des Augenblickswertes der betrachteten Größe in einen Mittelwert und einem Schwankungswert, z.B.

stationäre Strömung: $u_i(x_i, t) = \bar{u}_i(x_i) + u_i'(x_i, t)$

Bei instationären Strömungen wird der sogenannte „Ensemble-Mittelwert“ über eine große Anzahl von Realisationen der Strömung gebildet.

Durch die Zeitmittelung treten zusätzliche Korrelationen zwischen verschiedenen Schwankungsgeschwindigkeiten auf.

Diese Korrelationen stellen den Impulstransport durch die turbulenten Schwankungsbewegungen dar und werden durch Turbulenzmodelle beschrieben.

Tafelbild: Ensemble-Mittelwert

Ergebnis der Zeitmittelung für eine stationäre Strömung

Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_j)}{\partial x_j} = 0$$

Impulsgleichung

$$\frac{\partial(\rho \overline{u_i u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}] + \rho \bar{g}_i$$

* Durch Zeitmittelung treten zusätzliche Korrelationen zwischen verschiedenen Schwankungsgeschwindigkeiten auf

* $-\rho \overline{u_i u_j}$ → Impulstransport durch turbulente Schwankungsbewegungen (turbulente Spannungen)

► Problem :

Berechnung der Reynoldsspannungen

$$-\rho \overline{u_i u_j}$$

Berechnung der Transportglieder

$$-\rho \overline{u_i \varphi}$$

(kommen in den gemittelten Gleichungen für skalare Größen vor)

- Problem wird durch Turbulenzmodelle gelöst
- Die komplexen Effekte der Turbulenz werden in vereinfachter Weise beschrieben
- Turbulenzmodelle bauen auf empirischen Informationen auf.

- ▶ Der Einfluss der turbulenten Schwankungsbewegung wird ohne Berücksichtigung des eigentlichen Turbulenzmechanismus beschrieben.
- ▶ BOUSSINESQ: Einführung einer Analogie zum newtonschen Schubspannungsansatz für laminare Scherströmungen

$$\tau_{ij} = \eta \frac{du_i}{dx_j}$$

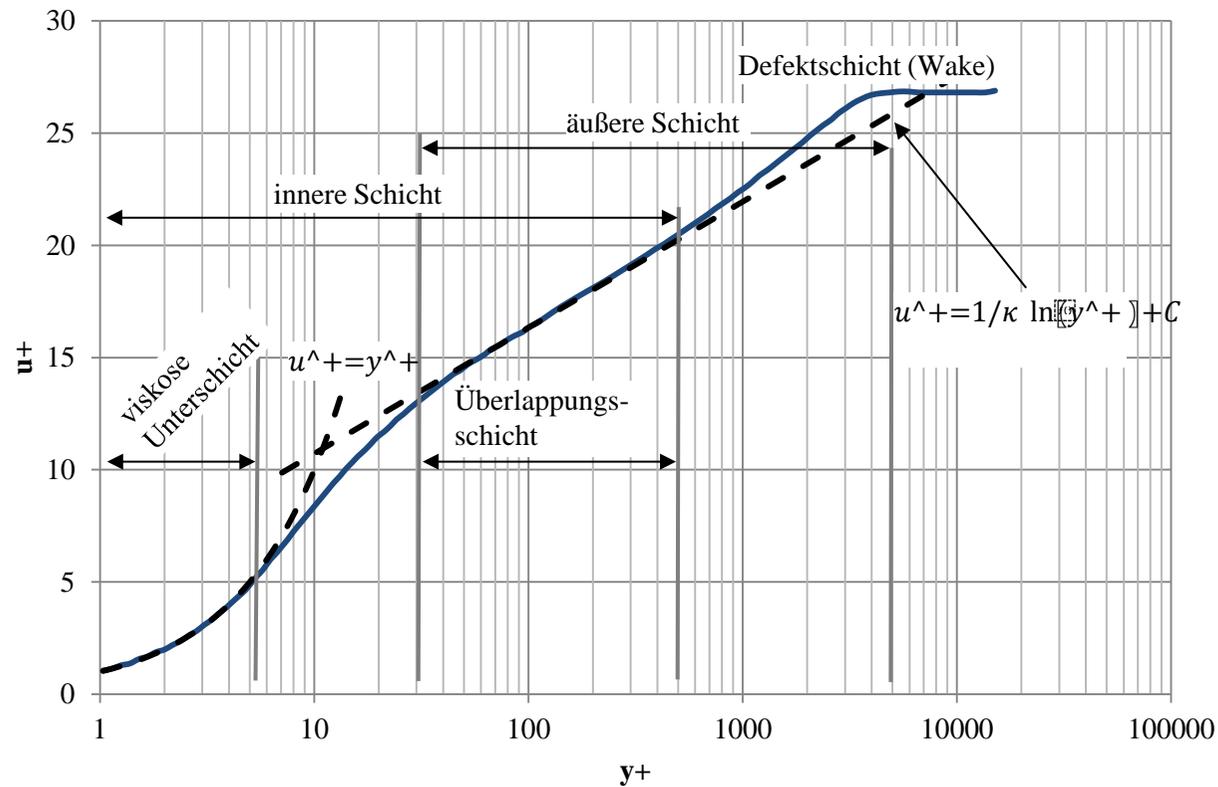
$$\tau = \eta' \frac{du_i}{dx_j}$$

Wirbelviskosität η'

η Beschreibung des Impulsaustausches
aufgrund der molekularen Bewegung

η' Beschreibung des Impulsaustausches aufgrund der
makroskopischen turbulenten Schwankungsbewegung

- ▶ Die Kurve der gemittelten dimensionslosen Geschwindigkeit dargestellt über dem dimensionslosem Wandabstand zeigt 3 Zonen:
 - 1) viskose Unterschicht (molekulare Viskosität dominiert)
 - 2) Übergangsschicht (molekulare und turbulente „Viskosität“ haben gleiche Größenordnung)
 - 3) turbulente „Viskosität“ dominiert



$0 \leq y^+ \leq 5$	viskose Unterschicht
$5 < y^+ \leq 70$	Übergangsschicht
$70 < y^+, y/\delta < 0,3$	Überlappungsbereich
$0,3 < y/\delta < 1$	

► Reynoldsspannungsmodelle

Lösung der Transportgleichungen des Reynoldsspannungstensors
(7 zusätzliche Gleichungen)

► Modelle mit 2 Transportgleichungen

z.B. k - eps Modell

Das k - eps Modell verwendet das Prinzip der Wirbelviskosität:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$



- ▶ „kleine“ Reynoldszahlen
- ▶ Transition - laminar/turbulenter Umschlag

- ▶ natürliche Transition (kleiner Turbulenzgrad ($Tu < 1\%$) in der Außenströmung; Umschlag wird durch Tollmien-Schlichting-Wellen eingeleitet; z.B. an Flügeln)
- ▶ Bypasstransition (hoher Tu in der Außenströmung, der Umschlag wird aus der Außenströmung eingeprägt; z.B. in Kompressoren)
- ▶ ablöseinduzierte Transition
- ▶ Nachlaufdüsen induzierte Transition (z.B. in mehrstufigen Maschinen)

- ▶ Transition ist ein stochastischer, instationärer Prozess – laminare und turbulente Anteile in der Strömung vorhanden
- ▶ Intermittenz γ ist die Wahrscheinlichkeit, mit der die Strömung an einer bestimmten Stelle turbulent ist.

$$v_t = \gamma \cdot v_{t, TM}$$

$$\gamma = 1 - \exp \left[- \frac{n \cdot \tau}{U_{FS}} (x - x_{tr})^2 \right] \quad (\text{NARASHIMA})$$

n ... Turbulenzfleckenproduktion; τ ... Ausbreitungsparameter nach EMMONS ; n und τ müssen mit Transitionsmodell berechnet werden

Lösung von Transportgleichungen für k und ε und zusätzlich für die skalare Größe v^2

Wirbelviskositätsansatz mit Verwendung eines skalaren turbulenten Geschwindigkeitsmaßes v^2 anstelle von k

$$\nu_t = c_\mu v^2 t_\tau$$

In Wandnähe stellt v^2 die Reynolds'schen Normalspannungen $\bar{u}_n' \bar{u}_n'$ dar, weiter entfernt repräsentiert v^2 die Turbulenzintensität.

Ziele:

- ▶ Verlustminimierung
- ▶ Beherrschung oder Minimierung von Kavitation
- ▶ Kennlinienstabilität
- ▶ Herstellkosten

Strömungstechnische Optimierung mit dem Schwerpunkt Verlustminimierung

Verluste u.a.:

- ▶ Reibungsverluste im
 - Laufrad
 - Gehäuse
 - Radseitenraum

- ▶ Stoßverluste
- ▶ Spaltverluste
- ▶ Diffusionsverluste
- ▶ Mechanische Verluste

Strömungstechnische Optimierung von Pumpenstufen

Möglichkeiten der Modellierung der Strömung in Pumpenstufen

- ▶ 3D instationär, Lösung der zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (URANS)
Probleme: u.U. muss die Strömung in allen Kanäle der Stufe berechnet werden
sehr aufwendige Auswertung
- ▶ stationär, Lösung der zeitgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)

Möglichkeiten

1. Für die Leitradrechnung werden umfangsgemittelte Werte der Laufradrechnung verwendet.
Die Profile der einzelnen Größen über der Laufradbreite bleiben erhalten.
Probleme: Durch die Zeitmittelung werden halbempirische Modelle zur Beschreibung der Wirkung der Turbulenz notwendig.
Es tritt ein Informationsverlust durch die Umfangsmittelung auf.

Strömungstechnische Optimierung von Pumpenstufen

Möglichkeiten der Modellierung der Strömung in Pumpenstufen

2. Berechnung der Strömung in der Stufe im „eingefrorenen“ Zustand.
Probleme: u.U. muss die Strömung in allen Kanälen berechnet werden
verschiedene Stellungen vom Lauf- zum Leitrad werden untersucht (aufwendig
für Berechnungen und Auswertung)
 3. Berechnung von Lauf- und Leitrad einzeln
 4. nur Berechnung des Laufrades
- ▶ Stationär, Verwendung anderer Gleichungen zur Beschreibung der Strömung, z.B.
1. 3D reibungsfrei
 2. Q3D reibungsbehaftet
 3. Q3D reibungsfrei

Numerische Optimierung von Pumpenbauteilen

- ▶ Detaillierte Informationen über Strömungsvorgänge
- ▶ Vorhersage der Kennlinien
- ▶ „Realer“ Test verschiedener Ideen im Entwurfsprozess
- ▶ „Realer“ Test neuer Konzepte

aber: 1) Qualität und Vertrauen in das Ergebnis problematisch
2) ein korrektes Ergebnis ist keine bessere Maschine



- ▶ Effekte durch Stromlinienkrümmung und Rotation
- ▶ instationäre Effekte
- ▶ Ablösung

Zu beachtende Probleme bei der Anwendung von CFD-Verfahren

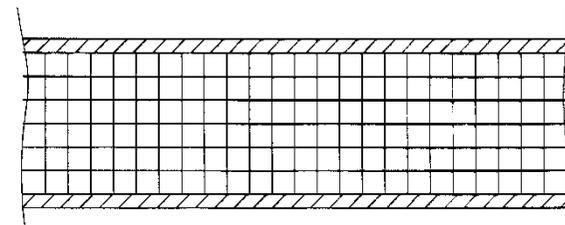
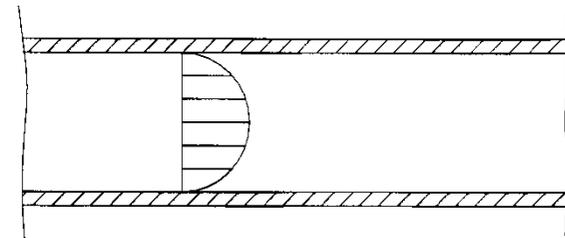
Analytische Lösung \Rightarrow stetige Funktion, Variablen können an allen Stellen im Lösungsgebiet berechnet werden

Numerische Lösung \Rightarrow Satz von Zahlen, Verlauf der Änderung einer Größe kann konstruiert werden (ähnlich Experiment)
Im Prinzip kann die Maschenweite beliebig klein gewählt werden.

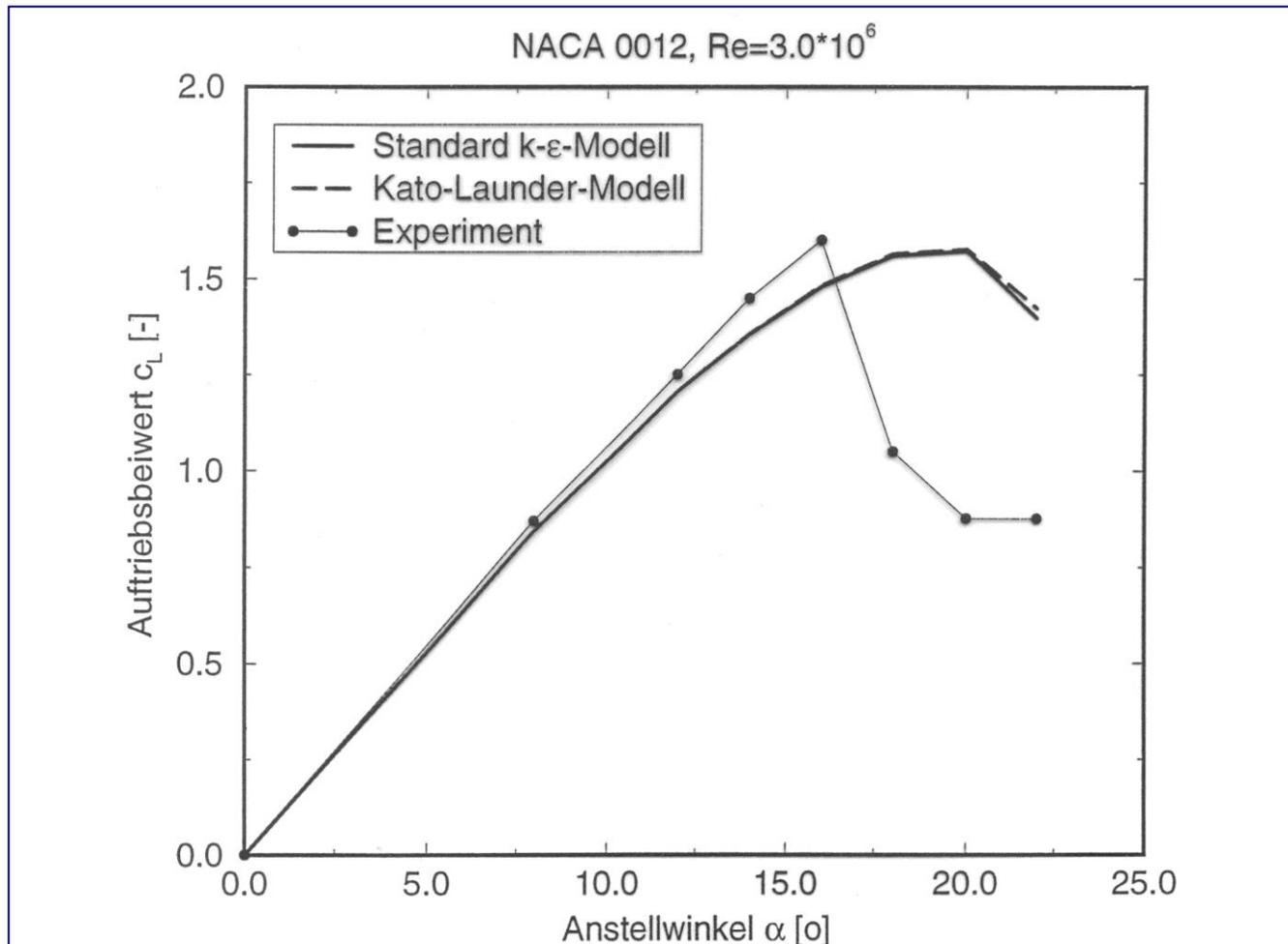
Beispiel laminare Rohrströmung eines Newtonschen Fluids:

Analytische Beziehung für die Geschwindigkeitsverteilung:

$$v(r) = \frac{R^2}{4\eta} \left(-\frac{dp}{dx} \right) \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$$



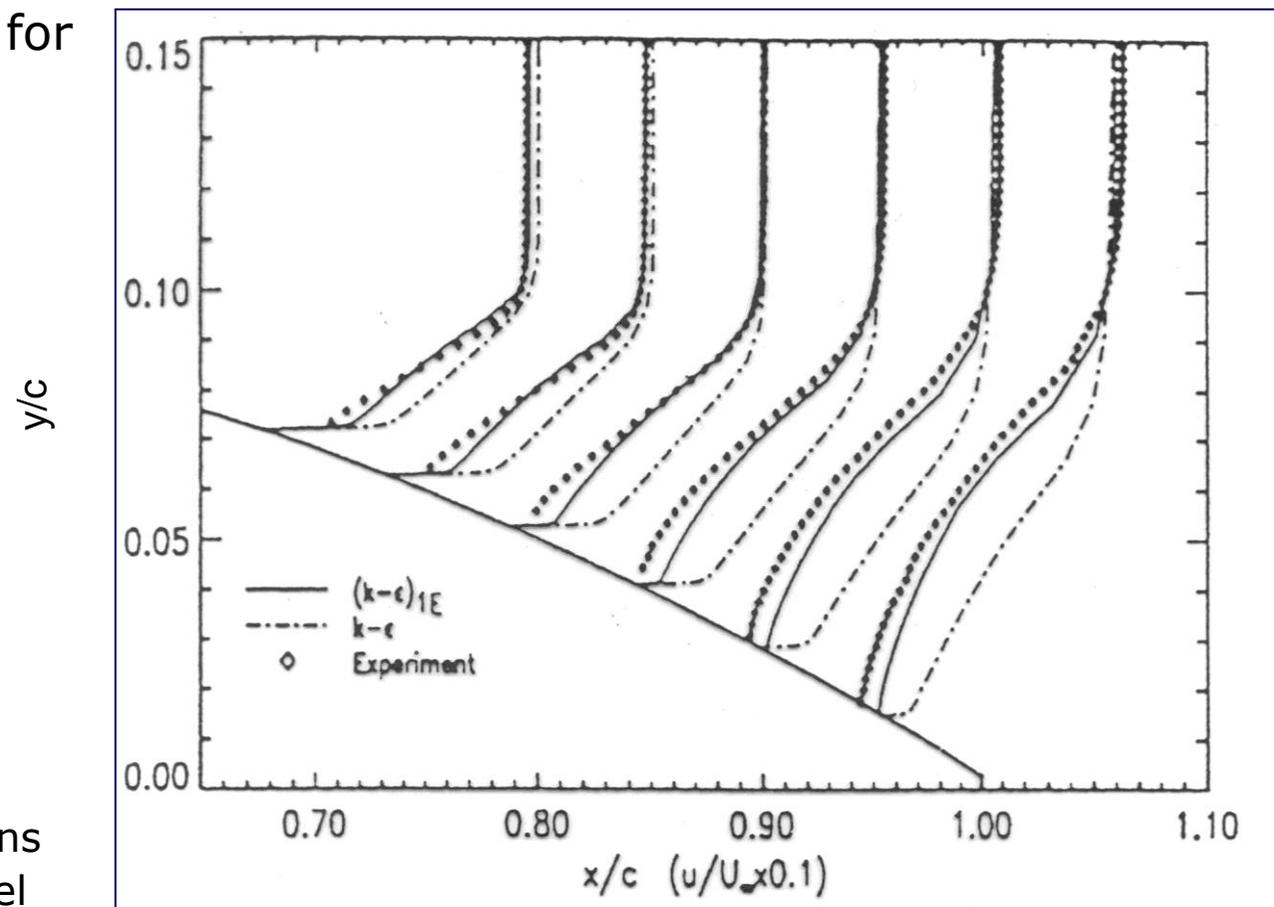
Auftriebsbeiwert über Anstellwinkel



Quelle: Esch, Th., ASC GmbH

Eddy Viscosity Transport Equations Part 1

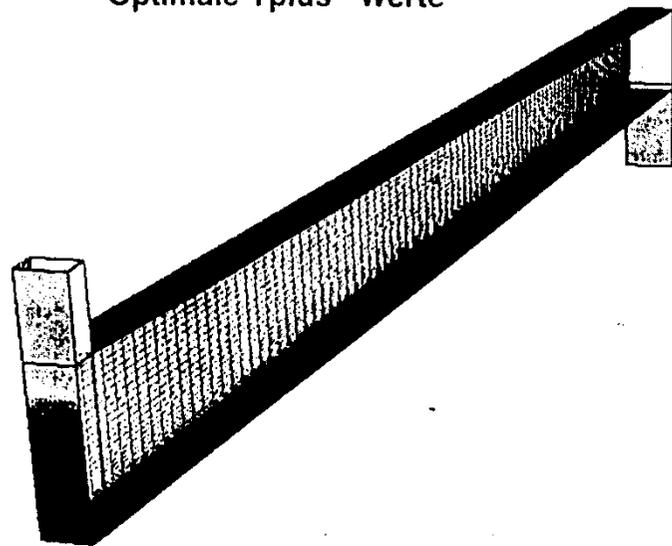
Figure 20: Velocity profiles for
NACA 4412 airfoil,
 $\alpha=13.87$, $Re=1.7 \times 10^6$.



F.R. Menter
Eddy Viscosity Transport Equations
and their relation to the $k-\epsilon$ model
NASA Technical Memorandum 108 854

Einsatz des optimierten Gitters

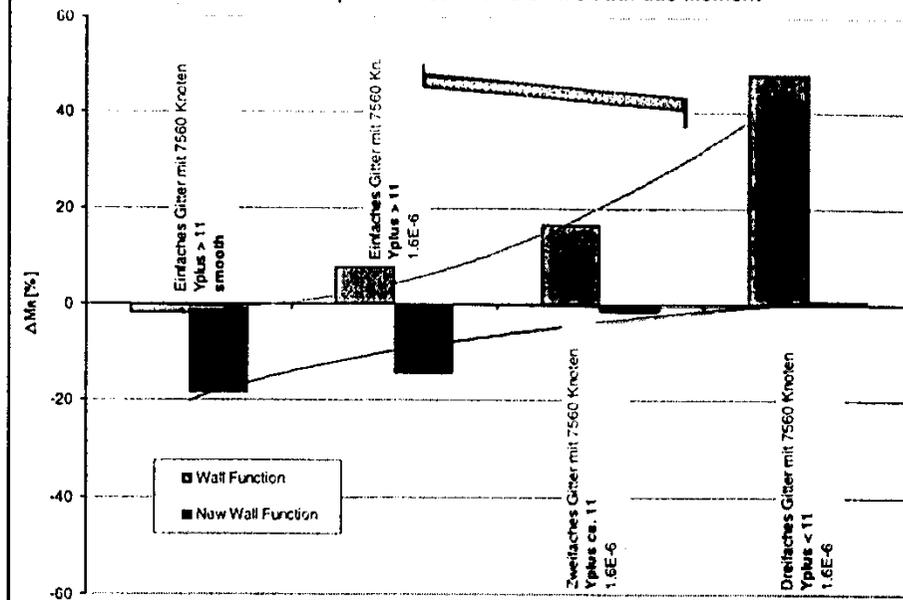
Optimale Yplus - Werte

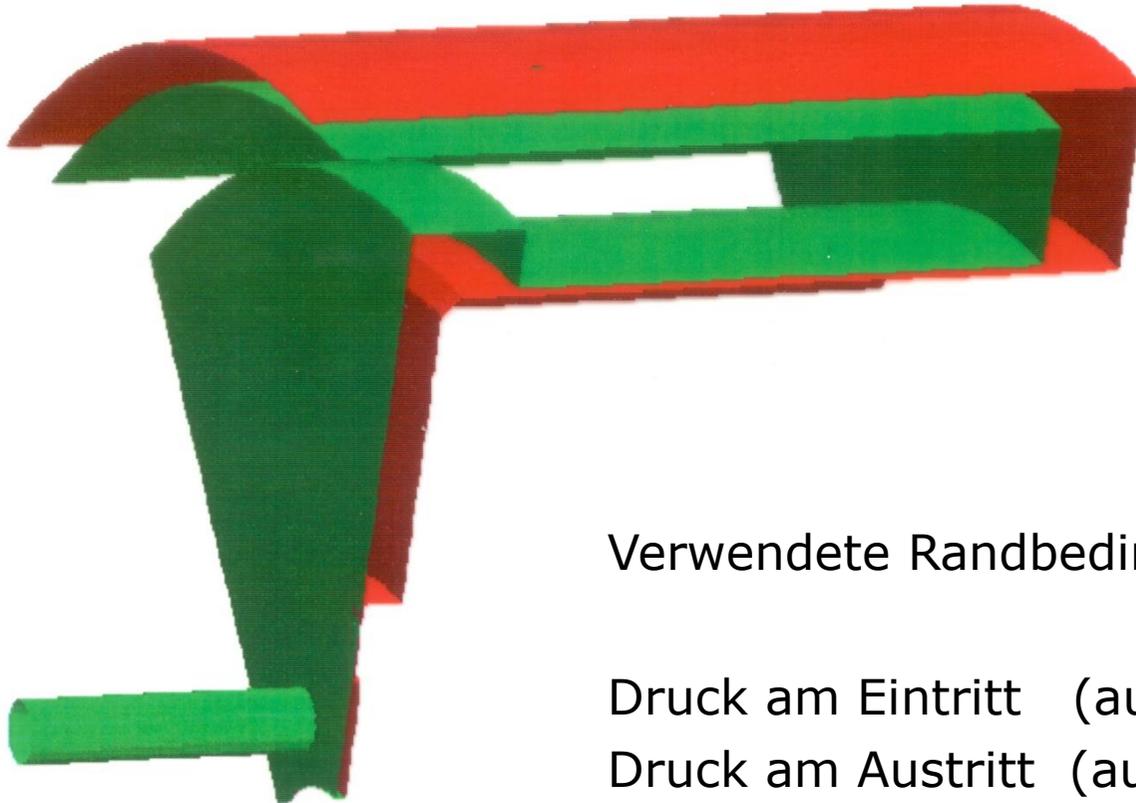


	YPLUS
120	1.4230E+01
114	1.3520E+01
108	1.2820E+01
102	1.2110E+01
96	1.1400E+01
90	1.0700E+01
84	1.0020E+00
78	9.2950E+00
72	8.5770E+00
66	7.8700E+00
60	7.1630E+00
54	6.4570E+00
48	5.7400E+00
42	5.0300E+00
36	4.3200E+00
30	3.6250E+00
24	2.9300E+00
18	2.2310E+00
12	1.5350E+00
6	7.9030E-01
1	2.0000E-01

Einfluss verschiedener Parameter

Einflüsse von Yplus und der Wandfunktion auf das Moment





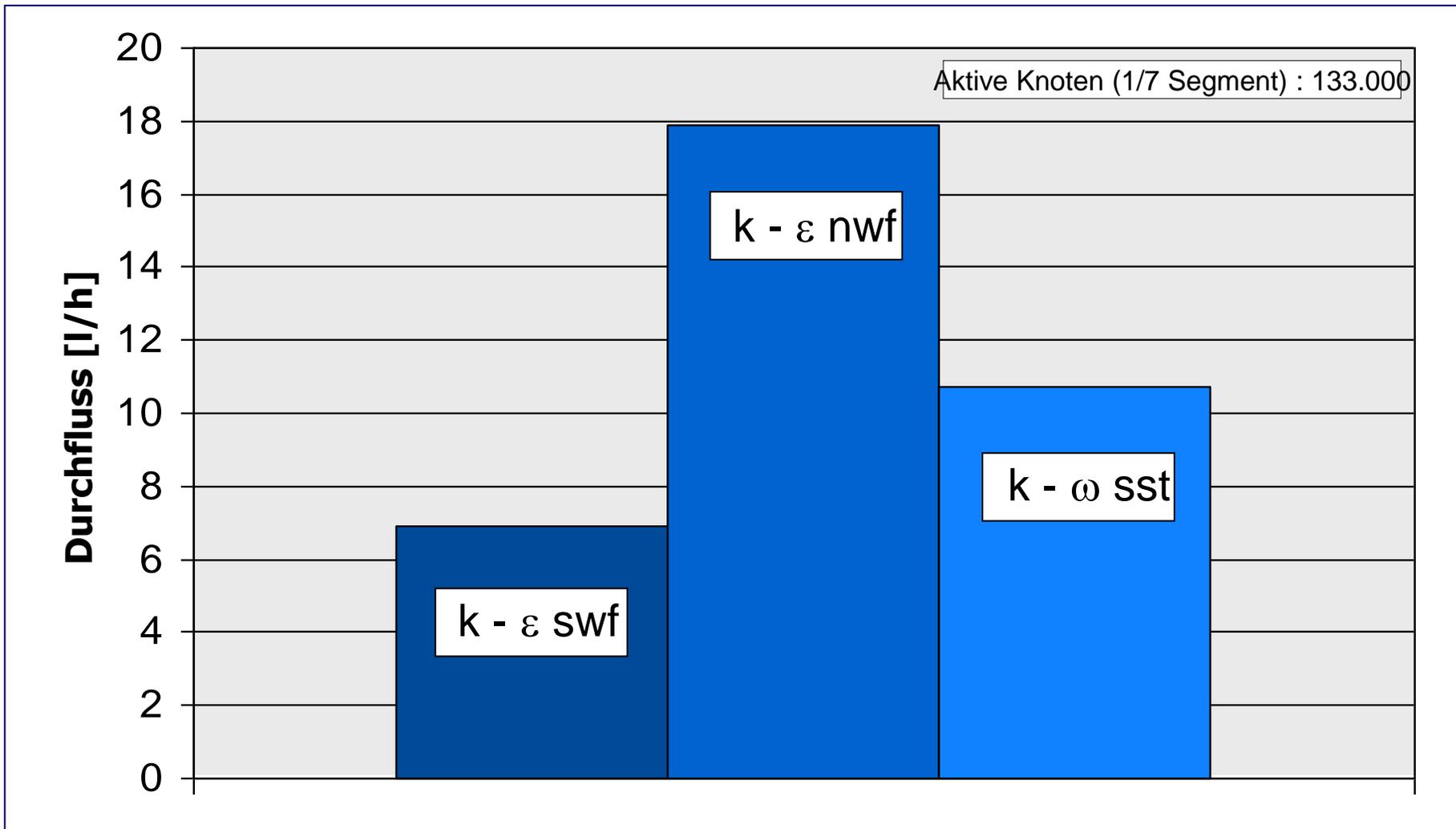
Verwendete Randbedingungen:

Druck am Eintritt (aus Pumpensimulation)

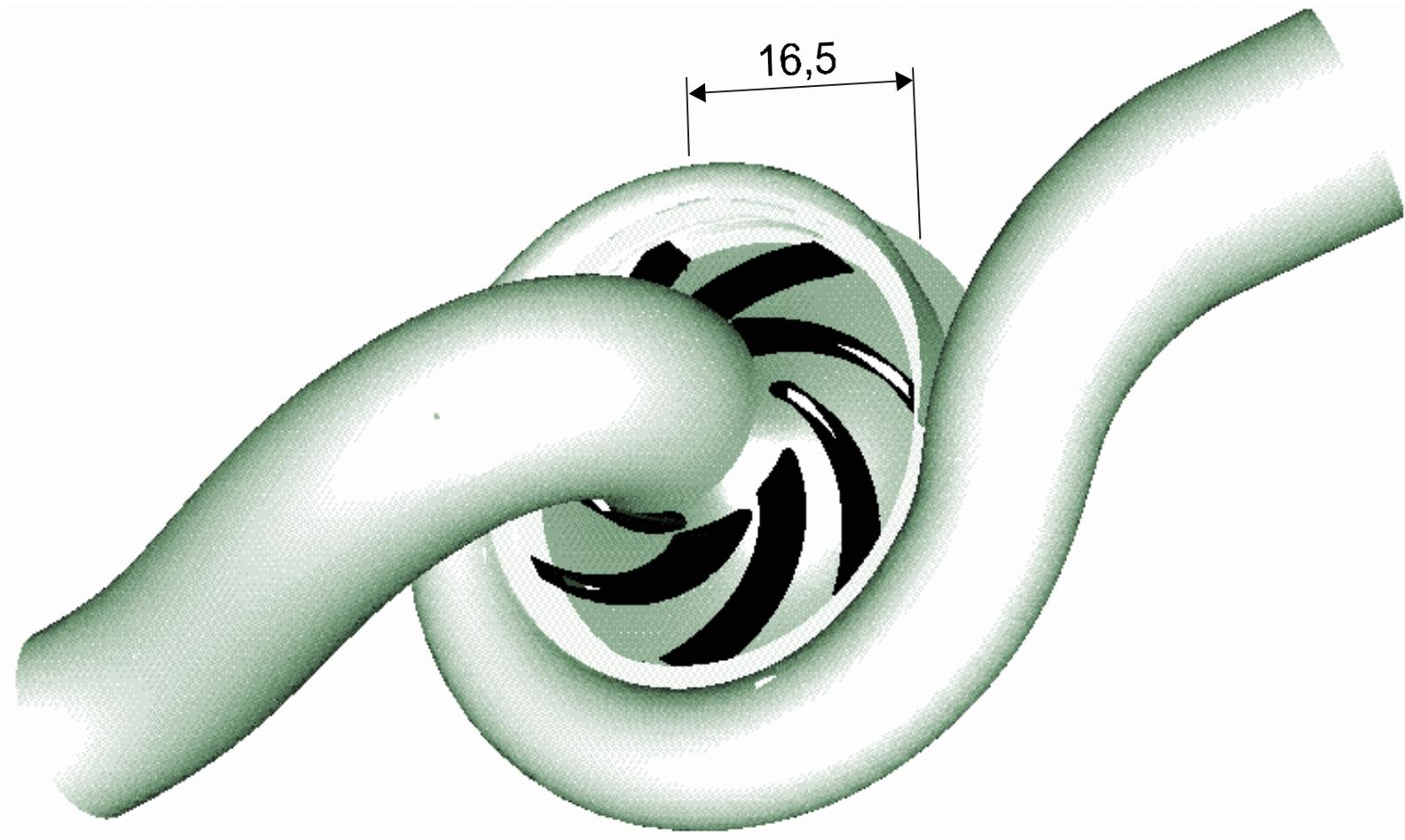
Druck am Austritt (aus Pumpensimulation)

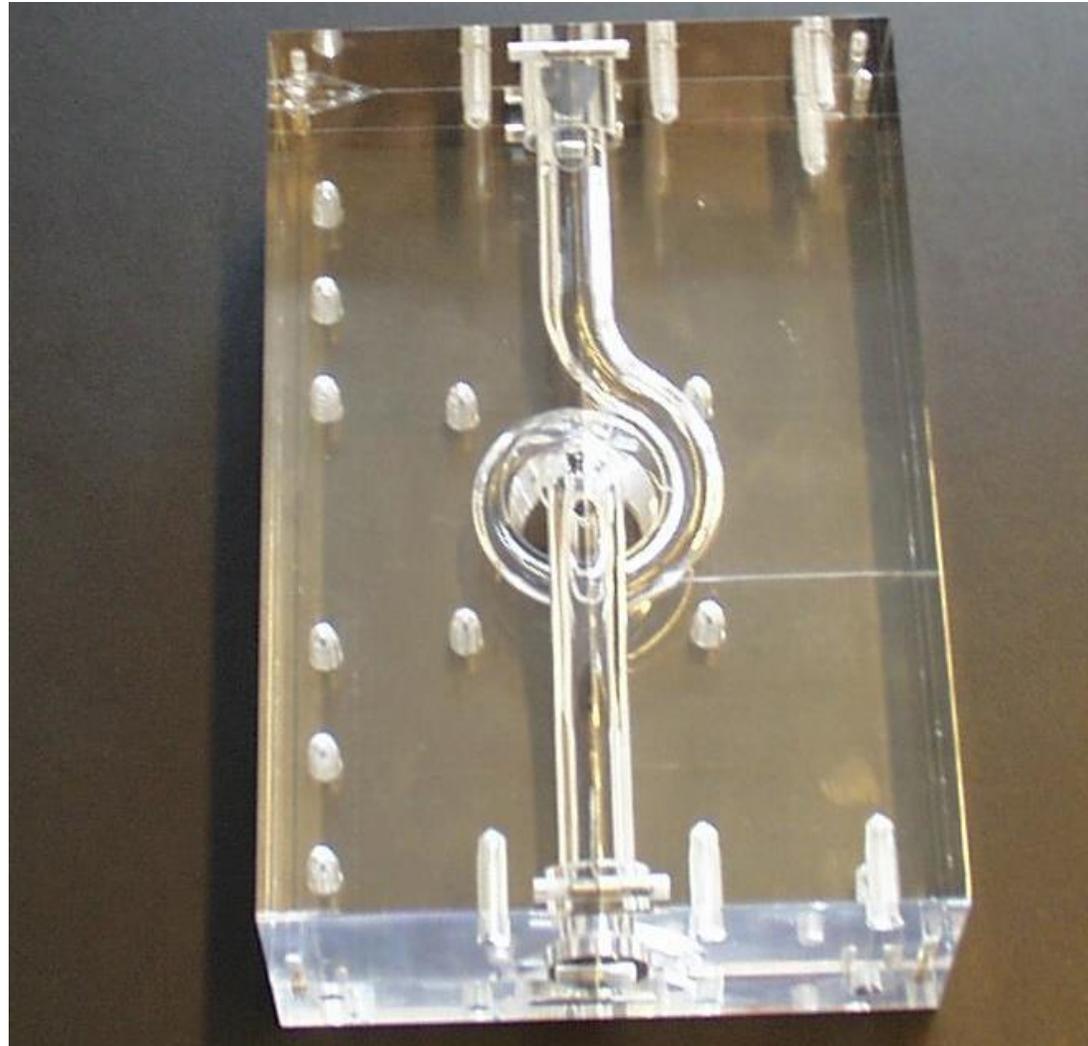
Rotierende und stehende Wand

Periodische Ränder (1:1)



Forschungsprojekt zur Validierung von Turbulenzmodellen für einen Einsatzfall

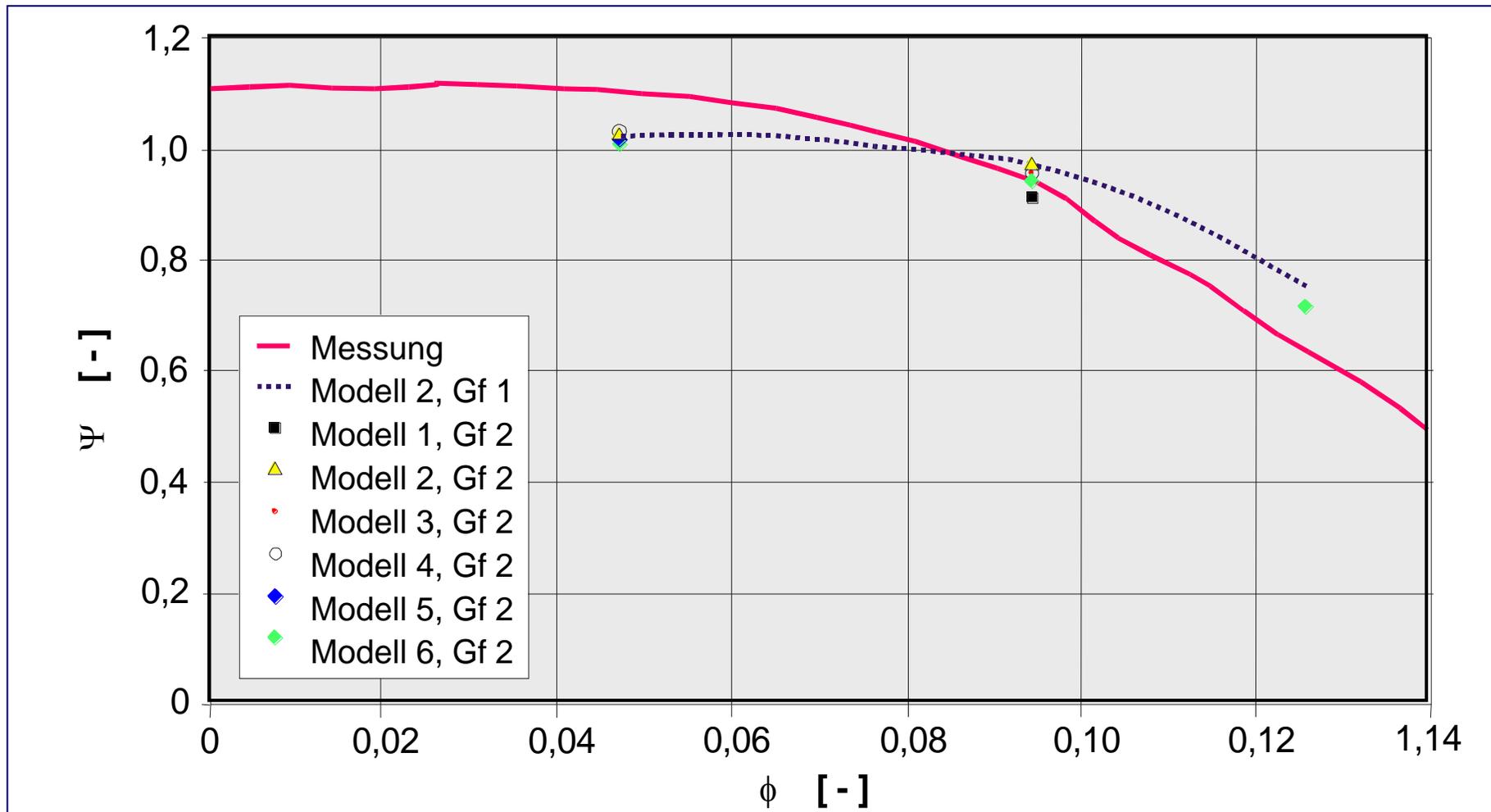




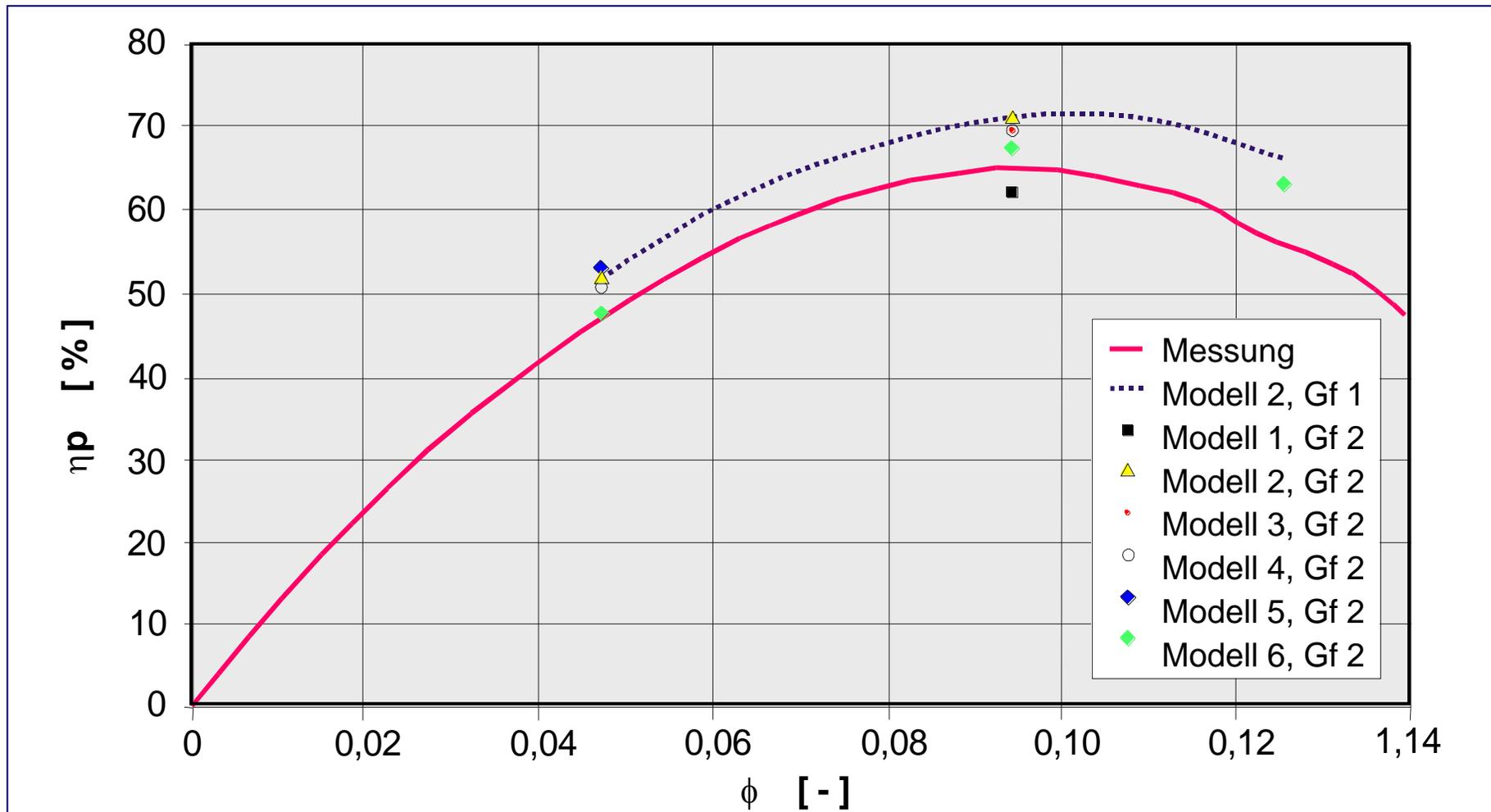
- Modell 1** - Standard k - ε Turbulenzmodell mit Nutzung des logarithmischen Wandgesetzes
- Modell 2** - Standard k - ε Turbulenzmodell mit Nutzung des logarithmischen Wandgesetzes und einer modifizierten Behandlung der viskosen Unterschicht
- Modell 3** - k - ω Turbulenzmodell
- Modell 4** - Shear-Stress-Model (SST)
- Modell 5** - Reynolds- Spannungs-Modell
- Modell 6** - Laminare Strömung

Gf1 = 600.000 Gitterpunkte; **Gf2** = 1000.000 Gitterpunkte

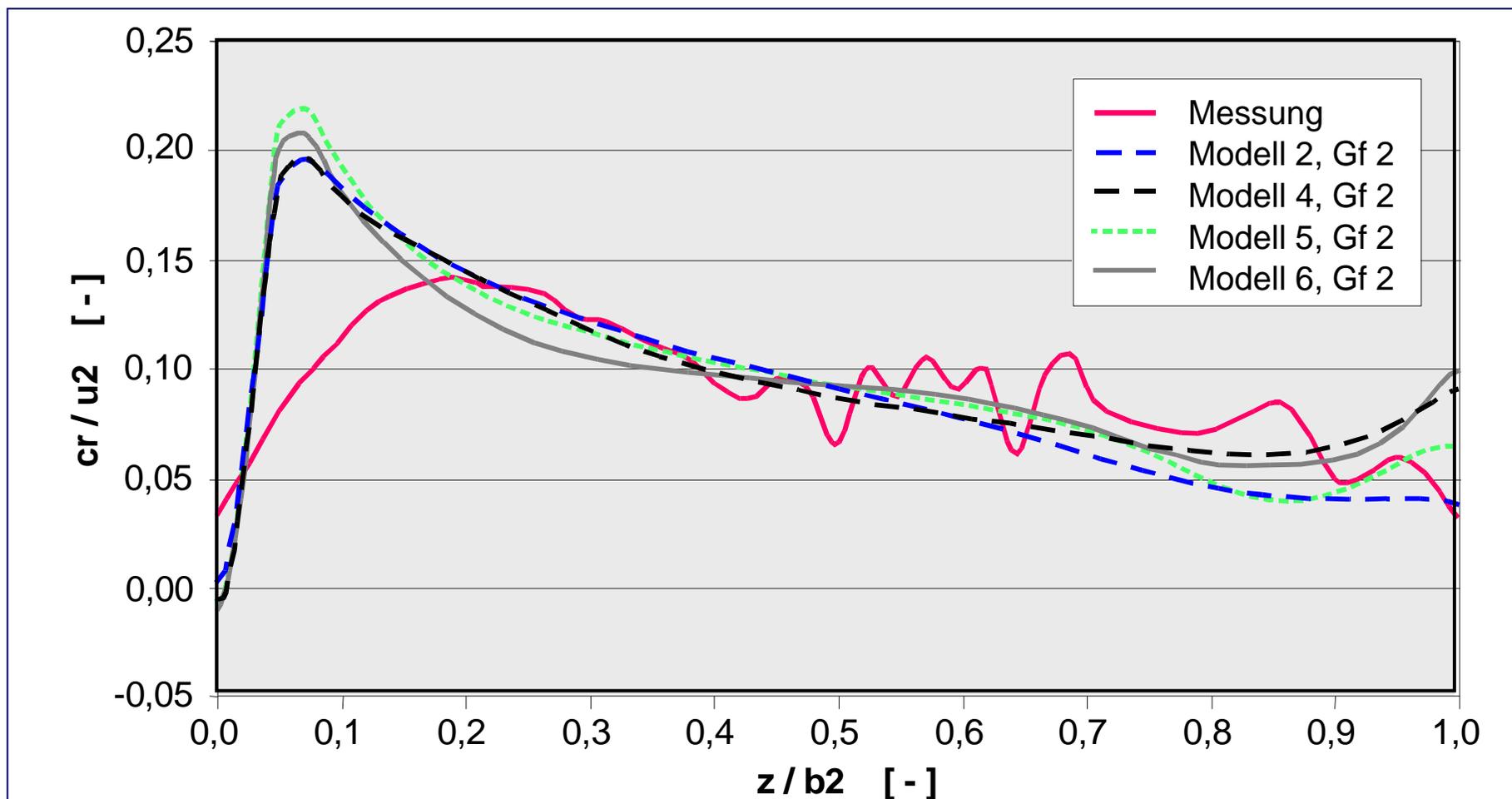
dimensionslose Darstellung der gemessenen und der gerechneten Kennlinie (Förderhöhe)



dimensionslose Darstellung der gemessenen und der gerechneten Kennlinie (Wirkungsgrad)



gemessene und gerechnete Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit c_r als Funktion der Austrittsbreite des Laufrades b_2



gemessenen und berechnete Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u als Funktion der Austrittsbreite des Laufrades b_2

