

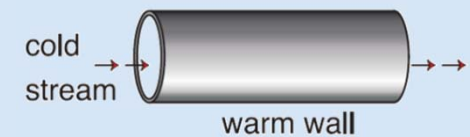
---

# Wärme- und Stoffübertragung I

## Erzwungene Konvektion durchströmter Körper

Prof. Dr.-Ing. Reinhold Kneer  
Dr.-Ing. Dr. rer. pol. Wilko Rohlf

- Erzwungene Konvektion durchströmter Körper
  - Kenntnis über die wesentlichen Unterschiede zwischen umströmten und durchströmten Körpern
  - Verständnis des hydrodynamischen und thermischen Einlaufverhaltens
  - Kenntnis über den Verlauf des lokalen und gemittelten Wärmeübergangs
  - Kenntnis über die Anwendung der logarithmischen Mitteltemperatur zur Berechnung des Gesamtwärmestroms



# Klassifikationen nach Strömungsbedingung

## Erzwungene Konvektion

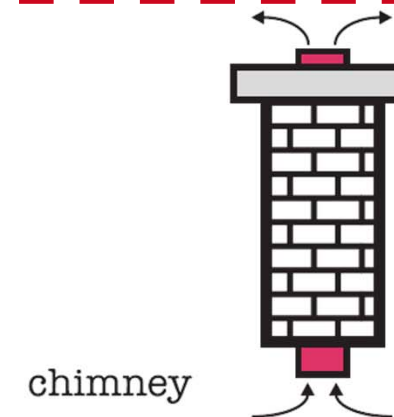
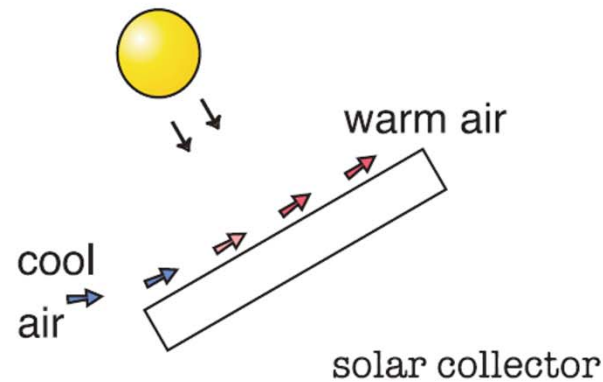
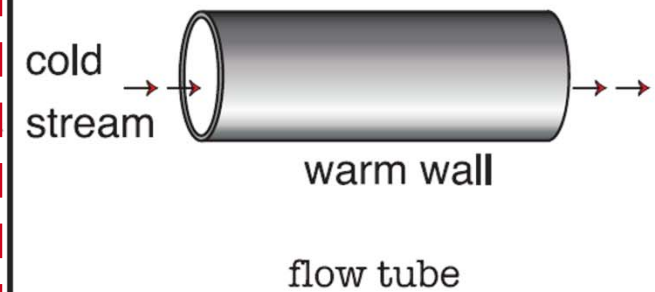
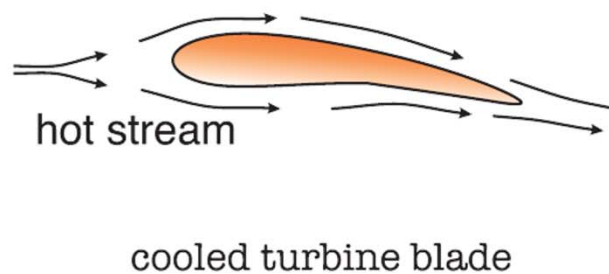
- Antrieb durch von außen erzeugte Bewegung des Fluides/Objekts

## Freie Konvektion

- Inhärenter Antrieb aufgrund der Wärmeübertragung (Dichteunterschiede)

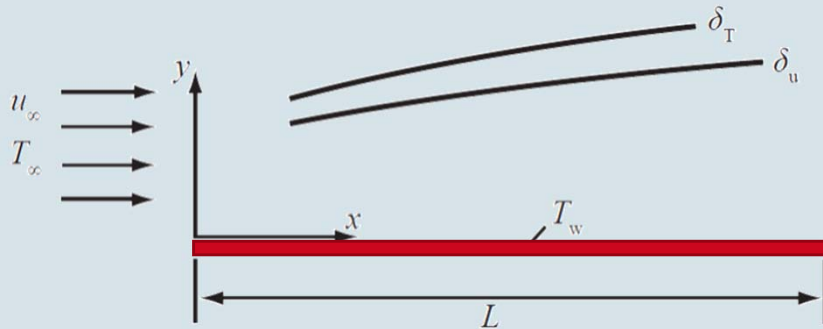
extern

intern



# Unterschied zwischen Durchströmung und Umströmung

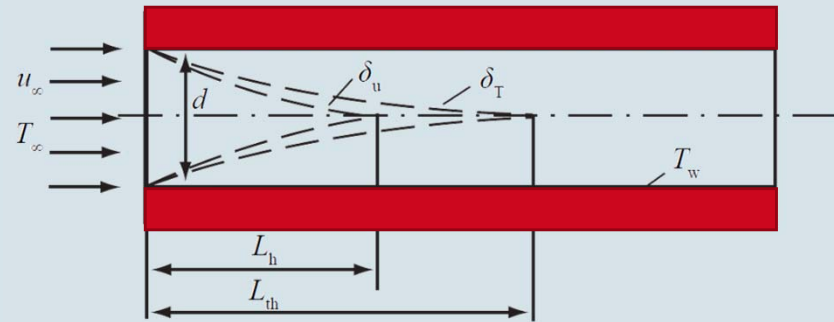
## Umströmung



- $u_{\infty}$  und  $T_{\infty}$  bleiben konstant.
- Kontinuierliches Wachstum der beiden Grenzschichten.
- Turbulenter Umschlag bei  $x_{\text{krit}}$  auch bei sehr langsamen Strömungen.
- Wärmeübergang bei isothermer Wand:

$$\dot{Q} = \alpha A (T_w - T_{\infty})$$

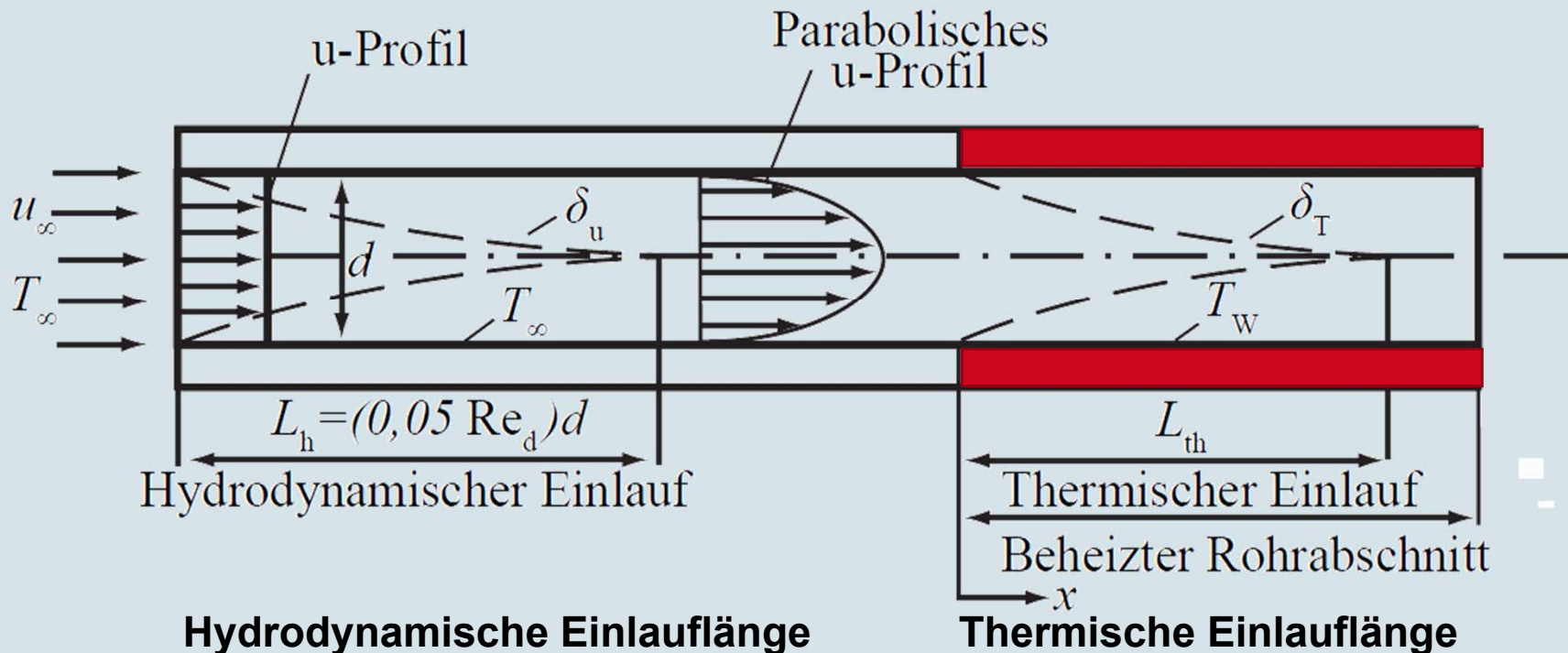
## Durchströmung



- Mittlere Geschwindigkeit  $\bar{u}$  wegen Massenerhaltung konstant.
- Zusammenwachsen der Grenzschichten, danach konstantes Geschwindigkeitsprofil.
- Laminare oder turbulente Strömung durch den gesamten Kanal abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit.
- Die kalorisch gemittelte Temperatur  $\bar{T}$  steigt und nähert sich  $T_w$  an.
- Wärmeübergang mit logarithmischer Temperaturdifferenz

# Einlaufströmung vs. ausgebildete Strömung

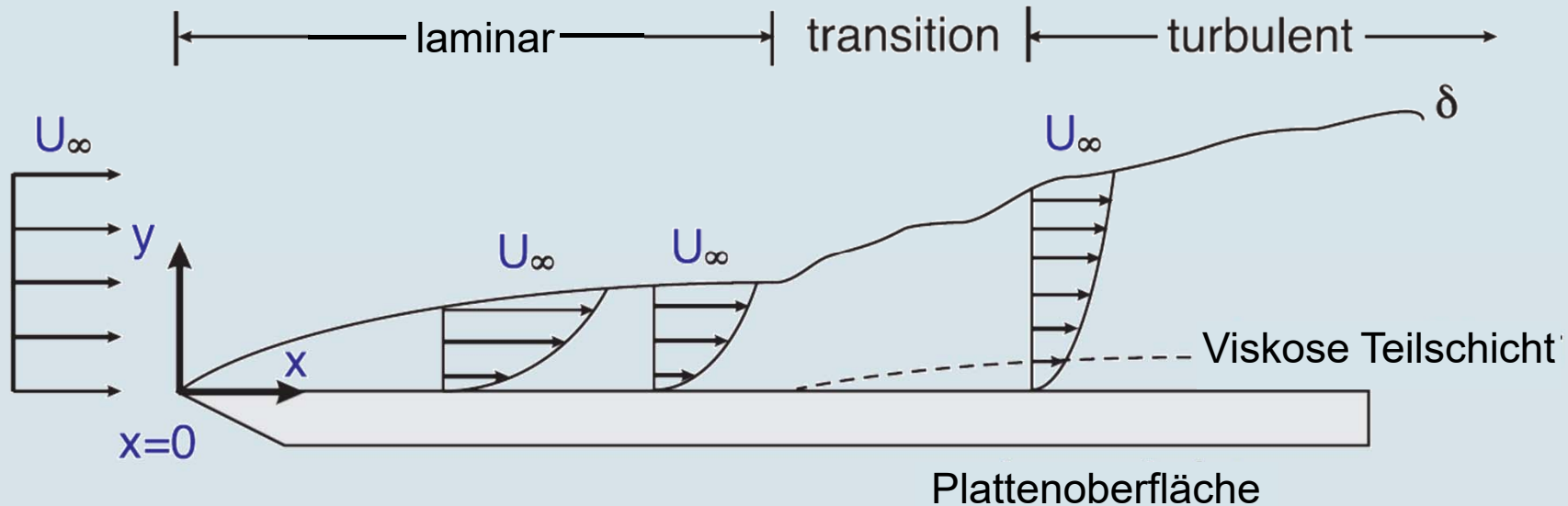
## Einlaufströmung vs. ausgebildete Strömung bei durchströmten Geometrien



- Bei Einlaufströmungen wächst die Grenzschicht bis zum Erreichen der Mitte des Strömungskanals an. Scherspannung und Wärmeübertragungsrate nehmen in der Einlaufstrecke drastisch ab.
- In ausgebildeten Strömungen sind die Grenzschichten ebenfalls voll ausgebildet. Scherspannung und Wärmeübertragungsrate nähern sich einem konstanten Wert an.

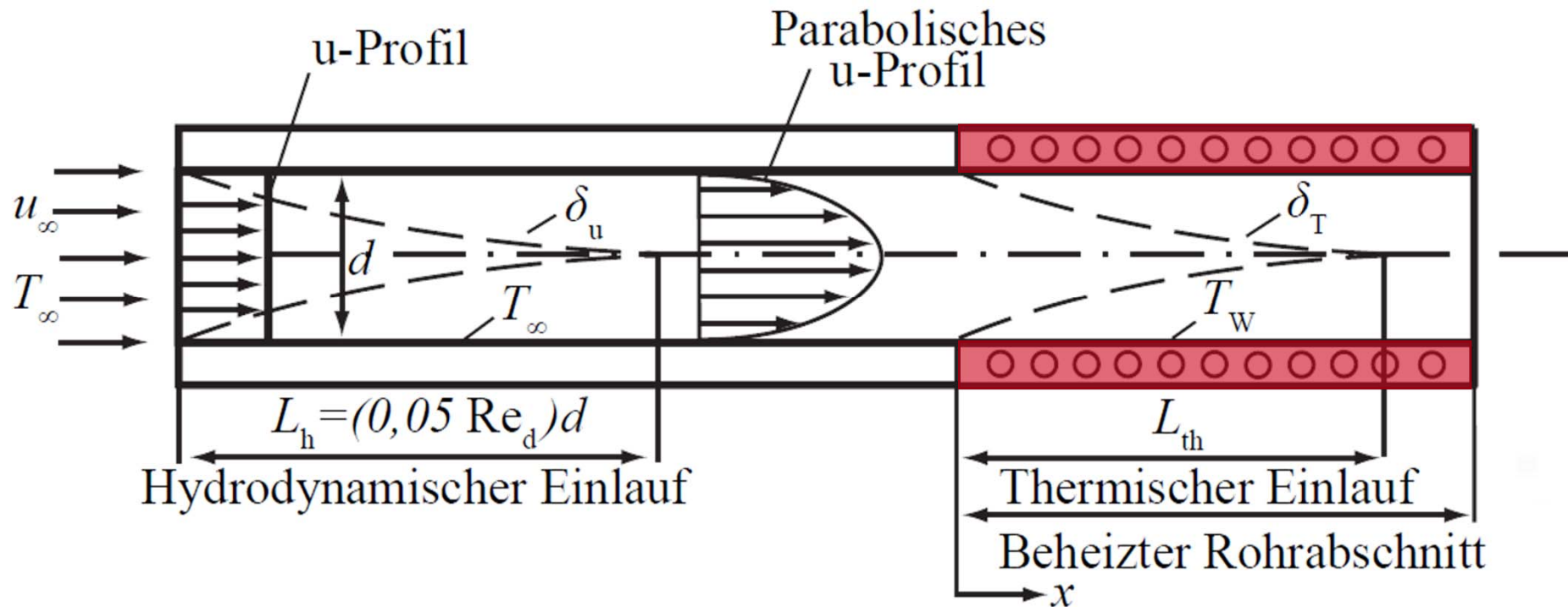
# Klassifizierung laminarer und turbulenter Strömungsformen

## Laminare vs. turbulente Strömung



- Geschwindigkeitsfluktuationen führen zu einem verstärkten Impuls- und Energietransport, insbesondere durch die Grenzschicht. Daher nehmen Scherrate und Wärmeübertragungsrate im turbulenten Regime stark zu.

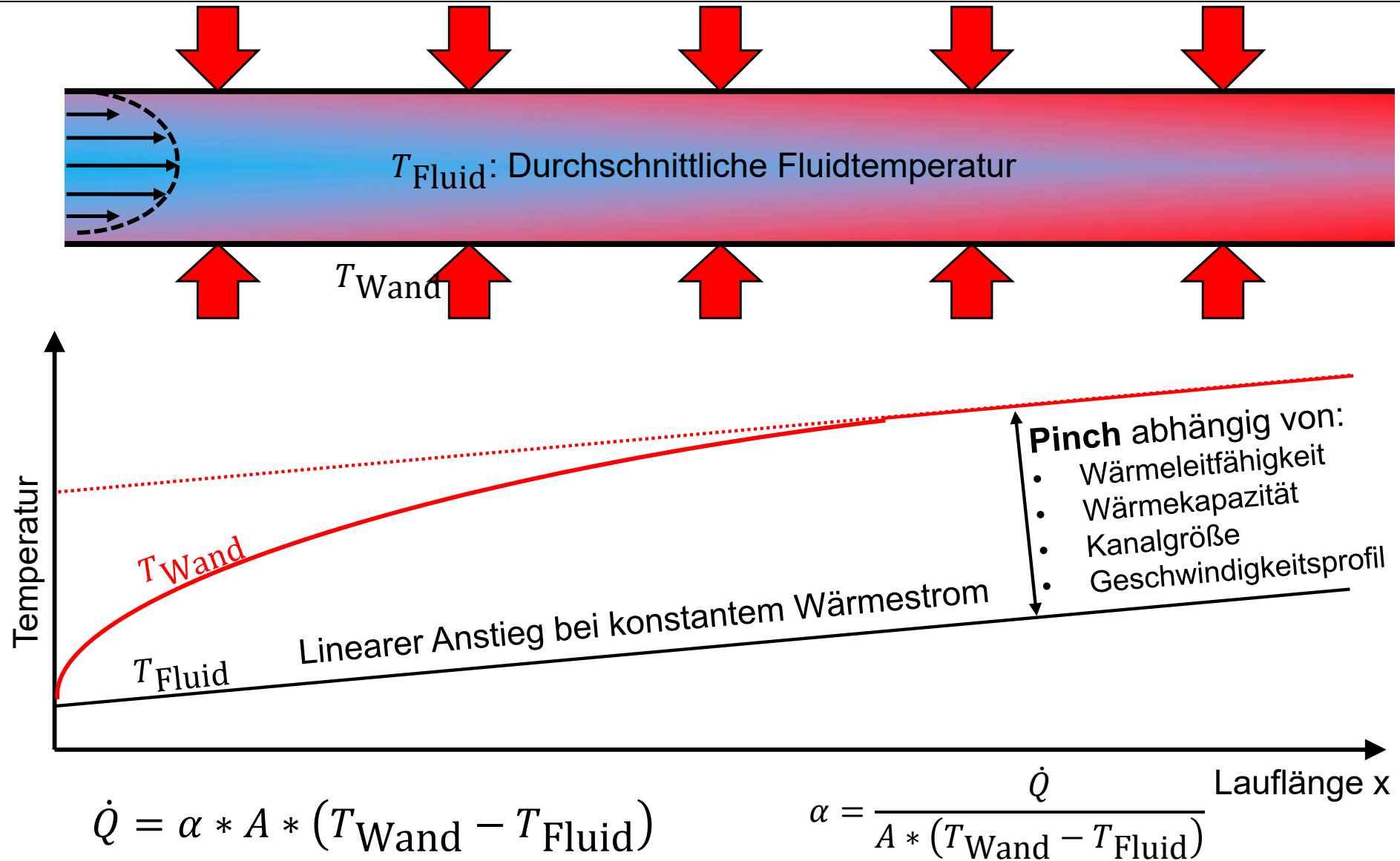
# Laminare Rohrströmung mit hydrodynamisch ausgebildeter Strömung bei Beginn des beheizten/gekühlten Rohrabschnitts und isothermer Oberfläche



Thermische Einlaulänge, nach der sich die Grenzschichten vereinen:

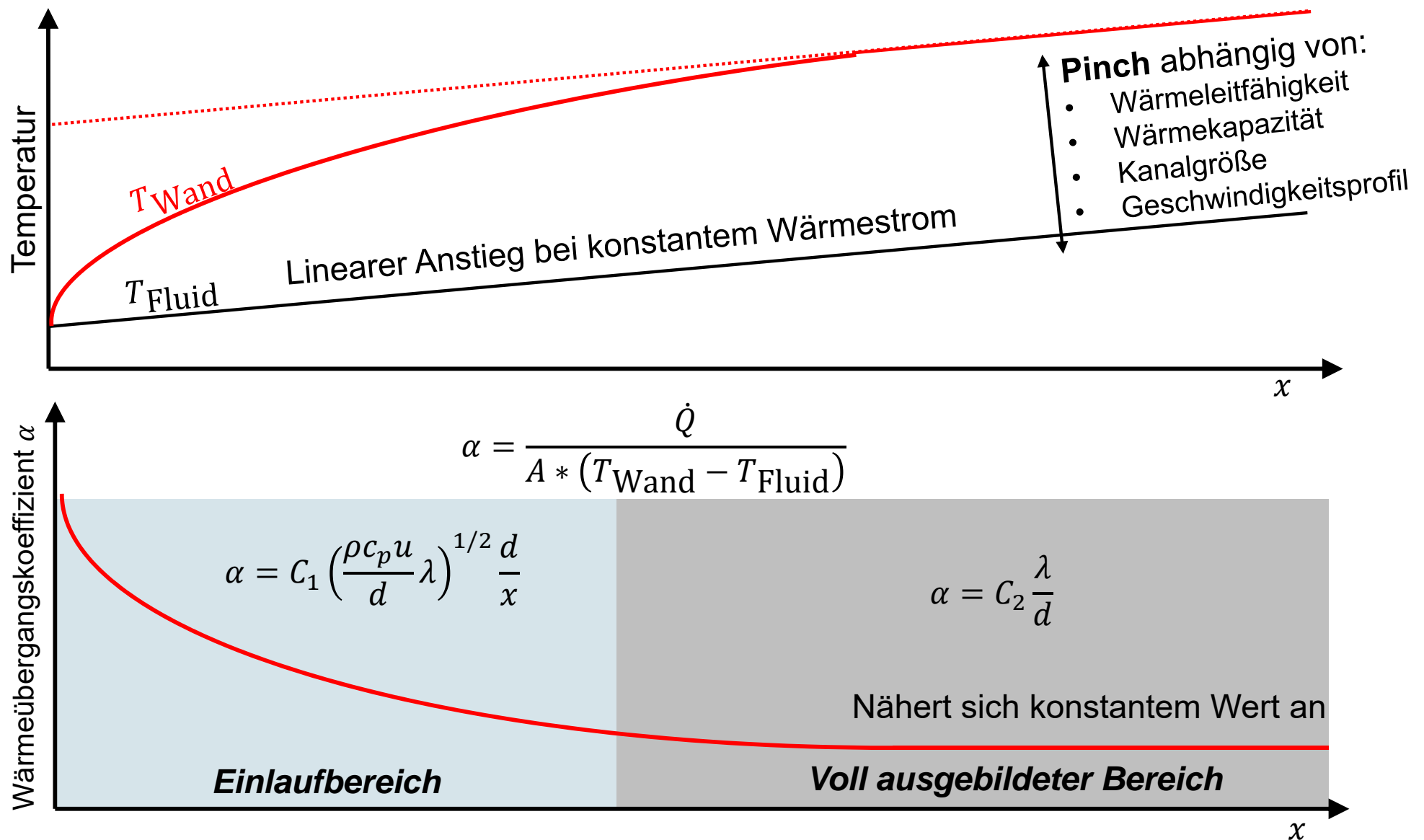
$$\frac{L_{th}}{d} \approx 0,05 Re_d Pr$$

# Beispiel einer Kanalströmung

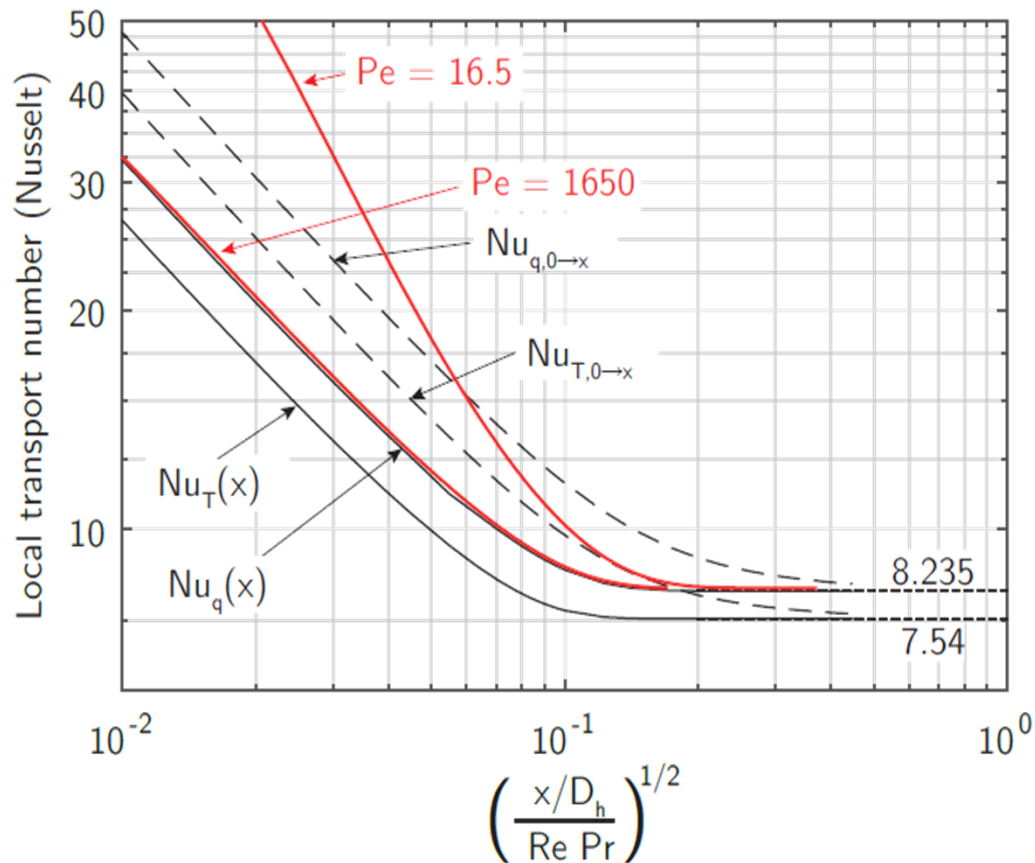




# Beispiel einer Kanalströmung



# Dimensionslose Wärmeübergangsgesetze



Nusselt-Zahl:  $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$

Reynolds-Zahl:  $Re = \frac{\rho u d}{\eta}$

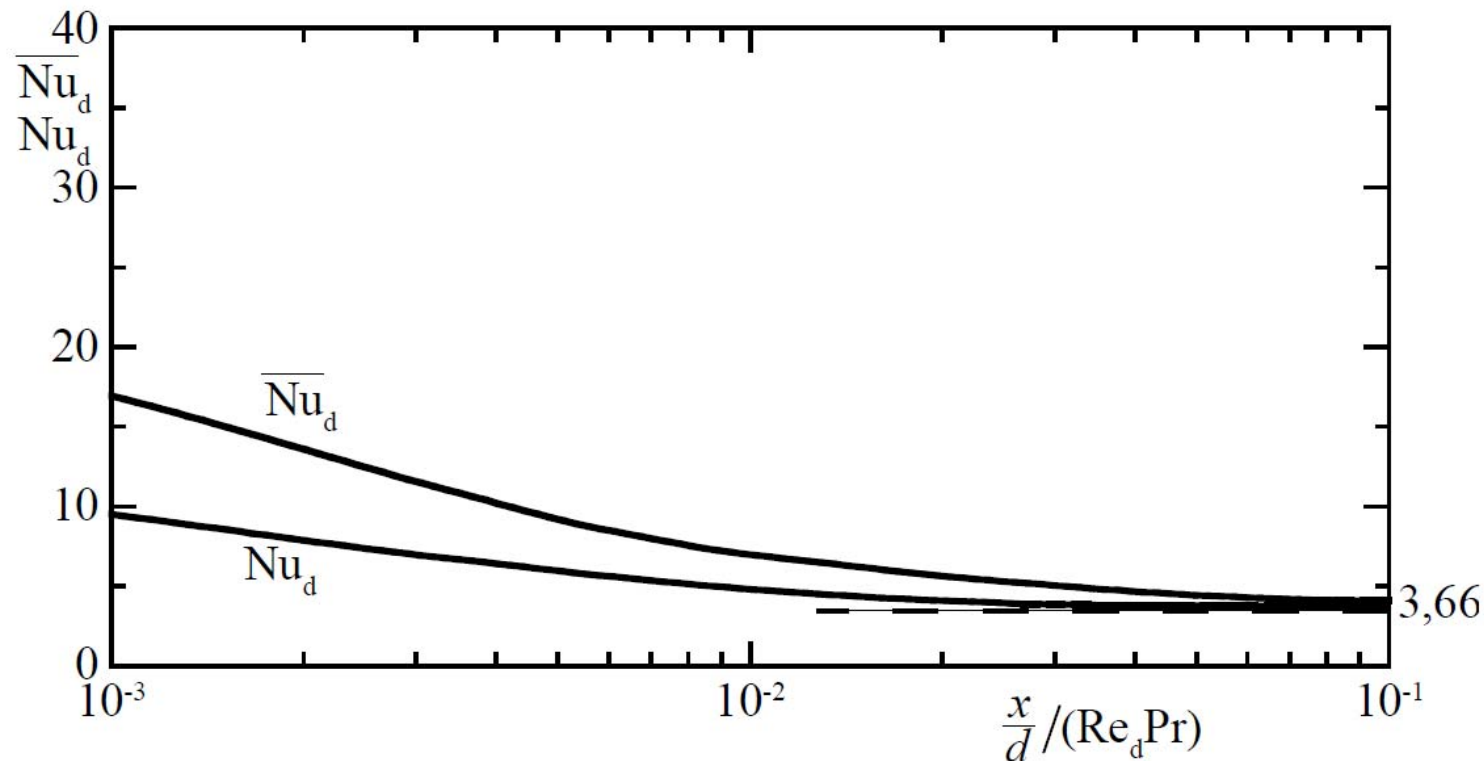
Prandtl-Zahl:  $Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}$

Péclet-Zahl:  $Pe = Re \cdot Pr$

## Notwendige Annahmen:

- Konstante Fluideigenschaften
  - Keine Scherverdünnung
  - Keine Temperaturabhängigkeit

# Laminare Rohrströmung mit hydrodynamisch ausgebildeter Strömung bei Beginn des beheizten/gekühlten Rohrabschnitts und **isothermer Oberfläche**



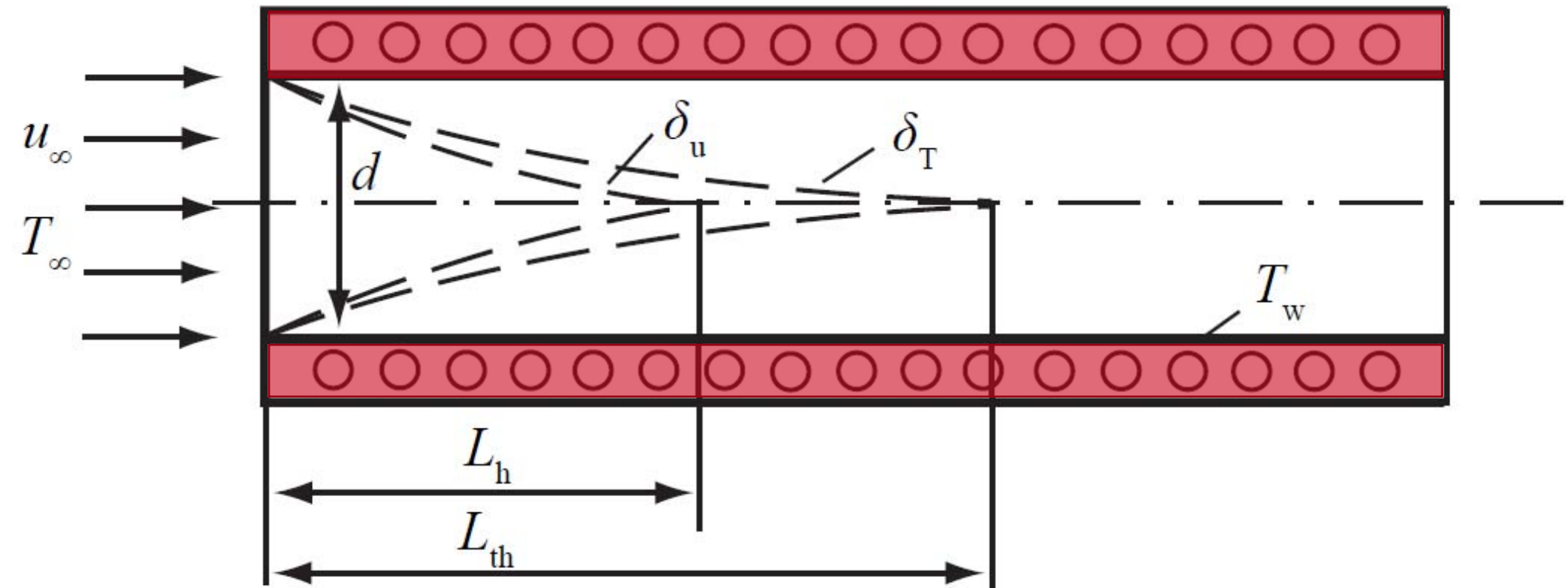
$$\overline{Nu_d} = \left( 3,66 + \frac{0,19 \left( Re_d Pr \frac{d}{L} \right)^{0,8}}{1 + 0,117 \left( Re_d Pr \frac{d}{L} \right)^{0,467}} \right) \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (\text{WÜK.12})$$

## Laminare Rohrströmung mit hydrodynamisch ausgebildeter Strömung bei Beginn des beheizten/gekühlten Rohrabschnitts und **konstanter Wärmestromdichte**

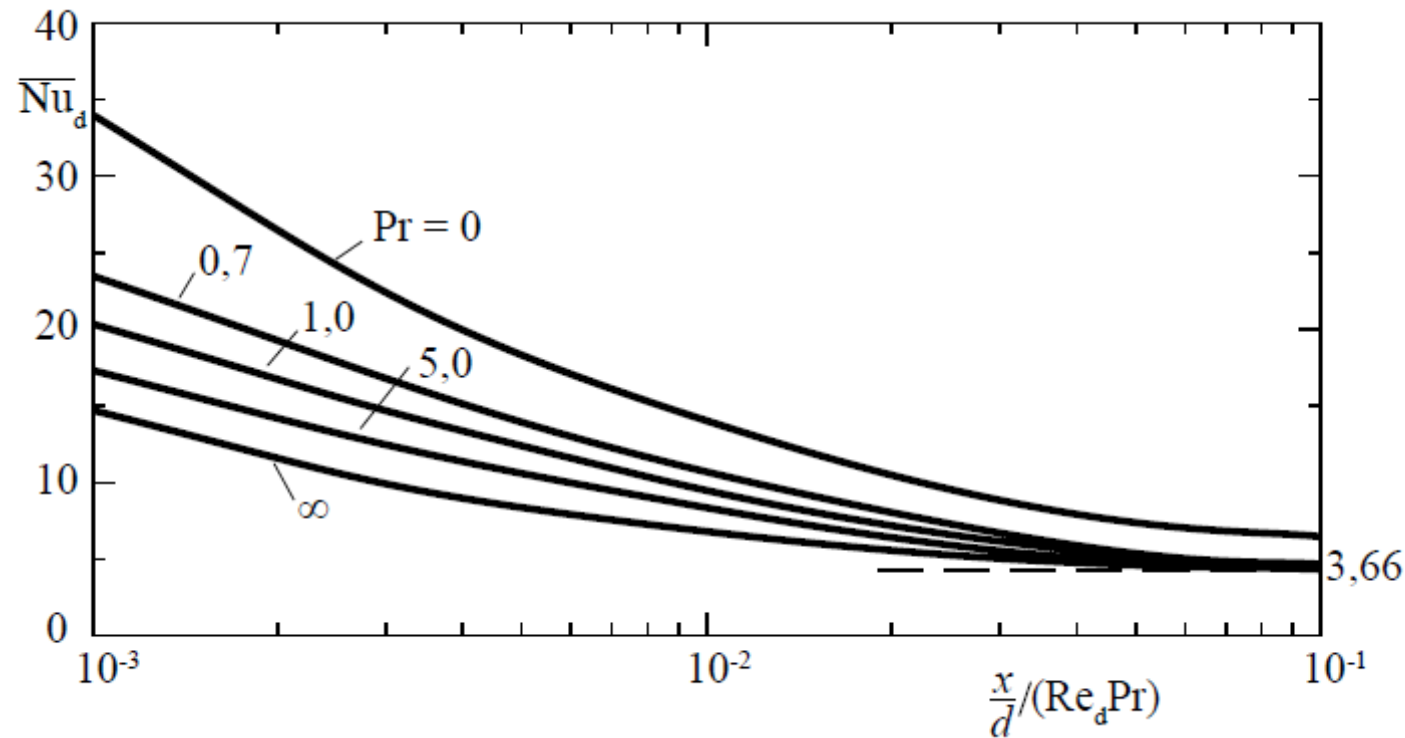
---

Wird anstelle der Wandtemperatur die Wärmestromdichte an der Wand konstant gehalten, so ergeben sich um etwa 20% höhere Wärmeübergangskoeffizienten. Der Endwert für lange Rohre beträgt für diesen Fall  $Nu_{d,\infty} = 4,36 \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}$ .

# Laminare Rohrströmung bei gleichzeitig hydrodynamischen und thermischen Einlauf und isothermer Oberfläche

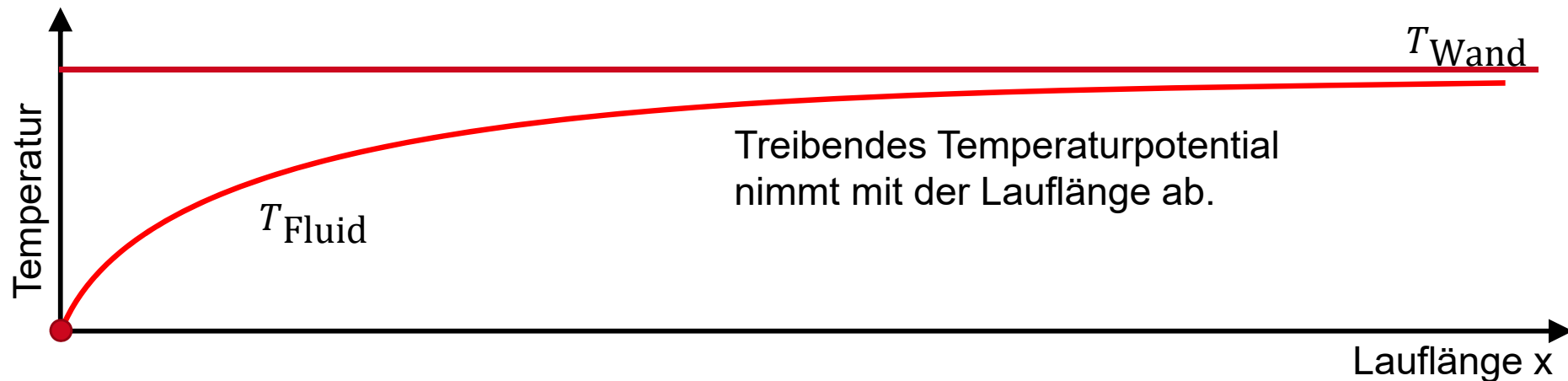


# Laminare Rohrströmung bei gleichzeitig hydrodynamischen und thermischen Einlauf und isothermer Oberfläche



$$\overline{Nu}_d = \left( 3,66 + \frac{0,0677 \left( Re_d Pr \frac{d}{L} \right)^{1,33}}{1 + 0,1 Pr \left( Re_d \frac{d}{L} \right)^{0,83}} \right) \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14}$$

# Berechnung des Wärmestroms bei erzwungener Konvektion durchströmter Körper und isothermer Oberflächen: Logarithmische Temperaturdifferenz



$$\dot{Q}_W = \bar{\alpha} A \Delta T_m$$

**Frage:** Was ist das geeignete mittlere treibende Temperaturpotential?

Aus der Integration einer lokalen Energiebilanz ergibt sich als treibendes Temperaturpotential:

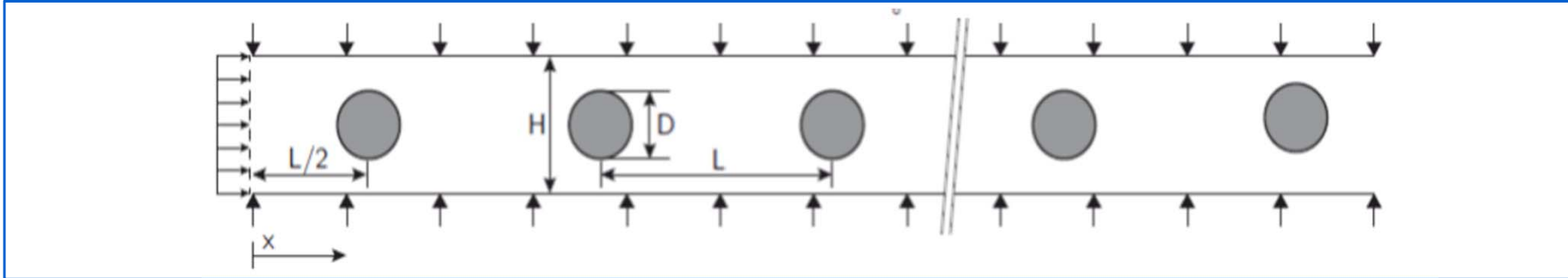
$$\Delta T_m = \Delta T_{\ln} \equiv \frac{\Delta T_{\text{Eintritt}} - \Delta T_{\text{Austritt}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{Eintritt}}}{\Delta T_{\text{Austritt}}}}$$

Für die Bestimmung der Stoffeigenschaften ist die über die Rohrlänge gemittelte Fluidtemperatur zu verwenden:

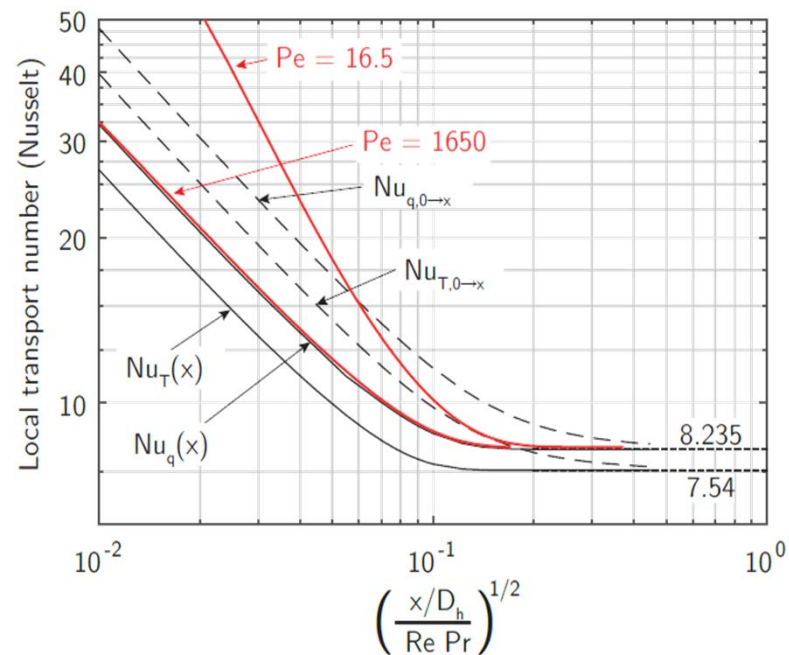
$$T_{\text{St}} = \frac{T_{\text{fl,Austritt}} + T_{\text{fl,Eintritt}}}{2}$$

# Einfluss von komplexen Einbauten auf den Wärmeübergang laminarer Kanalströmungen

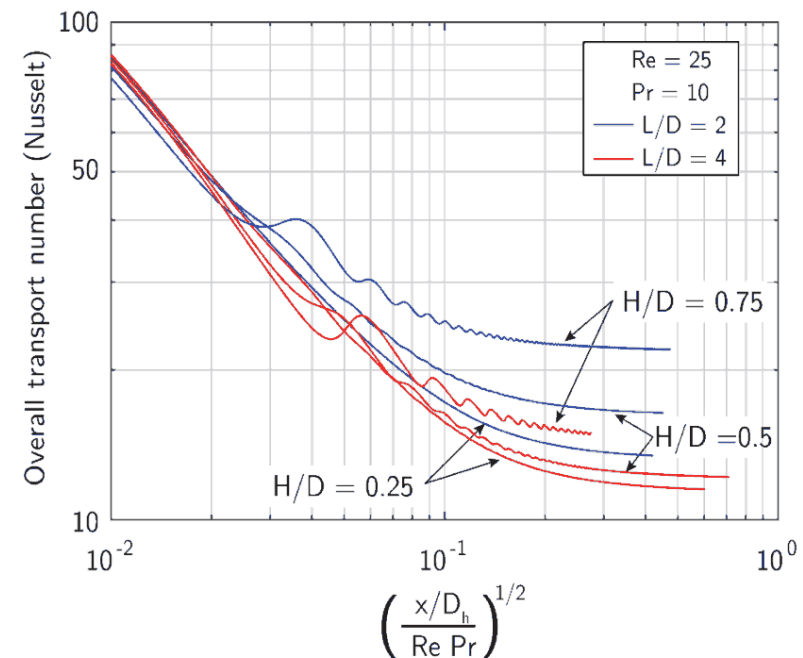
## Simulation einer langen Kanalströmung: Erfassung von Einlasslängen-Effekten



Stationäre, laminare Bedingungen ohne Hindernisse

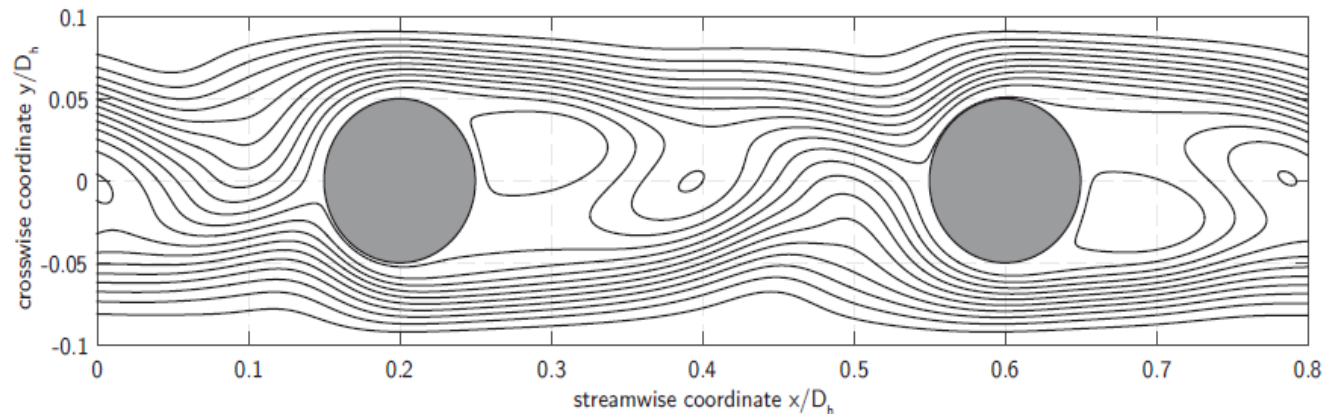


Stationärer, laminarer Fluss mit Hindernissen

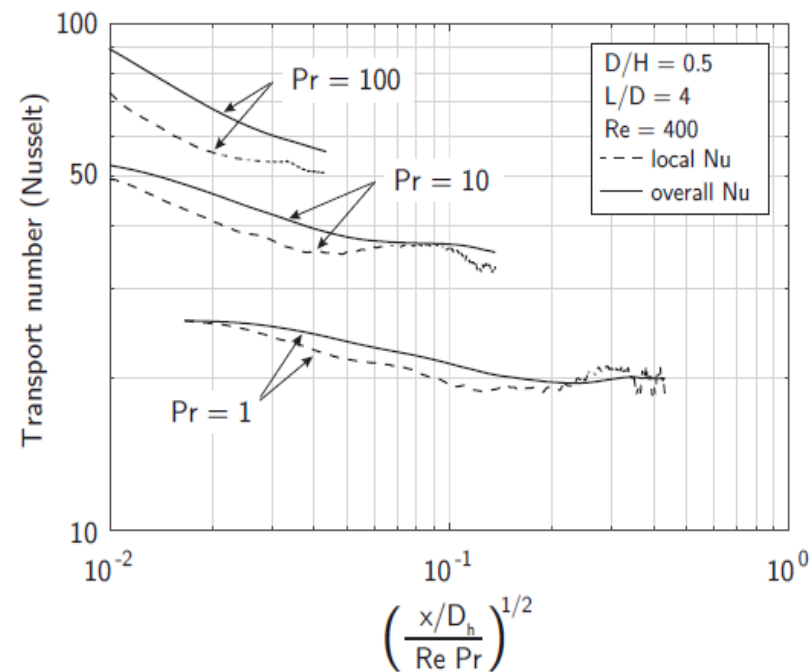




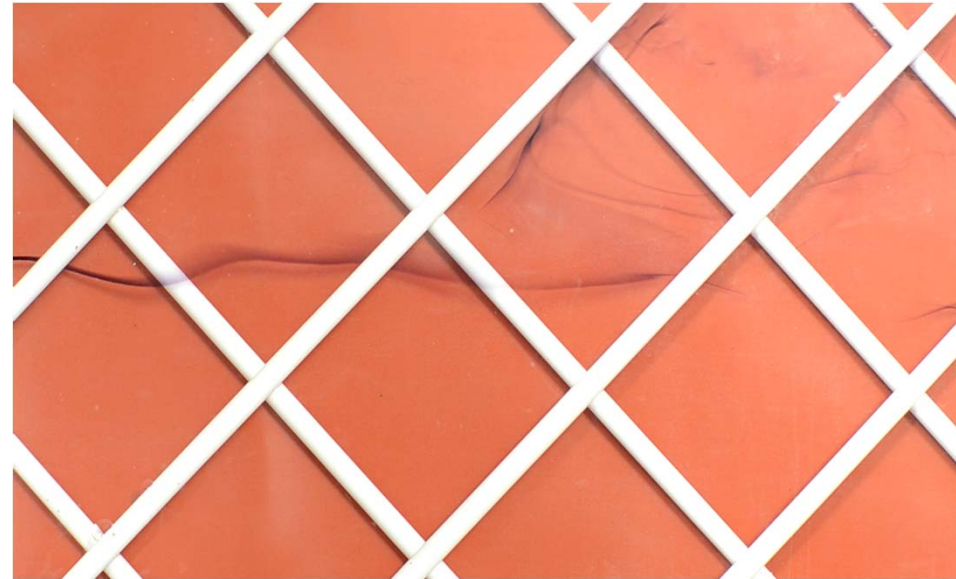
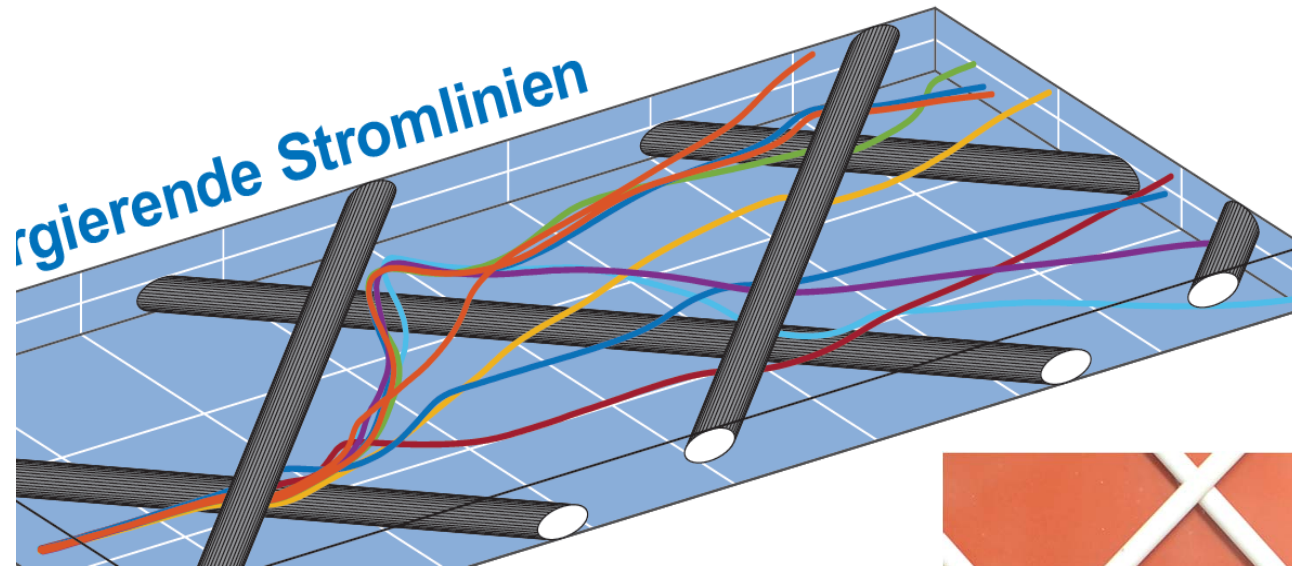
# Verlust der Selbstähnlichkeit durch instationäres Strömungsverhalten



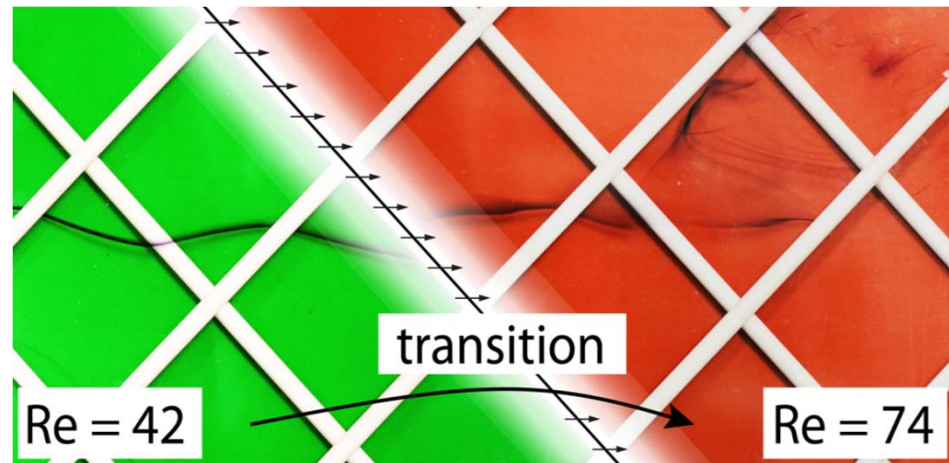
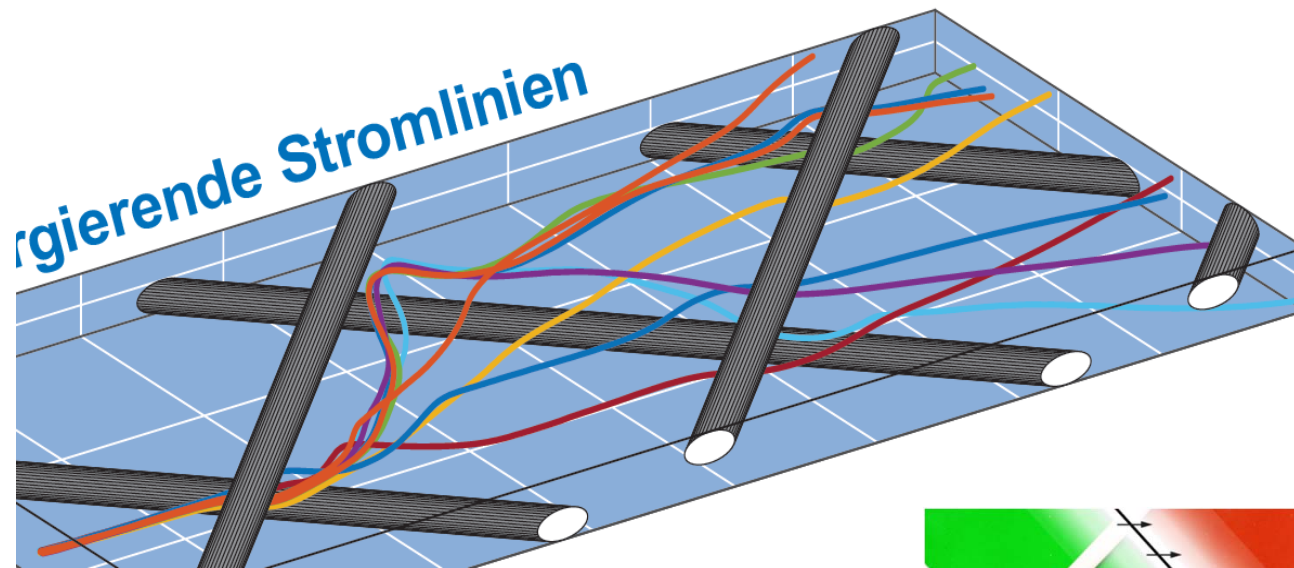
Instationäre laminare Strömung mit Wirbelablösung



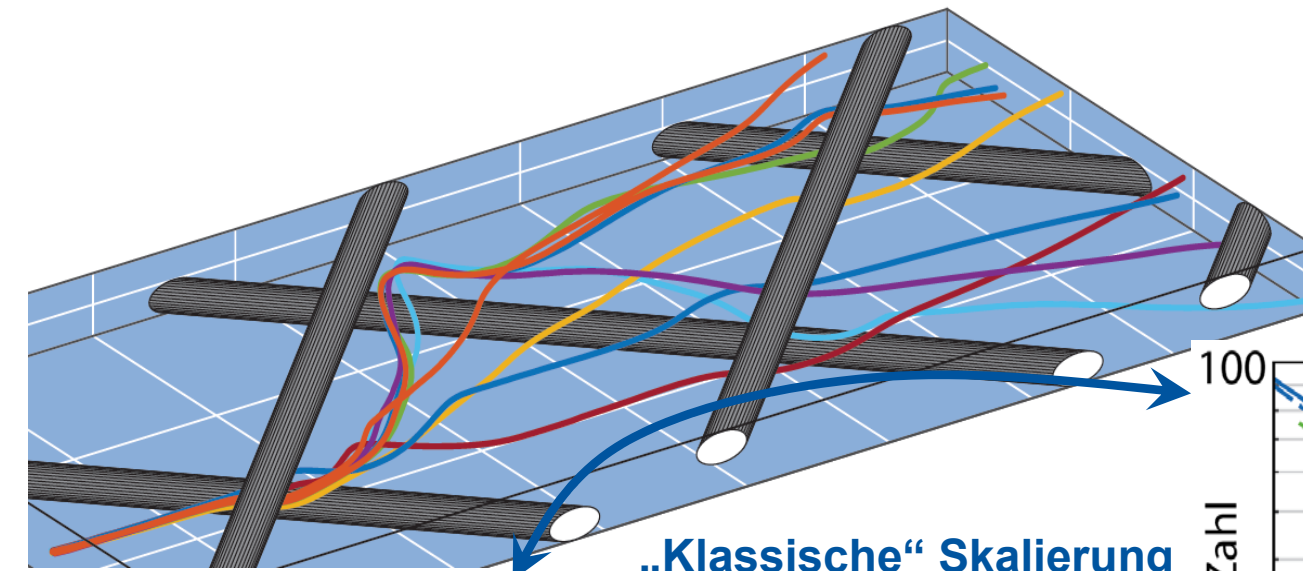
# Verlust der Selbstähnlichkeit durch instationäres Strömungsverhalten



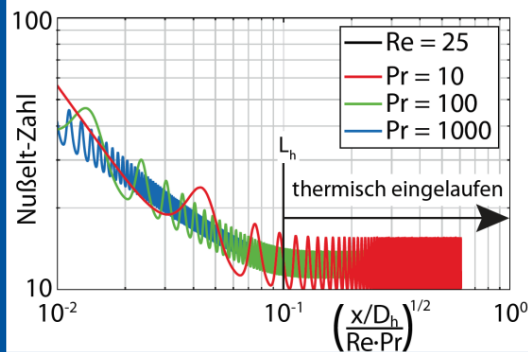
# Verlust der Selbstähnlichkeit durch instationäres Strömungsverhalten



# Verlust der Selbstähnlichkeit durch instationäres Strömungsverhalten



**2D channel**



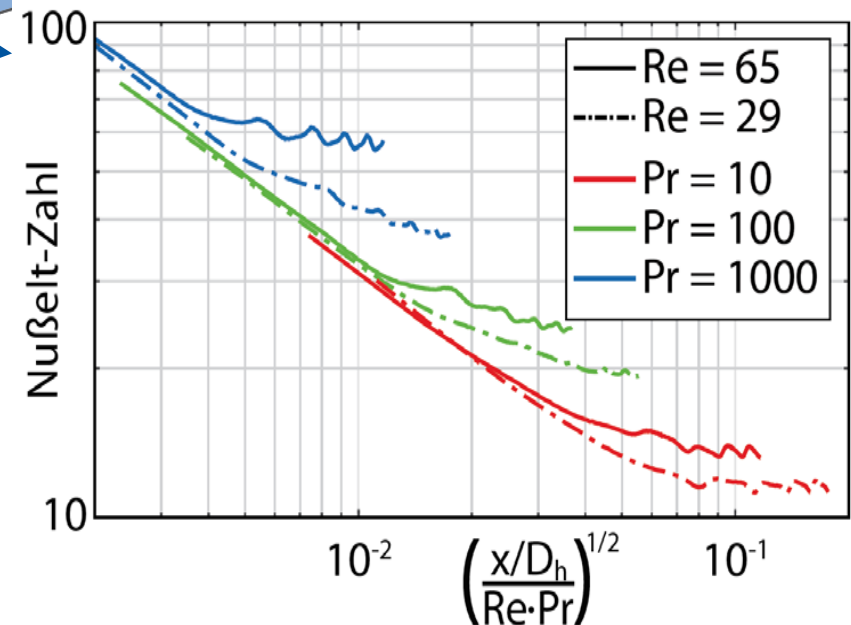
„Klassische“ Skalierung geht verloren

→ Zusätzlicher Freiheitsgrad

→ Divergierende Pfade

Lokaler Wärmeübergang

→ Abhängig von Prandtl-Zahl



## Turbulente Rohrströmung bei isothermer Wandtemperatur

---

$$\overline{Nu_d} = 0,0235 \left( Re_d^{0,8} - 230 \right) \left( 1,8 Pr^{0,3} - 0,8 \right) \left( 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \left( \frac{\eta}{\eta_W} \right)^{0,14} \quad (WÜK.14)$$

$$\begin{aligned} &\text{für} \quad 0,6 < Pr < 500 \quad \frac{L}{d} > 1 \\ &\text{und} \quad Re_d > 2300 \end{aligned}$$

In vielen Fällen genügt anstelle der Gl. (WÜK.14) die einfachere Beziehung:

$$\overline{Nu_d} = 0,027 Re_d^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\eta}{\eta_W} \right)^{0,14} \quad (WÜK.15)$$

$$\text{und} \quad 3000 < Re_d < 10^5 \quad \frac{L}{d} > 40$$



# Verständnisfragen

---

**Welche Kennzahl kann zur Charakterisierung des Umschlagpunkts von einer laminaren zu einer turbulenten Rohrströmung herangezogen werden?**

**Warum ist der lokale Wärmeübergangskoeffizient immer niedriger als der gemittelte Wärmeübergangskoeffizient?**

**Welchen Einfluss hat die Einlauflänge auf das Temperaturprofil?**

**Wann nähern sich die unterschiedlichen Grenzschichten einer Rohrströmung an?**