

Einfluss der Diskretisierung auf die Übertragungsleistung von Wärmetauschermodellen

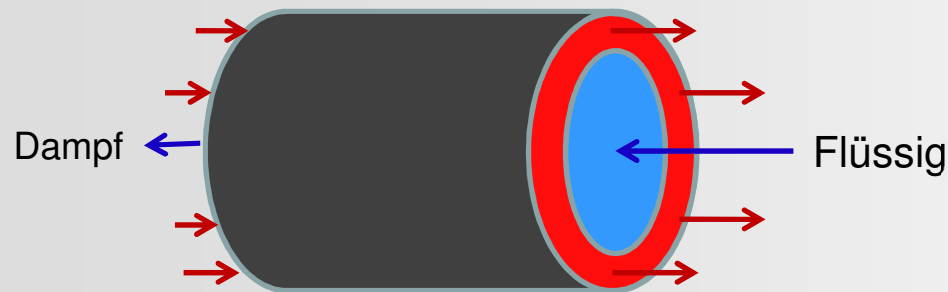
Ala Renz

1. Motivation
2. Finite Volumen Ansatz
3. Simulationsergebnisse
4. Alternative: NTU Ansatz

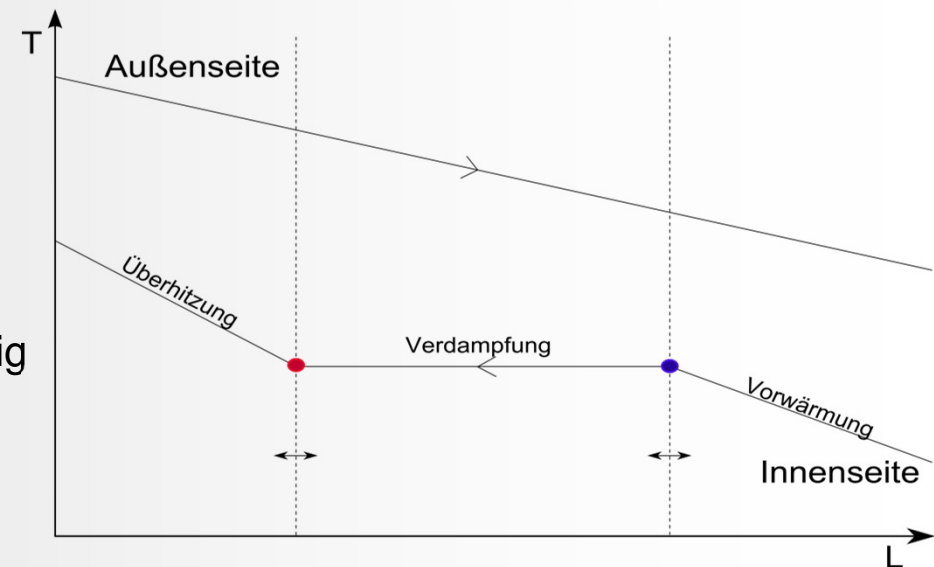
- Simulation eines reinen Gegenstromwärmeübertragers mit auftretendem Phasenwechsel

Querschnitt des HEX

- Außenseite: Wasserdampf rein und Wasserdampf raus
- Innenseite: Wasser flüssig rein Wasserdampf raus



Temperaturverlauf über die Länge des HEX

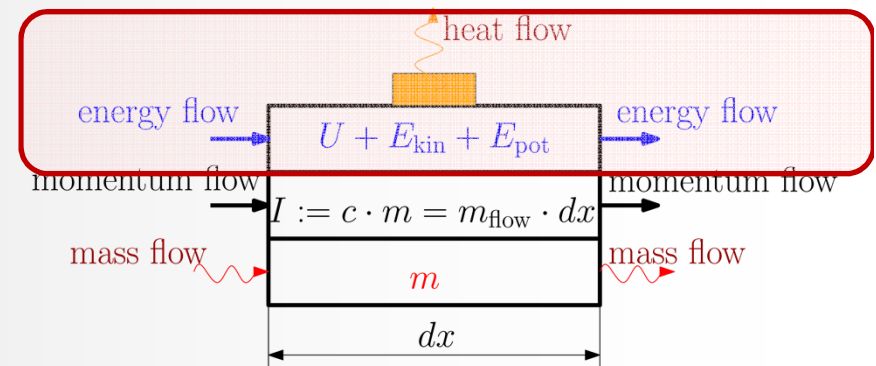


Energiebilanz

$$\begin{aligned} \frac{d h[i]}{d t} = & \frac{1}{m[i]} \left(H_{\text{flow}}[i] - H_{\text{flow}}[i + 1] + Q_{\text{flow}}[i] + \frac{d p[i]}{d t} V[i] \right. \\ & + E_{\text{kin,flow}}[i] - E_{\text{kin,flow}}[i + 1] + E_{\text{pot,flow}}[i] - E_{\text{pot,flow}}[i + 1] \\ & \left. - h[i] V[i] \frac{d \rho[i]}{d t} - \frac{d E_{\text{kin}}[i]}{d t} - \frac{d E_{\text{pot}}[i]}{d t} \right) \end{aligned}$$

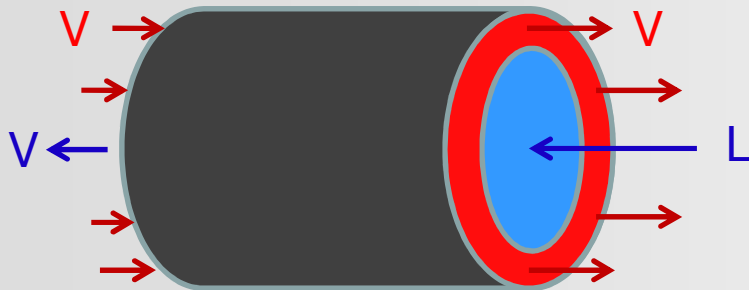
Vereinfachte Energiebilanz

$$\begin{aligned} \frac{d h[i]}{d t} = & \frac{1}{m[i]} \left(H_{\text{flow}}[i] - H_{\text{flow}}[i + 1] + Q_{\text{flow}}[i] + \frac{d p[i]}{d t} V[i] \right. \\ & \left. - h[i] V[i] \frac{d \rho[i]}{d t} \right) \end{aligned}$$

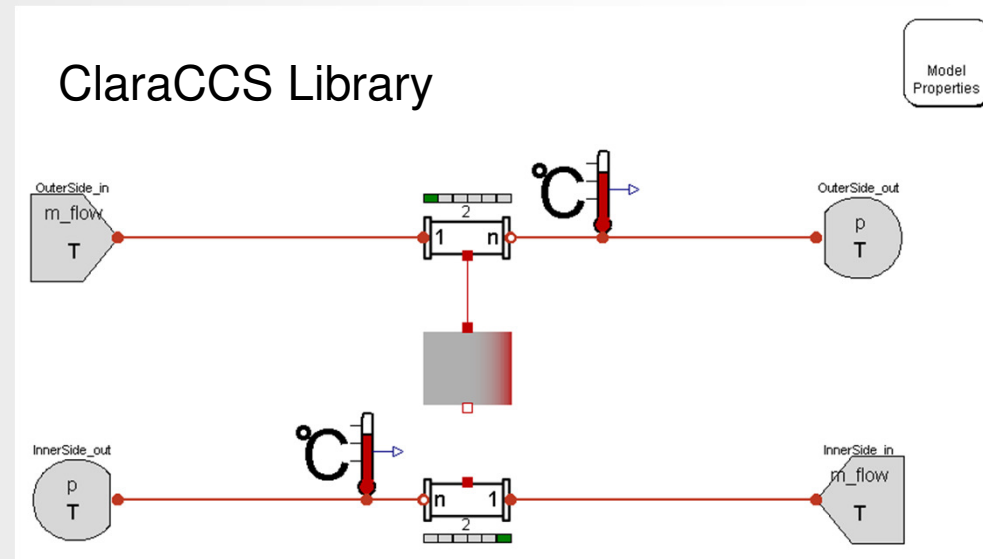


Querschnitt des HEX

- Außenseite: Wasserdampf rein und Wasserdampf raus
- Innenseite: Wasser flüssig rein Wasserdampf raus



Simulationsmodell

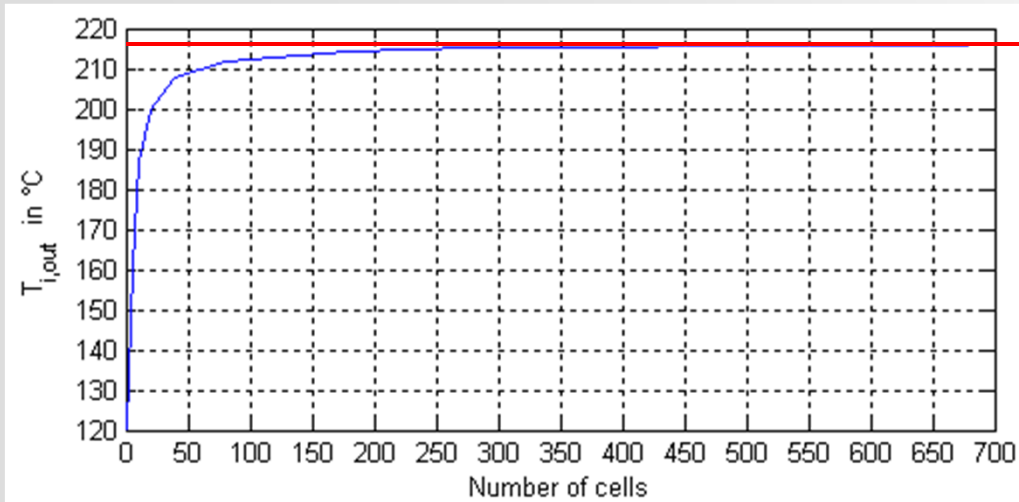


- Szenario: Innenseitige Verdampfung (Beispiel aus der Kraftwerkstechnik)

parameter SI.Temperature	T_i_in	= 100+273.15	"Inlet temperature of inner pipe (cold side)";
parameter SI.Temperature	T_o_in	= 300+273.15	"Outlet temperature of outer pipe (hot side)";
parameter SI.MassFlowRate	m_flow_i	= 10	"Mass flow rate of inner pipe (cold side)";
parameter SI.MassFlowRate	m_flow_o	= 100	"Mass flow rate of outer pipe (hot side)";
parameter SI.Pressure	p_i	= 2e5	"Pressure of inner pipe (cold side)";
parameter SI.Pressure	p_o	= 300e5	"Pressure of outer pipe (hot side)(cold side)";
parameter Integer	Nt	= 200	"Number of parallel tubes";
parameter SI.Length	d_i	= 0.05*2	"Inner diameter of inner pipe (hot side)";
parameter SI.Length	d_o	= (0.05+1e-6)*2	"Inner diameter of outer pipe (hot side)";
parameter SI.Length	L	= 4	"Length of pipes";
parameter Integer	nCells	= <u> </u>	"Number of cells"; Zellenanzahl wird variiert !!

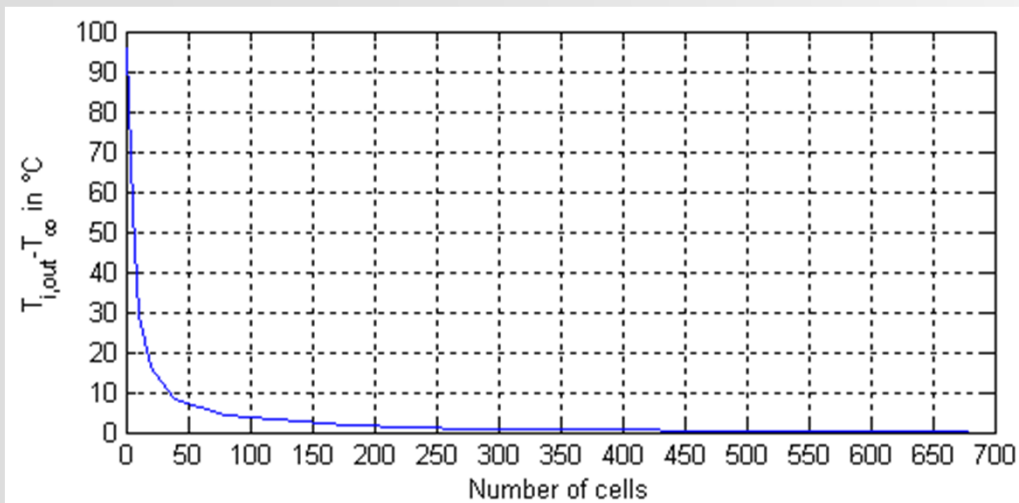
Simulationsergebnis

- Austrittstemperatur auf der Innenseite des FVM in Abhängigkeit der Zellenanzahl



T_{∞}

→ Austrittstemperatur konvergiert gegen ca. 216 °C



→ Änderung der Austrittstemp. strebt gegen Null

Simulationsergebnis

- Fehler des FVM in Abhängigkeit der Zellenanzahl

Number of cells	$T_{i,out}$	$T_{i,out} - T_{\infty}$
1	120.225	95.775
5	160.667	55.333
10	186.529	29.471
20	199.576	16.424
40	207.654	8.346
80	211.886	4.114
180	214.406	1.594
280	215.110	0.890
380	215.454	0.546
480	215.650	0.350
580	215.833	0.167
680	215.874	0.126

Number of cells	Err in %
1	44.340
5	25.617
10	13.644
20	7.604
40	3.864
80	1.905
180	0.738
280	0.412
380	0.253
480	0.162
580	0.077
680	0.058

$$\text{Err} = \frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty}} \cdot 100 \quad [\%]$$

mit $T_{\infty} = 216^{\circ}\text{C}$

Grundlegende Information zum NTU Ansatz

- Herleitung aus stationärer Energiebilanz und Wärmedurchgangsgleichung
- Annahme konstanter Stoffdaten und Wärmeübergangskoeffizienten
- Kein Wärmeverlust an die Umgebung (ideal isolierte Außenwand)
- Keine axiale Wärmeleitung

Alternative: NTU Ansatz

- Stationärer Vergleich des FVM (580 Zellen) mit dem NTU (Number of Transfer Units) Modell aus der ClaRaCCS-Bibliothek

Model	$T_{i,out}$ in °C	$T_{o,out}$ in °C
NTU model	216.111	248.29
Discretized model (580 cells)	215.883	248.30

→ Abweichung auf der Innenseite beträgt 0.228 °C

→ Abweichung auf der Außenseite beträgt 0.010 °C

CPU-Time

- FVM (580 Zellen) : 550 s
- NTU-Modell: 0.1 s

Mehr zum Forschungsprojekt DynCap und zur ClaRaCCS-Library unter:
<http://www.xrg-simulation.de/de/forschung/dyncap>