

## HP-BIG - Senkung des Wärmepreises bei solarthermischen Grossanlagen mit Heatpipe-Vakuumröhrenkollektoren

### Resultate des Arbeitspaketes «Thermohydraulik»



Abbildung 1.1 Quelle: Akotec GmbH

Prof. Dr. Ralph Eismann

Muttenz, 11.12.2025

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
1 Einleitung	4
1.1 Problemstellung	4
1.2 Methoden	5
1.2.1 Modelle für die Rohrnetzanalyse	5
1.2.2 Softwareplattformen und verfügbare Bibliotheken	5
2 Begriffe und Vereinbarungen	5
3 Anwendung des Simulationsprogramms	7
3.1 Beispiel mit 6 Reihen und je 10 Modulen	7
3.1.1 Feldanordnung und Leitungslängen festlegen	7
3.1.2 Leitungsquerschnitte und Druckverlust bestimmen	7
3.1.3 Auswahl und Modellierung der Pumpe	10
3.1.4 Stationäre Nennleistung des Kollektorfeldes	11
3.1.5 Transiente Analyse	12
3.2 Beispiel in Anlehnung an die Anlage «Schönwald»	21
4 Thermohydraulisches Modell	25
4.1 Thermisches Kollektormodell	26
4.1.1 Wirkungsgrad	26
4.2 Wärmetransport stationär	27
4.3 Wärmetransport transient	27
4.3.1 Wärmekapazität	27
4.3.2 Bilanzgleichungen des Wärmetransports	27
4.4 Druckverlust	28
4.4.1 Reibungsdruckverlust in zylindrischen Rohren	28
4.4.2 Druckverlust in der Sammelleitung von Kollektormodulen	29
4.4.3 Lokale Druckverluste in Armaturen Rohrverbindungen und T-Verbindungen	31
4.5 Rohrnetzanalyse - stationär	31
4.6 Rohrnetzanalyse - transient	33
4.6.1 Impulserhaltungsgleichung	33
4.6.2 Netzmatrix und Massenerhaltungsgleichung	34
4.6.3 Numerische Lösung der Impulserhaltungsgleichung	35
4.6.4 Energieerhaltungsgleichung	36
4.6.5 Numerische Lösung der Energieerhaltungsgleichung	38
4.6.6 Stabilität und Konvergenz	40
4.6.7 Temperaturentwicklung	43
4.7 Validierung der transienten Methode	44
4.7.1 Fälle 1 und 2: C-Konfiguration ohne Abstufung	46
4.7.2 Fälle 3 und 4: C-Konfiguration mit Abstufung	48

4.7.3	Fälle 5 und 6: Z-Konfiguration ohne Abstufung	50
4.7.4	Fälle 7 und 8: Z-Konfiguration mit Abstufung	52
4.7.5	Schlussfolgerungen der Validierung	53
5	Schlussfolgerungen	54
6	Ausblick	55
	Dank	55
	Literatur	56

## Zusammenfassung

Unter der Leitung des Instituts für Solarenergieforschung ISFH und in Kooperation mit dem Institut Nachhaltigkeit und Energie am Bau INEB und den Industriepartnern AKOTEC GmbH und Narva GmbH wurde das Forschungsprojekt «HP-BIG: Senkung des Wärmepreises bei solarthermischen Grossanlagen mit Heatpipe-Vakuumröhrenkollektoren» durchgeführt. Im Rahmen des Arbeitspaketes Thermohydraulik wurden am INEB Modelle für die stationäre und transiente Rohrnetzanalyse von solarthermischen Grossanlagen mit Heatpipe-Vakuumröhrenkollektoren erarbeitet. Ausserdem wurde das Rechenprogramm HP-BIG in Visual Basic for Applications (VBA) unter Excel entwickelt. Dieses basiert auf den erarbeiteten Modellen und besitzt Eingabemöglichkeiten zur Modellierung des Kollektorfeldes, des Solarkreises und der drehzahl-geregelten Pumpe sowie zur Definition von Anfangs- und Randbedingungen. Anhand der Übereinstimmung der stationären Rechnung mit dem stationären Grenzfall der transienten Simulation wurde die korrekte Implementierung beider Methoden nachgewiesen.

Es können Kollektorfelder mit mehreren Modulreihen und abgestuften Verteil- und Sammelleitungen modelliert werden. Das Kollektorfeld kann einseitig oder nach Tichelmann angeschlossen sein. Die Anwendung des Programms wurde anhand von zwei Beispielen demonstriert. Die optimalen Leitungsdimensionen und der geeignete Pumpentyp können mit Hilfe der stationären Methode bestimmt werden. Nach Modellierung der Pumpe kann die transiente Simulation ausgeführt werden. Resultate werden für vorgebbare Knoten, Rohrelemente und Module ausgegeben und grafisch dargestellt. Die Simulation dient zur Bestimmung der hydraulischen und thermischen Zeitkonstanten, die zur Festlegung der Regelparameter dienen. Sie zeigt aber auch zwei Effekte, die durch stationäre Rechnung nicht erfasst werden können.

- Aufgrund der Massenträgheit und des Druckverlustes fällt der Druck an gewissen Stellen des Kreislaufs unter den Referenzdruck der Druckhaltung. Um Unterdrucksituationen zu vermeiden, muss der üblicherweise vorgesehene Referenzdruck gemäss VDI 4708-1 (2012) um das Maximum dieses Druckabfalls erhöht werden.
- Nach dem Pumpenstart kann die Temperatur des letzten Moduls einer Reihe während einigen Minuten die Temperatur des stationären Betriebs weit übersteigen. Der zeitliche Verlauf und das Maximum der Temperatur sind von der Anzahl Module pro Reihe, vom Massenstrom und von den Randbedingungen abhängig. Dieser Effekt muss bei der Konzeption des Reglers berücksichtigt werden. Ausserdem muss der Referenzdruck der Druckhaltung so festgelegt werden, dass Dampfbildung bei der zu erwartenden Maximaltemperatur vermieden wird.

# 1 Einleitung

Solarthermische Grossanlagen können einen wichtigen Beitrag zur Dekarbonisierung des Wärmesektors leisten. Um dieses Ziel zu erreichen, braucht es erstens geeignete Kollektoren, die hinsichtlich Kosten und Effizienz optimiert sind und die sich mit geringem Verrohrungsaufwand zu grossen Kollektorfeldern verbinden lassen. Zweitens muss durch geeignete Dimensionierungsmethoden die erforderliche Planungssicherheit erreicht werden. Nur so lassen sich die erarbeiteten Lösungen rasch im Markt umsetzen. Schliesslich müssen Feldversuche durchgeführt werden, um die Tauglichkeit des Systemkonzepts zu demonstrieren und die Modelle der Dimensionierungsmethode zu validieren bzw. deren Parameter zu kalibrieren.

Dies sind die Hauptziele des Forschungsprojektes «HP-BIG: Senkung des Wärmepreises bei solarthermischen Grossanlagen mit Heatpipe-Vakuümrohrenkollektoren». Das Projekt wird unter der Leitung des Institutes für Solarenergieforschung in Hameln (ISFH) durchgeführt, in Kooperation mit dem Institut Nachhaltigkeit und Energie am Bau (INEB) der FHNW und den Industriepartnern Narva GmbH und AKOTEC GmbH.

Abbildung 1.1 zeigt die schematische Darstellung eines Kollektormoduls mit Heatpipes. Die Absorberstreifen sind durch Ultraschallschweissen mit den Heatpipes verbunden. Das Sammelrohr ist rund 6 m lang und besitzt 72 Fassungen für die Kondensatoren der Heatpipes. Weitere Informationen zu Kollektormodulen für Grossanlagen sind unter [Startseite » AKOTEC Solarthermie](#) verfügbar.

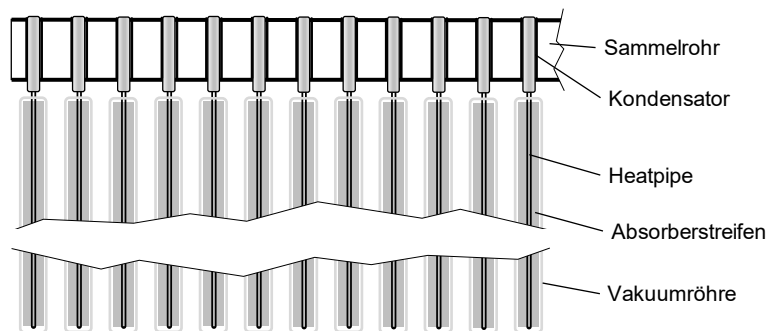


Abbildung 1.1 Schematische Darstellung eines Heatpipe Moduls.

Das Projekt umfasst die wissenschaftlichen Beiträge des ISFH zur Kollektor- und Systementwicklung sowie die Planung, und die messtechnischen Untersuchung der Anlage «Schönwald» mit einer Kollektorfläche von 2964 m<sup>2</sup>.

Aufgabe des INEB ist, geeignete Modelle zusammenzutragen, zu erarbeiten und auf der Grundlage dieser Modelle ein Planungswerkzeug zu entwickeln. Die anhand der Feldversuche gewonnenen Messdaten dienen der Validierung bzw. Kalibrierung der Modelle.

## 1.1 Problemstellung

Bekannt sind in der Regel Form, Grösse und geografische Orientierung der Fläche, auf welcher ein Kollektorfeld installiert werden soll, sowie der Ort für die Technikzentrale, wo Pumpen und Wärmeübertrager untergebracht werden.

Gesucht sind die bestmögliche Anordnung der Kollektormodule, die optimale hydraulische Topologie des Rohrnetzes und die optimalen Dimensionen der Rohrabschnitte sowie der geeignete Pumpentyp.

Diese Dimensionierungsaufgaben sind voneinander abhängig. Sie müssen in optimierender Weise gelöst werden für

- maximale Betriebssicherheit
- tiefe Kosten
- hohen Ertrag

## 1.2 Methoden

### 1.2.1 Modelle für die Rohrnetzanalyse

Die optimale Topologie, die Leitungsdimensionen und der Pumpentyp können mit Hilfe einer stationären Rohrnetzanalyse nach Cross (1936) bestimmt werden. Damit ist die Dimensionierung jedoch nicht vollständig.

Solarthermische Grossanlagen stellen weitverzweigte Rohrnetze dar, mit langen Leitungen und grossen Leitungsquerschnitten. Diese Rohrnetze sind hydraulisch und thermisch sehr träge. Ihre Zeitkonstanten liegen im Bereich von Minuten bis Stunden. Gleichzeitig können sich die Randbedingungen des Betriebs zeitlich ändern. Ausserdem führt die thermische Trägheit der Kollektormodule zu Temperaturmaxima beim Anfahren aus dem Ruhezustand.

Um Kosten durch Betriebsstörungen und Schadenfälle zu vermeiden, muss diese Art von Rohrnetzen auf Anrieb korrekt dimensioniert werden. Auch die möglichen Temperatur- und Drucktransienten müssen im Hinblick auf Betriebssicherheit und Regelverhalten bewertet werden. Diese Aufgabe erfordert eine Methode zur transienten Rohrnetzanalyse. Aufgrund des Anlagenkonzeptes, der vorgesehenen Armaturen und der Art der Pumpen sind keine Druckstösse zu erwarten. Daher kann die Methode nach Nahavandi und Catanzaro (1973) für langsame Transienten eingesetzt werden. Da diese Methode jedoch nur isotherme Transienten abbildet, muss sie um eine geeignete Darstellung der Energiegleichung inklusive Lösungsverfahren ergänzt werden.

### 1.2.2 Softwareplattformen und verfügbare Bibliotheken

Zu Beginn des Projektes wurde die Python-Bibliothek «Pandapipes» evaluiert. Diese ermöglichte jedoch nur stationäre Berechnungen. Für die transiente Analyse war keine kostenfreie Open-Source Software verfügbar, auf deren Basis ein geeignetes Tool hätte entwickelt werden können. Aus diesen Gründen wurde beschlossen, ein eigenes Tool zu entwickeln.

Im ersten Schritt wurde eine Benutzeroberfläche für die Dateneingabe in Visual Basic for Applications (VBA) unter Excel entwickelt. Der eigentliche Rechenkern wurde in Python programmiert, wobei die Methoden der Matrizenrechnung aus der Python-Bibliothek «numpy» genutzt wurden. Der Datenaustausch mit der Benutzeroberfläche erfolgte mit Hilfe der Python-Bibliothek «xlwings». Die Methode wurde erfolgreich umgesetzt und getestet. Leider gibt es derzeit keine einfache Möglichkeit, umfangreichen Python-Code in Excel zu integrieren. Zwar sind einige kostenfreie Add-ins für Excel verfügbar. Die Sicherheitsrichtlinien der FHNW verhindern jedoch den Start von Python Programmen aus der Excel Oberfläche.

Aus diesen Gründen und auf ausdrücklichen Wunsch der Wirtschaftspartner wurde die Software für die Dimensionierung und Simulation vollständig in VBA unter Excel programmiert. Für die stationäre Rohrnetzanalyse nach Cross (1936) hat sich diese Plattform bereits sehr gut bewährt (Eismann 2018), (Eismann und Genkinger 2018). Der Vergleich der Resultate von Matrixmanipulationen hat ergeben, dass VBA und die numpy-Bibliothek von Python über gleichwertige Module verfügen.

VBA wird durch Microsoft nicht mehr aktiv weiterentwickelt. Aufgrund seiner weiten Verbreitung wird jedoch VBA auch in künftigen Office-Paketen verfügbar sein.

## 2 Begriffe und Vereinbarungen

Kollektorfelder stellen verzweigte Rohrnetze dar. Um diese beschreiben und in Programmcode abbilden zu können, sind Begriffsdefinitionen erforderlich sowie Vereinbarungen über die Nummerierung von Elementen. Um die Weiterentwicklung und den Transfer in andere Programmierumgebungen zu erleichtern, wurde der Programmcode und die Benutzeroberfläche in englischer Sprache geschrieben und ausführlich dokumentiert. Die verwendeten Begriffe sind in der Tabelle 1 in Deutsch und Englisch aufgelistet. Im Bericht werden generell die deutschen Begriffe verwendet und teilweise mit den englischen Begriffen in Klammern ergänzt.

Tabelle 1 Begriffe in Englisch und Deutsch

Englisch	Deutsch
Branch	Zweig
Node	Knoten, Netzknoten, thermischer Knoten
String	Strang, Modulreihe, Reihe, Serienschaltung identischer Rohre
Collection header	Sammelleitung
Distribution header	Verteilleitung
Module	Modul, Kollektormodul
Pressure maintenance	Druckhaltung
Pipe	Rohr
Pump	Pumpe

Abbildung 2.1 zeigt Schemas von Rohrnetzen mit den wichtigsten Bezeichnungen. Ein verzweigtes Rohrnetz wird durch Netzknoten (Nodes) und Zweige (Branches) charakterisiert.

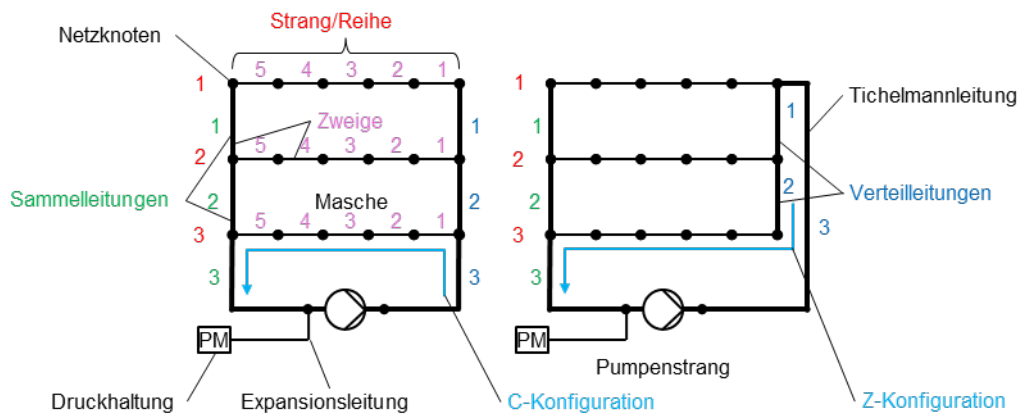


Abbildung 2.1 Rohrnetze mit Bezeichnung der wichtigsten Elemente.

Ein Netzknoten verbindet zwei oder drei Zweige. Ein Zweig kann ein Kollektormodul (Module) oder ein Rohrelement (Pipe) repräsentieren. Eine Serienschaltung von Kollektormodulen oder gleichartigen Rohrabschnitten wird als Strang (String) bezeichnet. Die Nummerierung der Netzknoten, der Zweige eines Stranges und der Zweige der Verteil- und Sammelleitung entspricht der Nummerierung, die das Programm für die stationäre Rechnung verwendet. Bei der instationären Rechnung ist ein anderes Schema sinnvoll. Dieses ist im Abschnitt 4.6.5 beschrieben. Zweige haben einen Querschnitt und eine Länge. Zweige definieren eindimensionale Modellelemente für die Berechnung der Strömungsdruckverluste. Die Temperatur und Wärmeinhalt eines Zweiges wird durch die entsprechenden Zustandsgrößen des zugehörigen thermischen Knotens ausgedrückt. Wenn aus dem Zusammenhang klar wird, ob es sich um einen Netzknoten oder einen thermischen Knoten handelt, wird dieser einfach als Knoten bezeichnet. Benachbarte Stränge bilden mit der zugehörigen Verteil- und Sammelleitung einen geschlossenen Strömungspfad. Dieser wird als Masche bezeichnet. Jedes Rohrnetz besitzt eine Druckhaltung (Pressure Maintenance, PM). Diese ist über eine Ausdehnungsleitung (Expansion Line) mit dem Referenzpunkt des Kreislaufes verbunden. Der Netzknoten des Referenzpunktes definiert die Druckrandbedingung für den Kreislauf. Der Referenzpunkt kann auf der Saugseite oder auf der Druckseite der Pumpe angeordnet sein. Bei einseitigem Anschluss gleichen die Strömungspfade über Verteilleitung – Strang – Sammelleitung dem Buchstaben C. Daher wird diese Verrohrungsart mit C-Konfiguration bezeichnet. Beim Anschluss nach Tichelmann gleichen die Strömungspfade Verteilleitung – Strang – Sammelleitung dem Buchstaben Z. Daher wird diese Verrohrungsart Z-Konfiguration genannt.

### 3 Anwendung des Simulationsprogramms

#### 3.1 Beispiel mit 6 Reihen und je 10 Modulen

In den folgenden Abschnitten werden die sukzessiven Schritte bei der Planung eines Kollektorfeldes mit Heatpipe Kollektoren anhand eines Beispiels beschrieben. Aus einer vorangegangenen energetischen Planung seien folgende Eckdaten bekannt:

- Das Kollektorfeld soll aus 50 Modulen des Typs HP-125 bestehen. Die Modulfläche beträgt je 13 m<sup>2</sup>. Die gesamte Kollektorfläche beträgt 780 m<sup>2</sup>.
- Bei maximaler Pumpenleistung soll ein flächenspezifische Durchfluss von rund 30 l/hm<sup>2</sup> erreicht werden. Der Gesamtdurchfluss ist entsprechend 23.4 m<sup>3</sup>/h.

Gesucht sind

- Leitungsquerschnitte und Pumpentyp.
- Hydraulische und thermische Zeitkonstanten
- Optimaler Ort für den Kollektorfühler
- Temperaturtransienten am Ort des Kollektorfühlers bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (wird für das Regelkonzept benötigt)

##### 3.1.1 Feldanordnung und Leitungslängen festlegen

Auf der Fläche, die für das Kollektorfeld zur Verfügung steht, werden die Modulreihen mit gewünschter Ausrichtung und Reihenabstand angeordnet. Ausserdem wird der Ort für die Technikzentrale festgelegt. Daraus ergeben sich die Längen der Rohrabschnitte bei C- und Z-Konfiguration. Die Dimensionierung soll immer zuerst für die ökonomisch günstigere C-Konfiguration durchgeführt werden.

In diesem Beispiel sei das Kollektorfeld gemäss Abbildung 3.1 auf 6 Reihen mit je 10 Modulen aufgeteilt. Die Distanz zwischen den Hinterkanten der Reihen betrage jeweils 6 m. Die Länge der Vorlaufleitung zwischen Pumpe und Feldanschluss betrage 40 m. Die Rücklaufleitung sei bei C-Konfiguration gleich lang. Der Referenzpunkt der Druckhaltung befinde sich auf der Saugseite der Pumpe.

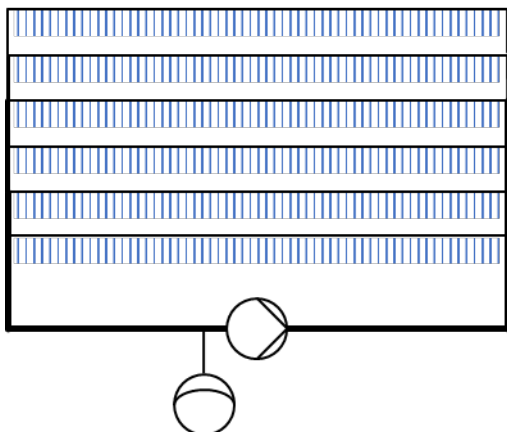


Abbildung 3.1 Feldanordnung.

##### 3.1.2 Leitungsquerschnitte und Druckverlust bestimmen

Zur Bestimmung der Leitungsquerschnitte und des Druckverlustes, der für die Pumpenwahl erforderlich ist, genügt eine isotherme, stationäre Rechnung. Zu diesem Zweck wird im Tabellenblatt «System» bei «Numerical Method» die Methode nach Cross (1936) gewählt. Im selben Tabellenblatt wird das Fluid spezifiziert. Es soll die tiefste Temperatur vorgegeben werden, bei welcher der gewünschte Durchfluss erreicht werden soll. Bei höherer Temperatur sind Viskosität und Druckverlust kleiner und der Durchfluss bei gegebenem Pumpendruck entsprechend höher. In diesem Beispiel wurden die Anfangstemperatur, die Temperatur am Pumpeneintritt und die Umgebungstemperatur auf 45 °C festgelegt.

HP-BIG			
Fluid	Tyfocor_LS		
<b>Initial conditions</b>			
Type	Uniform temperature		
Temperature	°C	45	
Pump inlet temperature	°C	45	
<b>Boundary conditions</b>			
Type	Constant		
Ambient temperature	°C	45	
Irradiance	W/m2	0	
<b>Data set</b>			
Month	-		
Day	-		
Hour	-		
<b>Numerical method</b>			
Cross (stat.) / Nahavandi (trans.)	Cross(1936)		

Abbildung 3.2 Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «System»: Definition des Fluids und der Betriebsbedingungen.

Um isotherm rechnen zu können wird die Bestrahlungsstärke (Irradiance) auf null gesetzt, und die Umgebungstemperatur (in «boundary conditions») wird gleich der Anfangstemperatur und der Rücklauftemperatur (in «initial conditions») gesetzt.

Anschliessend wird das Kollektorfeld und der Solarkreislauf im Tabellenblatt «Network» gemäss Abbildung 3.3 modelliert. Die erste Spalte zeigt die Nummern der Modulreihen. Durch Betätigen der Schaltfläche «Add string» wird die letzte Modulreihe inklusive Verteil- und Sammelleitung kopiert und als nächste Modulreihe eingefügt. Durch Betätigen der Schaltfläche «Remove string» wird die letzte Modulreihe inklusive Verteil- und Sammelleitung entfernt.

Die Länge der Modulreihe wird nach Betätigen der Schaltfläche «Simulation» berechnet. Bei der Wahl einer «Pipe» statt eines Moduls kann die Länge manuell eingegeben werden.

HP-BIG FHNW, Institute of Sustainability and Energy in Construction, Prof. Dr. Ralph Eismann													Simulation	
Add string		Remove string		Network/Collector field										
String	Insulation	Length	DN	P/HX	Type	Number	Length	DN	Insulation	P/HX	Length	DN	Insulation	
	mm	m	mm	-			m	mm	mm	-	m	mm	mm	
1	0	6	40		HP-125	10	60	25	0		6	40	0	
2	0	6	65		HP-125	10	60	25	0		6	65	0	
3	0	6	80		HP-125	10	60	25	0		6	80	0	
4	0	6	80		HP-125	10	60	25	0		6	80	0	
5	0	6	100		HP-125	10	60	25	0		6	100	0	
6	Vorlaufleitung				HP-125	10	60	25	0		Rücklaufleitung			
	0	50	100				20	150	0		50	100	0	
	Expansion line													
	PM	10	25											

Abbildung 3.3 Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Network»: Kollektorfeld mit Solarkreislauf.

Gegenwärtig ist es nicht möglich, Rohreinbauten und die zugehörigen Druckverluste zu modellieren. Es wird daher empfohlen, die Druckverluste von geöffneten Absperrarmaturen, Durchflussmessern und Wärmeübertragern in einer separaten Rechnung bei Nenndurchfluss zu bestimmen. Anschliessend kann die Rohrlänge der Vor- bzw. Rücklaufleitung berechnet werden, die denselben Druckverlust erzeugt. In diesem Beispiel wurde angenommen, dass die den lokalen Druckverlusten äquivalente Rohrlänge je 10 m beträgt. Entsprechend werden für die Längen der Vor- und Rücklaufleitung nicht 40 m, sondern 50 m eingetragen.

Die Leitungsquerschnitte werden so gewählt, dass die Fließgeschwindigkeiten nicht unter 0.5 m/s liegen. Dadurch wird gute Entlüftbarkeit erreicht. Andererseits soll die Fließgeschwindigkeit 1 m/s nicht überschreiten.

Für die Berechnung mit vordefiniertem Volumenstrom wird im Tabellenblatt «Network» aus dem Pumpenkatalog der Eintrag «predefined» gewählt. Ausserdem wird ein Gesamtvolumenstrom von 23.5 m<sup>3</sup>/h festgelegt, der einem flächenspezifischen Durchfluss von 30 l/hm<sup>2</sup> entspricht. Schliesslich wird die Rechnung durch Betätigen der Schaltfläche «Simulation» ausgeführt. Abbildung 3.4 Anlagenkennlinie mit Betriebspunkt.

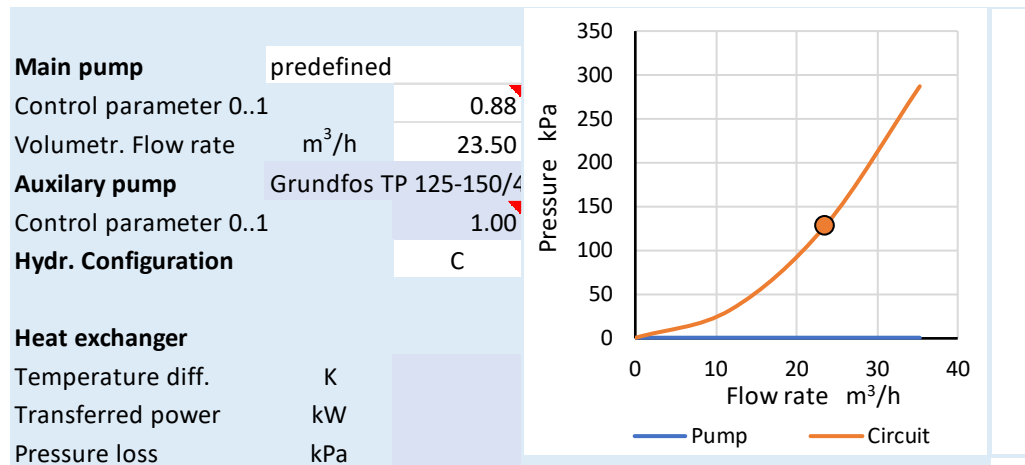


Abbildung 3.4 Anlagenkennlinie mit Betriebspunkt.

Die Wahl der Leitungsquerschnitte gemäss Abbildung 3.3 führt zu einer Massenstromverteilung nach Abbildung 3.5, die dem Tabellenblatt «Network» entnommen wurde.

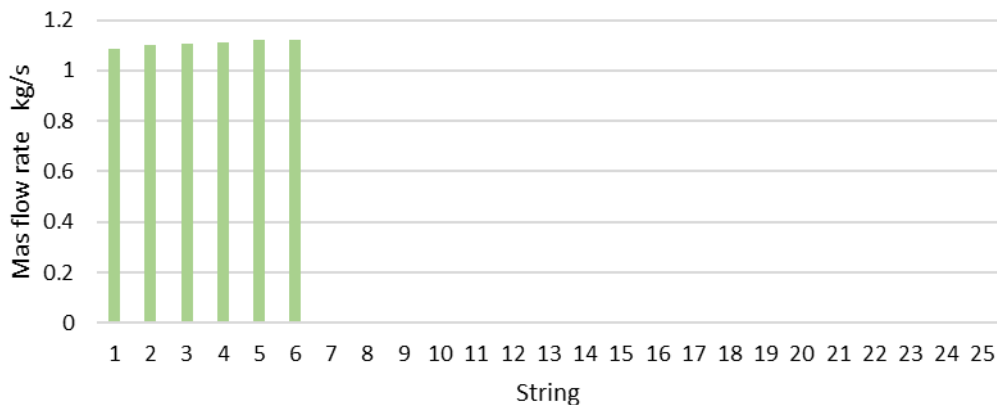


Abbildung 3.5 Massenstromverteilung über 6 Modulreihen.

Im selben Tabellenblatt sind auch die Fließgeschwindigkeiten in den Verteil- und Sammelleitungen dargestellt. Bei C-Konfiguration sind die Geschwindigkeiten in den korrespondierenden Verteil- und Sammelleitungen aus Symmetriegründen gleich. Daher sind in Abbildung 3.6 nur die Geschwindigkeiten in den Verteilleitungen und in der Rücklaufleitung dargestellt. Die Rohrquerschnitte wurden in mehreren Versuchen so gewählt, dass die Fließgeschwindigkeiten im gewünschten Bereich liegen.

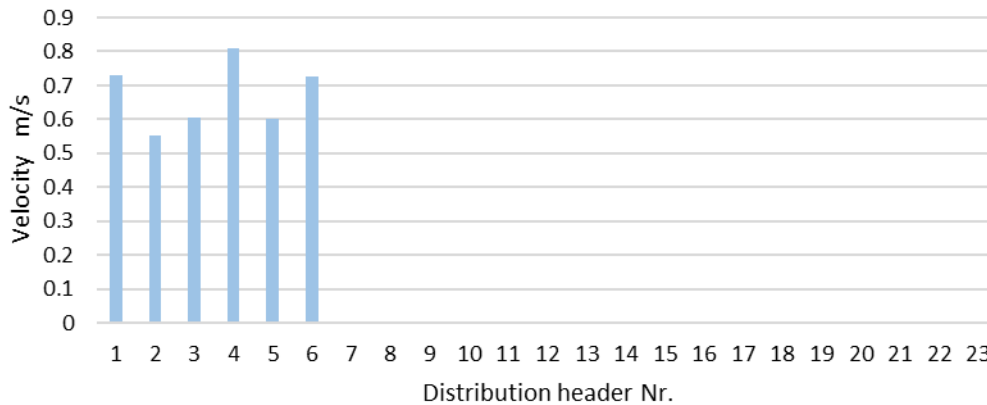


Abbildung 3.6 Geschwindigkeitsverteilung in den Verteilungen 1-5 und in der Rücklaufleitung 6.

Im Tabellenblatt «Network» wird der Durchfluss in unterschiedlichen Einheiten und der Gesamtdruckverlust dargestellt. Tabelle 2 zeigt den entsprechenden Ausschnitt.

Tabelle 2 Durchfluss und Druckverlust.

Volumetric flow rate	m <sup>3</sup> /h	23.50
Area-specific flow rate	l/hm <sup>2</sup>	30
Mass flow rate	kg/s	6.65
Pump pressure	kPa	0
Total pressure loss	kPa	127

### 3.1.3 Auswahl und Modellierung der Pumpe

Aus dem Pumpenkatalog des Herstellers wird eine geeignete Pumpe ausgewählt, beispielsweise die Pumpe des Typs VivarA S 100-15 von Biral (vgl. Abbildung 3.7).

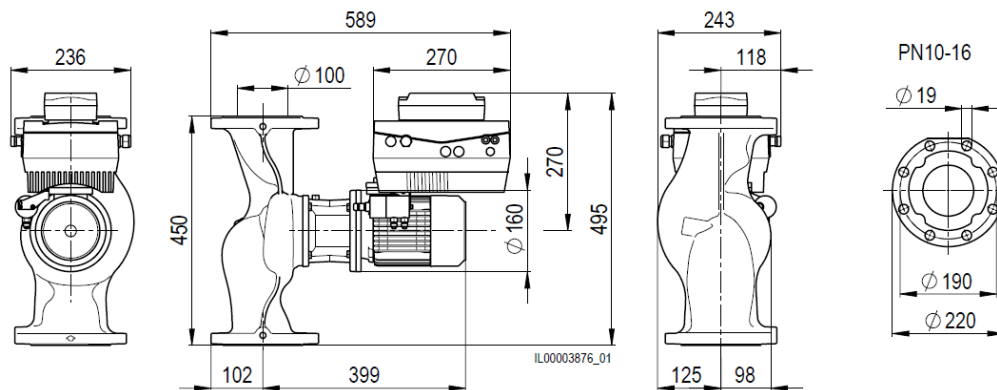


Abbildung 3.7 Ansichten der Pumpe VivarA S 100-15 (Aus dem Pumpenkatalog der Biral AG)

Abbildung 3.8 zeigt das Pumpenkennfeld und die Approximation des praktisch relevanten Bereiches der Maximal Kennlinie durch ein Polynom zweiten Grades (hellblau gepunktete Linie).

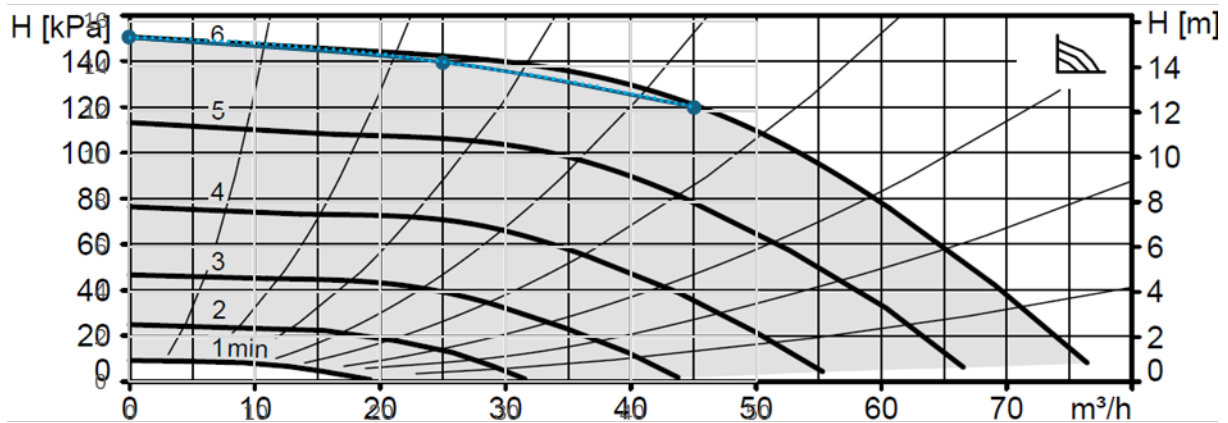


Abbildung 3.8 Kennfeld der Pumpe VivarA S 100-15 (Aus dem Pumpenkatalog der Biral AG) und Approximation der Maximalkennlinie durch ein Polynom zweiten Grades.

Der Name des Pumpentyps und die Stützstellen des Polynoms werden in den Pumpenkatalog im Tabellenblatt «Pumps» (vgl. Tabelle 3) eingetragen, mit den Förderhöhen in Metern Wassersäule (mWs). Ausserdem wird der die Förderhöhe  $p0\_min$  bei Förderstrom null auf der Minimal-kennlinie eingetragen. Die unterste Zeile enthält die Daten für den gewählten Pumpentyp.

Tabelle 3 Pumpenkatalog im Tabellenblatt «Pumps»

Pump types	p0	vs1	p1	vs2	p2	p0_min	d
predefined	mWs	m3/h	mWs	m3/h	mWs	mWs	m
Grundfos TP 125-150/4	14.7	80	14	200	8	2	0.08
Biral ModulA 40-4 220 RED	4	6	3.2	10	1.7	1	0.04
Biral ModulA 40-10 220 RED	10.1	8	8	20	2	1	0.04
Biral ModulA 50-8 240 RED	8.5	10	6.3	20	3.4	1	0.05
Biral ModulA 100-6 450 RED	6.5	28	5	50	1.5	1	0.1
Biral VivarA S 100-15	15.3	25	14.2	45	12.2	1	0.1

### 3.1.4 Stationäre Nennleistung des Kollektorfeldes

Anschliessend kann die stationäre Nennleistung bei den interessierenden Betriebsbedingungen berechnet werden. Diese werden im Tabellenblatt «System» definiert. In diesem Beispiel werden die Anfangstemperatur und die Eintrittstemperatur der Pumpe auf 45 °C und die Umgebungstemperatur auf 20 °C festgelegt. Die Bestrahlungsstärke sei 1000 W/m<sup>2</sup>.

Im Tabellenblatt «Network» wird für «Main pump» der zuvor modellierte Pumpentyp ausgewählt. Ausserdem wird die hydraulische Konfiguration C gewählt (vgl. Abbildung 3.9). Nach Betätigen der Schaltfläche «Simulation» erscheinen im Tabellenblatt «Network» die Anlagen- und Pumpenkennlinie, die sich im Betriebspunkt schneiden. Der gewünschte Durchfluss von 30 /hm<sup>2</sup> wird bei einem Drehzahlparameter von 0.88 erreicht. Die Pumpe ist folglich korrekt dimensioniert, mit wenig Reserven. Ebenfalls dargestellt ist die Nutzleistung des Kollektorfeldes von 366 kW.

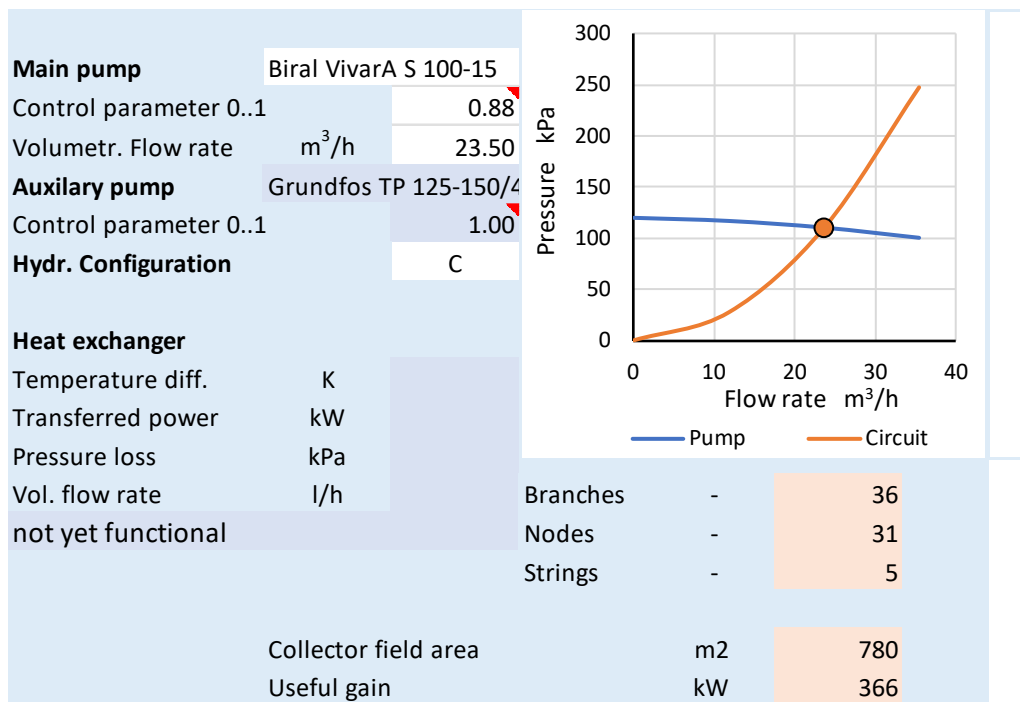


Abbildung 3.9 Anlagenkennlinie und Pumpenkennlinie mit Betriebspunkt.

### 3.1.5 Transiente Analyse

Die transiente Analyse dient dazu, die hydraulische und thermische Zeitkonstante zu bestimmen. Ausserdem können Temperaturmaxima bestimmt werden, die nach dem Start der Pumpe unter gewissen Anfangs- und Randbedingungen auftreten können. Sowohl die Zeitkonstanten als auch die Temperaturmaxima müssen bei der Konzeption des Reglers berücksichtigt werden.

Für die transiente Analyse wird das Netzwerk auf andere Weise nodalisiert als bei der stationären Rechnung. Es ist daher sinnvoll, sich einen Überblick zu verschaffen über die Netzknoten und Zweige sowie deren Nummerierung. Als Vorbereitung zur transienten Analyse bietet das Tool die Möglichkeit, eine Liste aller Knoten und Zweige im Tabellenblatt «Branches + Nodes» zu generieren. Diese Vorbereitung kann durch Betätigen der entsprechenden Schaltfläche im Tabellenblatt «Network» ausgeführt werden (siehe Abbildung 3.10).

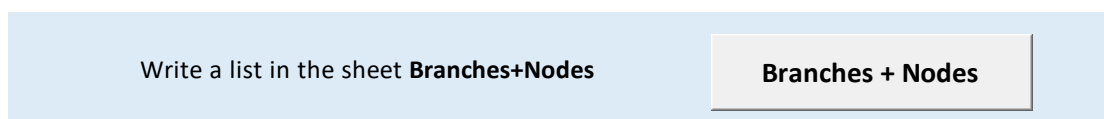


Abbildung 3.10 Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Network» mit der Schaltfläche «Branches + Nodes».

Tabelle 4 zeigt einen Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Branches + Nodes». In der Spalte «Branch» sind die Zweige von 1 bis 74 fortlaufend nummeriert. In der Spalte «Role» ist spezifiziert, welche Funktion der Zweig im Netzwerk hat. Falls der Zweig Teil eines String ist, wird in der Spalte «Type» angegeben, ob es sich um ein Rohrelement (Pipe) oder ein Kollektormodul (Module) handelt.

Anhand dieser Tabelle können die Nummern der Zweige und Knoten identifiziert werden, deren Zustandsgrössen interessieren. Als Beispiel sind die Module 1 bis 10 rosa markiert. Bei diesen Modulen möchte man gerne die Temperaturtransienten analysieren. Ausserdem möchte man die Temperaturtransienten der letzten Module der restlichen 5 Modulreihen darstellen. Die entsprechenden Zweige haben die Nummern 22, 34, 46, 58 und 70.

Schliesslich soll auch die Temperaturtransiente der Vorlaufleitung dargestellt werden. Diese ist mit «Pump suct.» bezeichnet. Interessant sind auch die Drucktransienten der hellgrün markierten Netzknoten 1 und 11 am Eintritt und Austritt der entsprechenden Modulreihe sowie der Netzknoten 68 und 67 auf der Saug- und Druckseite der Pumpe.

Tabelle 4 Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Branches + Nodes».

From node	Branch	To node	Role	Type	d i	l
-	-	-	-	-	m	m
1	1	2	String	Module	0.043	6
2	2	3	String	Module	0.043	6
3	3	4	String	Module	0.043	6
4	4	5	String	Module	0.043	6
5	5	6	String	Module	0.043	6
6	6	7	String	Module	0.043	6
7	7	8	String	Module	0.043	6
8	8	9	String	Module	0.043	6
9	9	10	String	Module	0.043	6
10	10	11	String	Module	0.043	6
12	11	1	Distr. header		0.0431	6
11	12	22	Coll. header		0.0431	6
12	13	13	String	Module	0.043	6
13	14	14	String	Module	0.043	6
14	15	15	String	Module	0.043	6
15	16	16	String	Module	0.043	6
16	17	17	String	Module	0.043	6
17	18	18	String	Module	0.043	6
18	19	19	String	Module	0.043	6
19	20	20	String	Module	0.043	6
20	21	21	String	Module	0.043	6
21	22	22	String	Module	0.043	6
23	23	12	Distr. header		0.0703	6
22	24	33	Coll. header		0.0703	6
23	25	24	String	Module	0.043	6
24	26	25	String	Module	0.043	6
25	27	26	String	Module	0.043	6
26	28	27	String	Module	0.043	6
27	29	28	String	Module	0.043	6
28	30	29	String	Module	0.043	6
29	31	30	String	Module	0.043	6
30	32	31	String	Module	0.043	6
31	33	32	String	Module	0.043	6
32	34	33	String	Module	0.043	6
34	35	23	Distr. header		0.0825	6
33	36	44	Coll. header		0.0825	6
34	37	35	String	Module	0.043	6
35	38	36	String	Module	0.043	6
36	39	37	String	Module	0.043	6
37	40	38	String	Module	0.043	6
38	41	39	String	Module	0.043	6
39	42	40	String	Module	0.043	6
40	43	41	String	Module	0.043	6
41	44	42	String	Module	0.043	6
42	45	43	String	Module	0.043	6
43	46	44	String	Module	0.043	6
45	47	34	Distr. header		0.0825	6
44	48	55	Coll. header		0.0825	6
45	49	46	String	Module	0.043	6
46	50	47	String	Module	0.043	6
47	51	48	String	Module	0.043	6
48	52	49	String	Module	0.043	6
49	53	50	String	Module	0.043	6
50	54	51	String	Module	0.043	6
51	55	52	String	Module	0.043	6
52	56	53	String	Module	0.043	6
53	57	54	String	Module	0.043	6
54	58	55	String	Module	0.043	6
56	59	45	Distr. header		0.1071	6
55	60	66	Coll. header		0.1071	6
56	61	57	String	Module	0.043	6
57	62	58	String	Module	0.043	6
58	63	59	String	Module	0.043	6
59	64	60	String	Module	0.043	6
60	65	61	String	Module	0.043	6
61	66	62	String	Module	0.043	6
62	67	63	String	Module	0.043	6
63	68	64	String	Module	0.043	6
64	69	65	String	Module	0.043	6
65	70	66	String	Module	0.043	6
67	71	56	Pump press.		0.1071	50
66	72	68	Pump suct.		0.1071	50
68	73	67	Pump		0.1593	20
68	74		PM		0.0285	10

Tabelle 5 zeigt den Ausschnitt aus der Tabelle «System», in welchen die in der Tabelle 4 identifizierten Nummern der Zweige und Knoten eingetragen werden. Für diese Zweige und Knoten werden die entsprechenden Zustandsgrößen ausgegeben.

*Tabelle 5 Ausschnitt aus der Tabelle «System». Definition der Zweige und Knoten, für welche die Zustandsgrößen ausgegeben werden sollen.*

Write results	Branches	Nodes
<b>Branches:</b>	1	1
Mass flow	2	11
Flow velocity	3	67
Reynolds number	4	68
Average temperature	5	
Useful gain of modules	6	
Heat loss of pipes	7	
<b>Nodes:</b>	8	
Pressure	9	
	10	
	22	
	34	
	46	
	58	
	70	
	72	

Anschliessend werden die Anfangs- und Randbedingungen für die Simulation festgelegt. Dies geschieht ebenfalls im Tabellenblatt «System», von dem die Abbildung 3.11 den entsprechenden Ausschnitt zeigt. Die Anfangs- und Eintrittstemperatur wird auf 45 °C belassen.

Fluid		Tyfocor_LS	
<b>Initial conditions</b>		<b>Pressure maintenance</b>	
Type	Uniform temperature	Integration point	
Temperature	°C 45	Reference pressure	kPa 100
Pump inlet temperature	°C 45		
<b>Boundary conditions</b>		<b>Main pump control</b>	
Type	Constant	Pump-on criterion	Module temperature
Ambient temperature	°C 20	Temperature	°C 46.0
Irradiance	W/m2 1000	Temp. Sensor in collector module no.	- 10
		Temperature Hysteresis	K 2
		Pump start from simulation start	s 5
Data set		Pump-off criterion	Runtime
Month	-	Pump runtime	s 900
Day	-	Maximum temperature	°C 80
Hour	-		
<b>Numerical method</b>		<b>Considerations of effects</b>	
Cross (stat.) / Nahavandi (trans.)	Nahavandi(1973)	Losses in Tee-junctions	- No
Simulation time	s 1200	Losses in bends and valves	- No
Print interval	s 0.5	Pipe roughness	mm 0.002
Timestep method	adapt		
Criterion for adapting timestep			
Timestep initial / minimum / predefined	s 0.001		
Timestep before pump state change	s 0.2	<b>Thermal calculation</b>	- yes
Max. change of flow velocity	m/s 0.01	Heat capacity of pipe wall	- yes
Max. rel. Change of timestep	- 1		
Timestep maximum	s 0.5	Funcions with this color are not yet available	
CPU time total	s 00:22:07		
CPU time for simulation	s 00:20:38		
Analysis of numerics	- yes		

*Abbildung 3.11 Definition der Anfangs- und Randbedingungen, der numerische Methode, der Druckhaltung, der Pumpensteuerung und der Berücksichtigung von Effekten.*

Die Umgebungstemperatur ist 20 °C. Bestrahlungsstärke ist 1000 W/m<sup>2</sup>. Für die transiente Rechnung wird die numerische Methode nach Nahavandi und Catanzaro (1973) gewählt, die um die Lösung der Energiegleichung erweitert wurde. Die gesamte Simulationszeit ist 1200 Sekunden. Um die Rechenzeit tief zu halten, ist es günstig, mit adaptivem Zeitschritt zu rechnen. Der Zeitschritt wird während der Simulation als Funktion der fünf Parameter berechnet, die unter dem Eintrag «adapt» aufgelistet sind. Die maximale Zeitschrittweite könnte ohne Weiteres 2 Sekunden betragen. Damit die Transienten schöner dargestellt werden, wird mit einem kürzeren maximalen Zeitschritt von nur 0.5 Sekunden gerechnet, was die Rechenzeit etwas erhöht. Es ist sinnvoll, jeweils Daten zur Analyse der Numerik zu generieren. Dazu wird im Feld neben «Analysis of numerics» der Eintrag «yes» gewählt. Anhand dieser Daten können die Parameter zur Schrittweitensteuerung optimiert werden.

Der Druck am Referenzpunkt wird mit 100 kPa festgelegt. Die Pumpe wird gestartet, wenn die Temperatur des Modul mit der Nummer 10, in welchem der Temperatursensor angeordnet ist, 46 °C erreicht. Nach 900 Sekunden Laufzeit wird die Pumpe ausgeschaltet. Die Rohrrauigkeit aller Rohre wird auf 0.002 mm festgelegt. Die Wärmekapazität der Rohrwand und die Wärmeverluste werden berücksichtigt.

Abbildung 3.12 zeigt einen weiteren Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «System», in welchem die Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitfähigkeiten definiert werden können.

Heat transfer		
Pipe wall to liquid	Predefined	
Predefined value	W/m <sup>2</sup> K	1000
Insulation heat conductivity / Type	Predefined	
Predefined value	W/Km	0.04
Pipe outer surface to environment	Predefined	
Predefined value	W/m <sup>2</sup> K	20
Heat conductivity of pipe wall	W/Km	45
Heat conductivity of insulation	W/Km	0.05

Abbildung 3.12 Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitfähigkeiten.

Sobald alle Werte festgelegt sind, wird die Schaltfläche «Simulation» betätigt. In den rosa hinterlegten Zellen in Abbildung 3.11 sind die Simulationszeiten mit und ohne Preprocessing eingetragen. Diese sind abhängig vom verwendeten Computer. Auf einem HP-Elite x360 mit 12th Gen Intel(R) Core(TM) i7-1255U (1.70 GHz) dauert allein das Preprocessing rund 1.5 Minuten. Die eigentliche Rechenzeit entspricht mit 20 Minuten und 38 Sekunden etwa der Simulationszeit.

### 3.1.5.1 Transienten nach Pumpenstart bei 46 °C

Abbildung 3.13 zeigt die Zeitentwicklung der Temperaturen der Module 1 bis 10 der ersten Reihe, der Temperatur des letzten Moduls 70 der sechsten Reihe und der Temperatur der Vorlaufleitung 72. Alle Module werden ab Simulationsbeginn gleichförmig aufgeheizt. Sobald das Modul 10 die Temperatur 46 °C erreicht, wird die Pumpe gestartet. Der Pumpenstart und der anschließende Eintritt von Fluid mit einer Temperatur von 45 °C aus den rücklaufseitigen Verteilungen ist daran erkennbar, dass die Temperatur des ersten Moduls der ersten Reihe unter die Temperaturen der übrigen Module fällt.

Bereits die stationäre Rechnung hat gezeigt, dass der Massenstrom in der sechsten Reihe geringfügig höher ist als in der ersten Reihe. Daher ist die Temperatur des letzten Moduls 70 der sechsten Reihe etwas tiefer als die des letzten Moduls 10 der ersten Reihe.

Ebenfalls dargestellt ist die Zeitentwicklung der Temperatur in der Vorlaufleitung 72. Stationärer Betrieb wird nach etwa 900 Sekunden erreicht. Nach 900 Sekunden Laufzeit wird die Pumpe gestoppt. In der Folge nehmen die Modultemperaturen wieder zu. Der Temperaturzunahme von Modul zu Modul ist fast linear, weil der Wirkungsgrad vor Erreichen der Abschalttemperatur mit

zunehmender Modultemperatur nur leicht abfällt. Die Abschalttemperatur wird beim Modul des Typs HP-125 erst bei 75 °C erreicht.

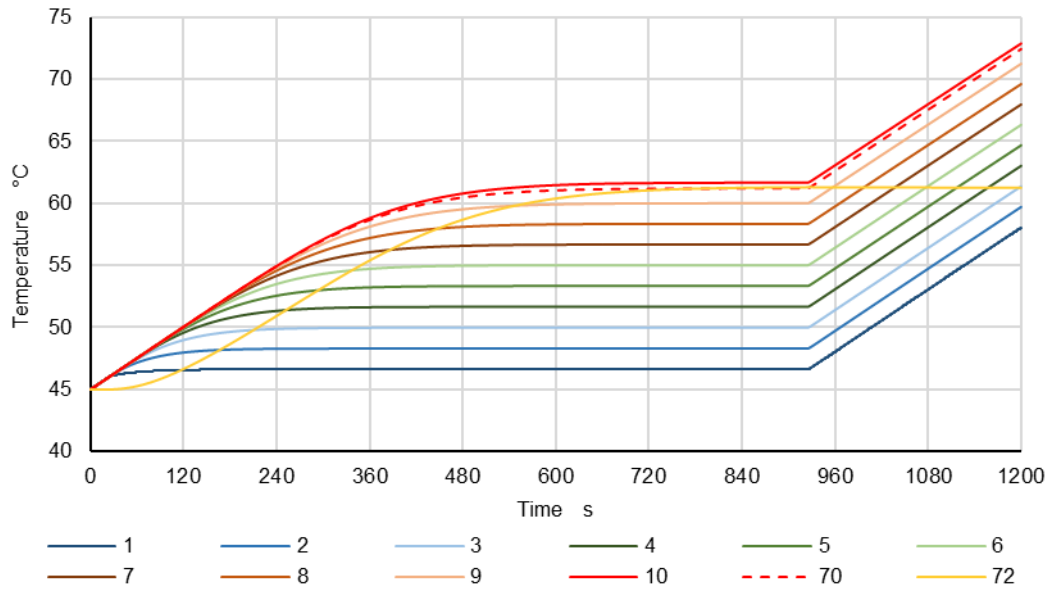


Abbildung 3.13 Modultemperaturen 1-10 der ersten Reihe, Temperatur des letzten Moduls 70 der sechsten Reihe und Temperatur der Vorlaufleitung 72 als Funktion der Zeit.

Abbildung 3.14 zeigt den Wärmeverlust der Vorlaufleitung mit der Nummer 72 als Funktion der Zeit.

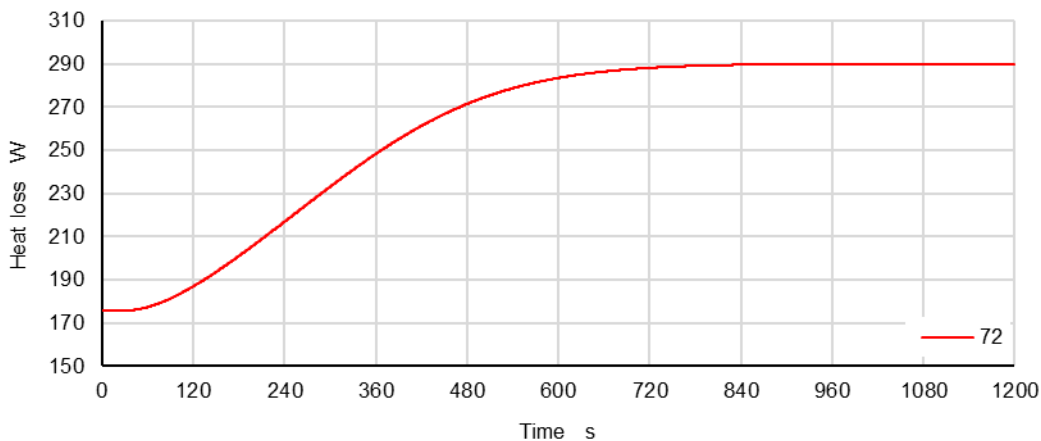


Abbildung 3.14 Wärmeverlust der Vorlaufleitung mit der Nummer 72.

Abbildung 3.15 zeigt die Zeitentwicklung der Drücke beim Pumpenstart, der zum Zeitpunkt 23.7 Sekunden nach Simulationsbeginn erfolgt. Der Referenzdruck (Knoten 68) auf der Saugseite der Pumpe bleibt konstant auf 100 kPa. Der Pumpendruck (Knoten 67) auf der Druckseite der Pumpe steigt sofort auf den Maximaldruck und fällt im mit zunehmendem Durchfluss leicht ab, wie nach der Pumpenkennlinie nach Abbildung 3.9 zu erwarten ist. Der Druck am Eintritt (1) in die erste Modulreihe steigt nicht sofort auf den stationären Wert, weil der Fluidinhalt beschleunigt werden muss. Am Austritt (Knoten 11) der ersten Modulreihe steigt der Druck unmittelbar auf einen Wert, welcher um den Beschleunigungsdruckabfall über dem Referenzdruck liegt. Mit abnehmender Beschleunigung nimmt die Druckdifferenz zwischen den Knoten 11 und 68 ab, und erreicht schliesslich den stationären Wert, der durch den Reibungsdruckverlust erzeugt wird.

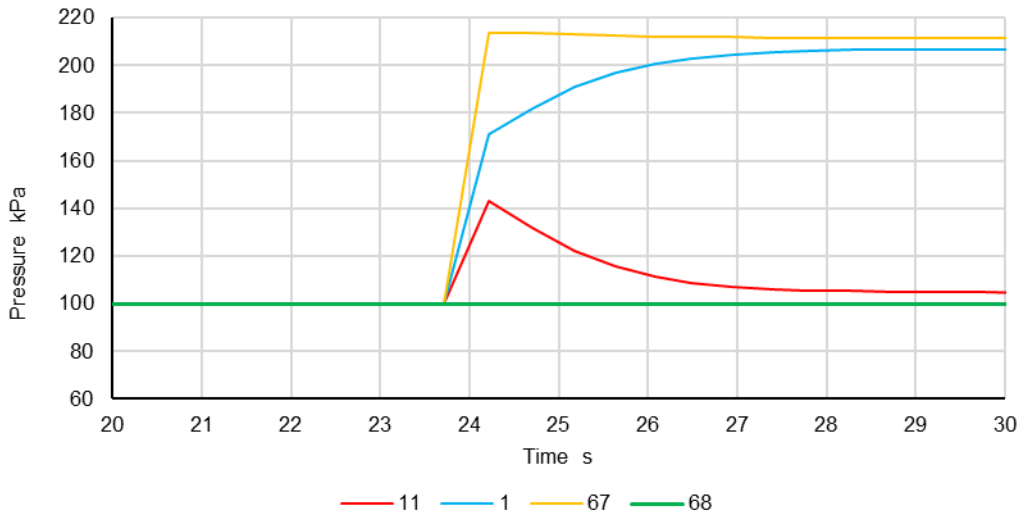


Abbildung 3.15 Pumpenstart: Zeitentwicklung der Drücke am Eintritt (1) und Austritt (11) der ersten Modulreihe sowie auf der Druckseite (67) und Saugseite (68) der Pumpe.

In der Abbildung 3.16 sind die Massenströme in den letzten Modulen (10, 22, 34, 46, 58 und 70) der sechs Modulreihen dargestellt. Die Beschleunigung des Fluidinhaltes in der sechsten Reihe (Modul 70), die der Pumpe am nächsten liegt, ist erwartungsgemäss höher als jene in der ersten Reihe (Modul 10). Ebenfalls dargestellt ist der Massenstrom in der Vorlaufleitung (72). Der stationäre Zustand ist etwa 6 Sekunden nach Pumpenstart erreicht.

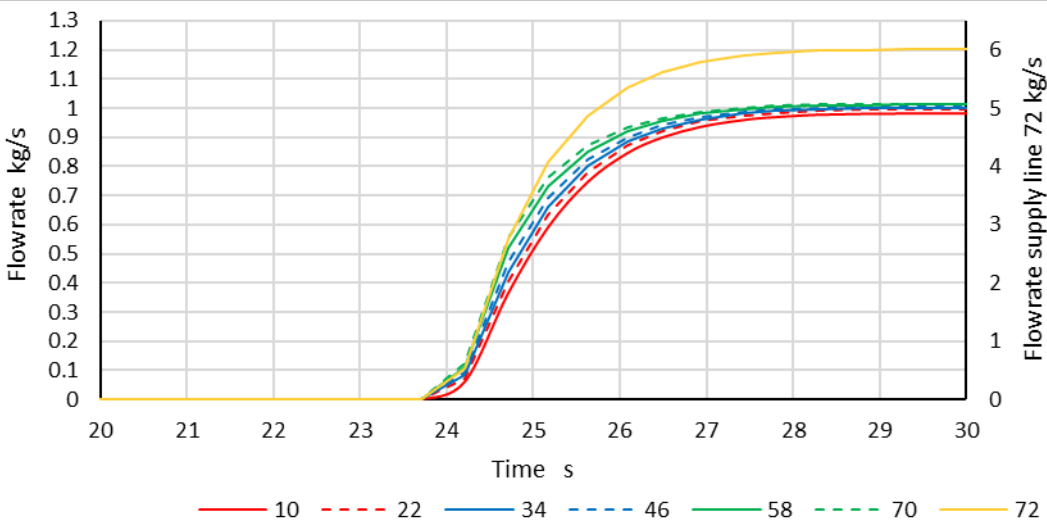


Abbildung 3.16 Pumpenstart: Massenströme in den letzten Modulen (10, 22, 34, 46, 58 und 70) der sechs Modulreihen, und Massenstrom in der Vorlaufleitung (72).

Abbildung 3.17 zeigt die Zeitentwicklung der Drücke beim Pumpenstopp nach 900 Sekunden Laufzeit. Der Referenzdruck (68) auf der Saugseite der Pumpe bleibt unverändert. Der Pumpendruck (67) auf der Druckseite des Pumpenstranges fällt sofort auf einen Wert ab, der um den Reibungsdruckabfall zwischen den Knoten 86 und 67 höher ist als der Referenzdruck. Aufgrund der Rohrreibung wird die Strömung gebremst. Der entsprechende Verzögerungsdruckabfall führt dazu, dass der Druck am Eintritt (1) in die erste Modulreihe unter den Referenzdruck fällt. Aus demselben Grund fällt der am Austritt (11) der ersten Modulreihe nicht sofort, sondern erst über eine gewisse Zeit auf den Referenzdruck ab. Der Ruhezustand wird etwa 10 Sekunden nach Pumpenstopp erreicht.

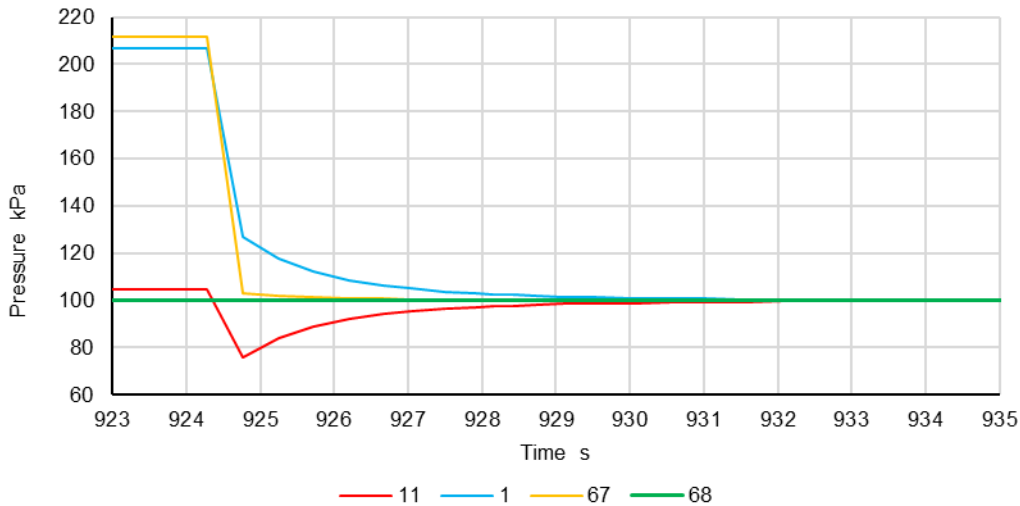


Abbildung 3.17 Pumpenstopp: Zeitentwicklung der Drücke am Eintritt (Knoten 1) und Austritt (Knoten 11) der ersten Modulreihe sowie auf der Druckseite (Knoten 67) und Saugseite (Knoten 68) der Pumpe.

Abbildung 3.18 zeigt die Zeitentwicklung der Massenströme beim Pumpenstopp. Die Verzögerung in der sechsten Reihe (Modul 70), die der Pumpe am nächsten liegt, ist erwartungsgemäss höher als jene in der ersten Reihe (Modul 10).

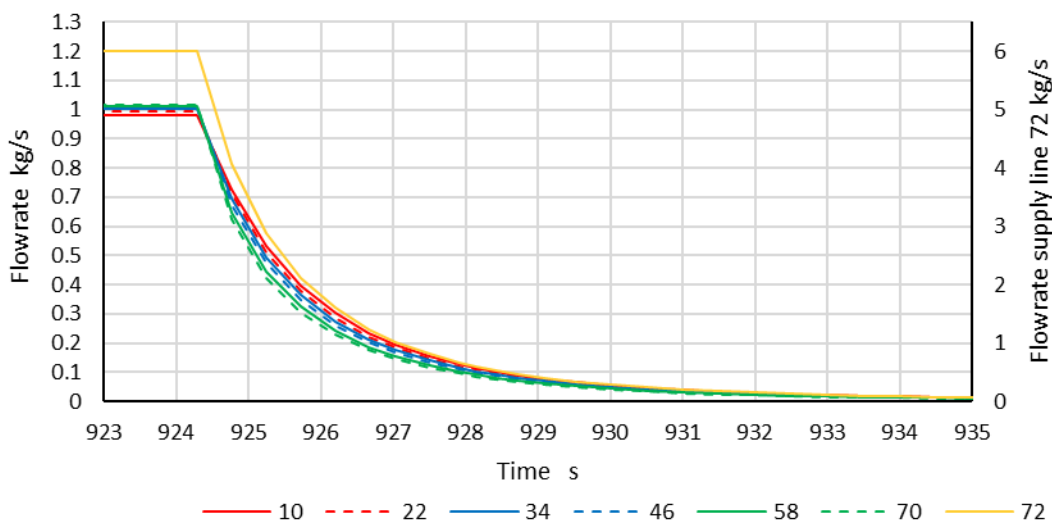


Abbildung 3.18 Pumpenstopp: Massenströme in den letzten Modulen (10, 22, 34, 46, 58 und 70) der sechs Modulreihen, und Massenstrom in der Vorlaufleitung (72).

### 3.1.5.2 Transienten nach Pumpenstart bei 62 °C

In diesem Fallbeispiel wurde die Einschalttemperatur der Pumpe von 46 °C auf 62 °C erhöht. Alle anderen Anfangs- und Randbedingungen wurden beibehalten. Um die Transienten vollständig darstellen zu können, wurde die Simulationszeit auf 1500 Sekunden erhöht. Die folgende Diskussion bezieht sich auf die Abbildung 3.19, die den zeitlichen Verlauf der Modultemperaturen und der Vorlaufleitung darstellt:

Alle Module werden uniform von der Anfangstemperatur 45 °C auf die Einschalttemperatur erwärmt. Unmittelbar nach dem Pumpenstart strömt Fluid mit einer Temperatur von 45 °C in das erste Modul (1) ein, wodurch die Modultemperatur sofort sinkt. Der nach dem Pumpenstart einsetzende Massenstrom mobilisiert den im Fluid gespeicherten Teil der Wärmemenge in Richtung der Module mit höherer Modulnummer. Für diese Module führt die Leistungsbilanz zunächst zum selben Resultat wie beim Aufheizen im Ruhezustand, weil die Temperaturen des zu- und abströmenden Fluides gleich sind. Daher setzt sich die Aufheizkurve stetig fort, als ob die betroffenen Module immer noch im Ruhezustand aufgeheizt würden. Erst wenn kühleres Fluid aus den davorliegenden Modulen einströmt, sinkt auch deren Temperatur. Am stärksten

macht sich dieser Effekt beim letzten Modul (10) bemerkbar, dessen Temperatur für die Pumpensteuerung verwendet wird. Dieses Modul erreicht rund 4.5 Minuten nach Pumpenstart eine Maximaltemperatur von 70.6 °C und sinkt dann innerhalb weiterer 9 Minuten auf denselben stationären Wert ab, der nach Pumpenstart bei 46 °C erreicht wurde (vgl. Abbildung 3.13)

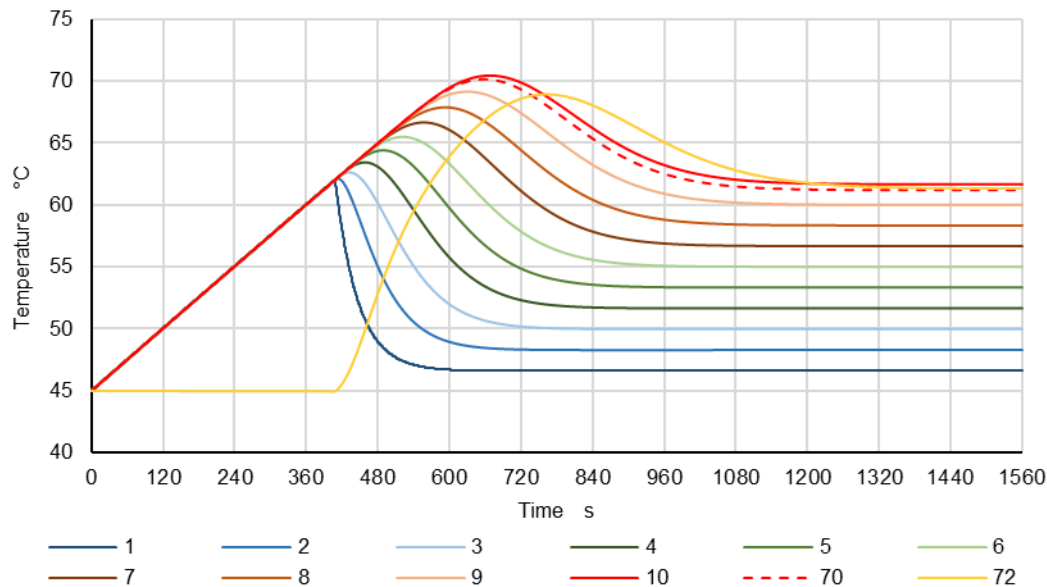


Abbildung 3.19 Modultemperaturen 1-10 der ersten Reihe, Temperatur des letzten Moduls 70 der sechsten Reihe und Temperatur der Vorlaufleitung 72 als Funktion der Zeit.

Der Zeitpunkt und die Höhe des Temperaturmaximums ist abhängig von der Anzahl Kollektormodule und vom Massenstrom. Bei einem einzigen Modul wird kein solches Maximum erkennbar sein. Je mehr Module ein Strang besitzt, desto höher wird die Maximaltemperatur sein. Bei unverändertem Massenstrom ist nach Abbildung 3.19 das Zeitintervall ab Pumpenstart bis zur Maximaltemperatur und die Höhe des Temperaturmaximums etwa proportional zur Anzahl seriell geschalteter Module. Zeitpunkt und Höhe des Temperaturmaximums ist auch abhängig vom Massenstrom. Um den Effekt bei einem höheren Massenstrom zu veranschaulichen, wurde die Simulation mit einem bei einem Drehzahlparameter von 1 (Maximaldrehzahl) durchgeführt. Beim entsprechend höheren Massenstrom wird das Maximum von 68.9 °C zu einem früheren Zeitpunkt bei 617 Sekunden nach Simulationsbeginn erreicht (vgl. Abbildung 3.20). Anschließend würde die Modultemperatur deutlich unter die Einschalttemperatur von 62 °C fallen. Aufgrund der sehr klein gewählten Ausschalthysterese von 2 K wird die Pumpe periodisch ausgeschaltet und nach Erwärmung des Moduls 10 wieder eingeschaltet wird. Dies führt zu einem taktenden Betrieb. Dieses Resultat zeigt, dass der Massenstrom und die Hysterese mit Bedacht gewählt werden müssen.

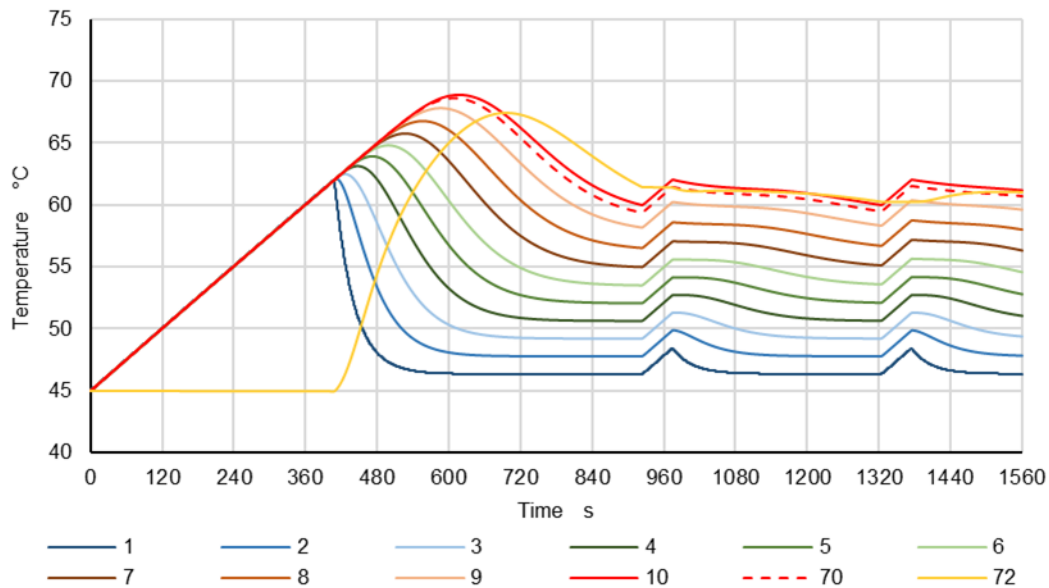


Abbildung 3.20 Modultemperaturen 1-10 der ersten Reihe, Temperatur des letzten Moduls 70 der sechsten Reihe und Temperatur der Vorlaufleitung 72 als Funktion der Zeit.

Abbildung 3.21 zeigt den zeitlichen Verlauf der Massenströme im letzten Modul der ersten Modulreihe (10) und in der Rücklaufleitung (72).

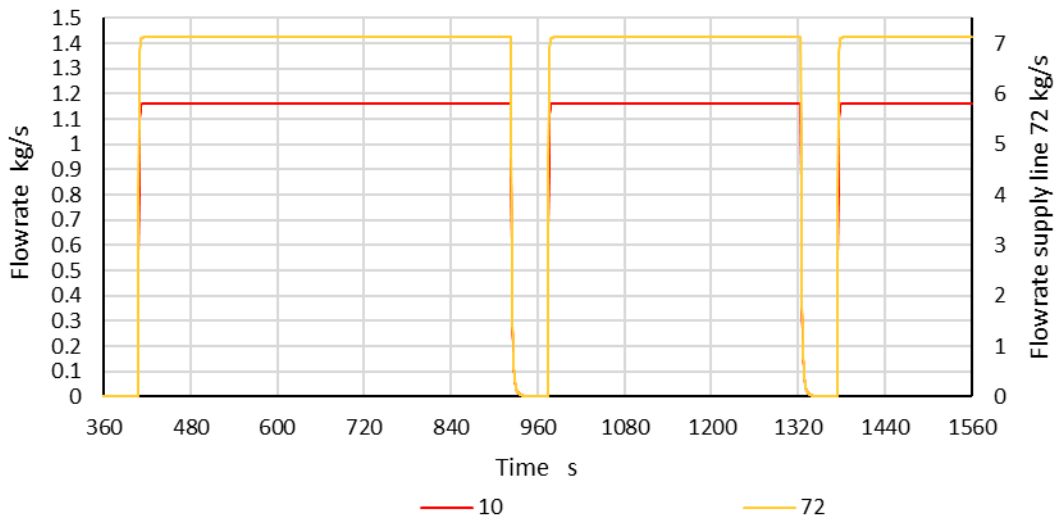


Abbildung 3.21 Massenstrom im letzten Modul 10 der ersten Modulreihe und in der Vorlaufleitung (72).

Abbildung 3.22 zeigt den zeitlichen Verlauf der Drücke am Ein- und Austritt der ersten Modulreihe sowie auf der Saugseite und Druckseite der Pumpe. Bemerkenswert ist der kurzzeitige Druckabfall am Austritt der ersten Modulreihe, der beim Pumpenstopp auftritt. Der durch die Druckhaltung definierte Überdruck am Referenzpunkt muss so hoch sein, dass der Druck auch bei einem transienten Druckabfall nie unter den Atmosphärendruck fallen kann.

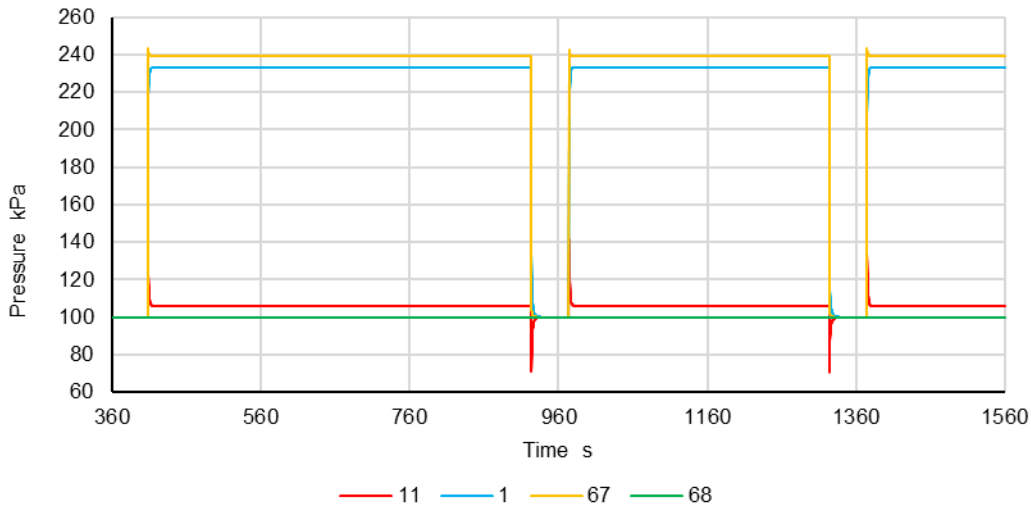


Abbildung 3.22 Zeitentwicklung der Drücke am Eintritt (1) und Austritt (11) der ersten Modulreihe sowie auf der Druckseite (67) und Saugseite (68) der Pumpe.

### 3.2 Beispiel in Anlehnung an die Anlage «Schönwald»

Dieses Beispiel dient dem Nachweis, dass das Simulationsprogramm in der Lage ist, Anlagen in dieser Grössenordnung zu rechnen. Die Spezifikationen des Kollektorfeldes sowie der Verteil- und Sammelleitungen basieren auf einer Präsentation des ISFH. Die Reihenabstände seien 6 m. Tabelle 6 zeigt den entsprechenden Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Network». Es ist zu beachten, dass in der Präsentation zur Anlage «Schönwald» die Reihen in umgekehrter Reihenfolge nummeriert sind. In der Diskussion der Simulationsergebnisse werden jeweils beide Nummern angegeben, wobei die Nummern gemäss Präsentation in Klammern gesetzt sind. Für die Bestrahlungsstärke sei  $1000 \text{ W/m}^2$  und die Umgebungstemperatur  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Anfangstemperatur beträgt  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , ebenso die Eintrittstemperatur.

Tabelle 6 Ausschnitt aus dem Tabellenblatt «Network»

Add string				Remove string				Network/Collector field						
String	Insulation	Length	DN	P/HX	Type	Number	Length	DN	Insulation	P/HX	Length	DN	Insulation	
	mm	m	mm	-			m	mm	mm	-	m	mm	mm	
1					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
2					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
3					HP-125	8	48	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
4					HP-125	9	54	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
5					HP-125	10	60	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
6					HP-125	11	66	25	0					
	20	6	80				m	mm	mm		6	80	20	
7					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	100				m	mm	mm		6	100	20	
8					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	100				m	mm	mm		6	100	20	
9					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	100				m	mm	mm		6	100	20	
10					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	100				m	mm	mm		6	100	20	
11					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	125				m	mm	mm		6	125	20	
12					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	125				m	mm	mm		6	125	20	
13					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	125				m	mm	mm		6	125	20	
14					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	125				m	mm	mm		6	125	20	
15					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	150				m	mm	mm		6	150	20	
16					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	150				m	mm	mm		6	150	20	
17					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	150				m	mm	mm		6	150	20	
18					HP-125	13	78	25	0					
	20	6	150				m	mm	mm		6	150	20	
19					HP-125	13	78	25	0					
	20	60	150								60	150	20	
	<b>Expansion line</b>													
	<b>PM</b>	10	40											

Als Kreislaufpumpe wurde der Typ Grundfos TP 125-150 nach Abbildung 3.23 gewählt und modelliert.

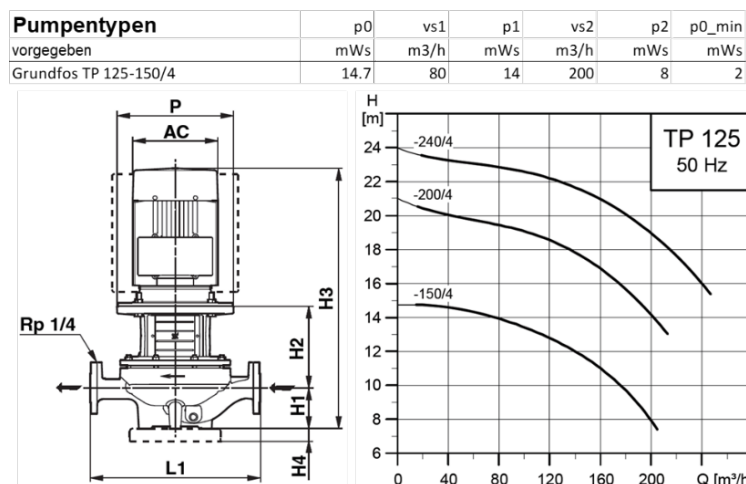


Abbildung 3.23 Ausgewählter und im Tabellenblatt «Pumps» modellierter Pumpentyp.

Die stationäre Analyse ergibt einen flächenspezifischen Durchfluss von 25 l/hm<sup>2</sup> und eine Massenstromverteilung nach Abbildung 3.24.

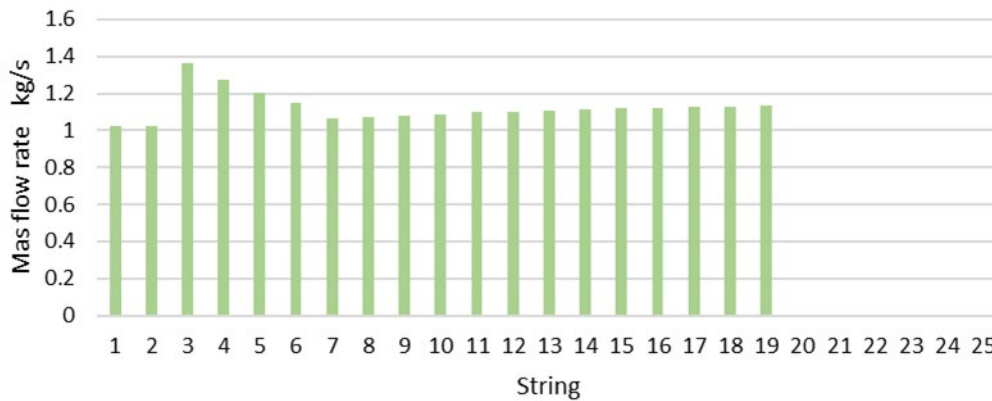


Abbildung 3.24 Massenstromverteilung über die Modulreihen 1 (bzw. 19) bis 19 (bzw. 1)

Abbildung 3.25 zeigt die entsprechenden Fließgeschwindigkeiten in den Verteilleitungen (1 bis 18) und in der Rücklaufleitung (19).

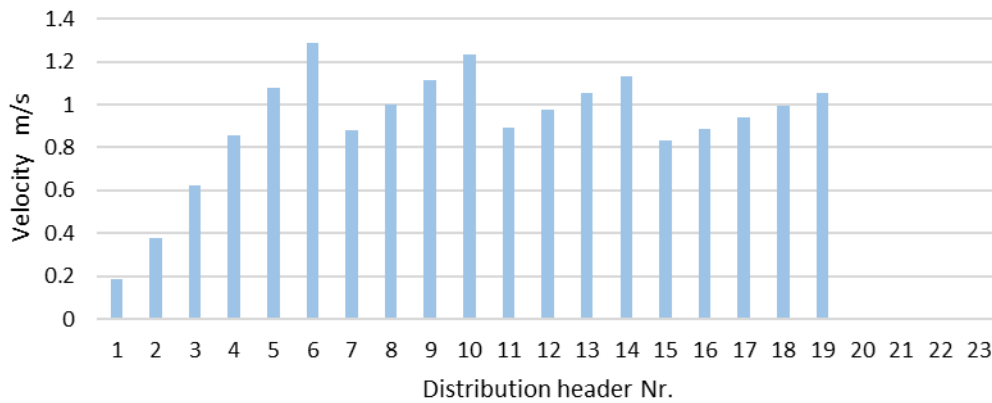


Abbildung 3.25 Fließgeschwindigkeiten in den Verteilleitungen 1 – 18 und in der Rücklaufleitung 19.

Bei der transienten Analyse wurde eine Simulationszeit von 1200 Sekunden festgelegt, mit Pumpenstart nach 4 Sekunden und einer Pumpenlaufzeit von 1020 Sekunden. Das Ausgabeintervall beträgt 1 Sekunde.

In der Abbildung 3.26 ist die Zeitentwicklung der Massenströme nach Pumpenstart dargestellt.

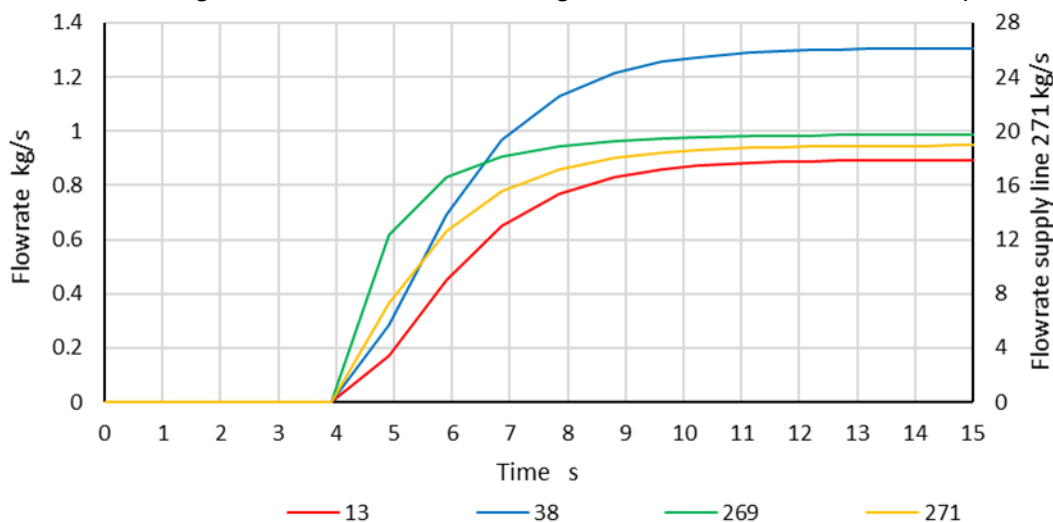


Abbildung 3.26 Zeitentwicklung der Massenströme nach Pumpenstart im Modul 13 der Reihe 1(19), im Modul 38 der Reihe 3(17), im Modul 269 der Reihe 19(1) und in der Vorlaufleitung 271.

Für die Massenströme in den letzten Modulen 13, 38 und 269 der Reihen 1(19), 3(17) und 19(1) gilt die linke Ordinate. Der Massenstrom in der Vorlaufleitung 271 ist auf der rechten Ordinate abzulesen. Der Anstieg des Massenstroms ist umso kleiner, je weiter die Reihe von der Pumpe entfernt liegt. Der stationäre Zustand ist etwa 10 Sekunden nach Pumpenstart erreicht. Abbildung 3.27 zeigt die Zeitentwicklung der Massenströme nach Pumpenstopp. Die Abnahme des Massenstroms ist umso kleiner, je weiter die Reihe von der Pumpe entfernt liegt.

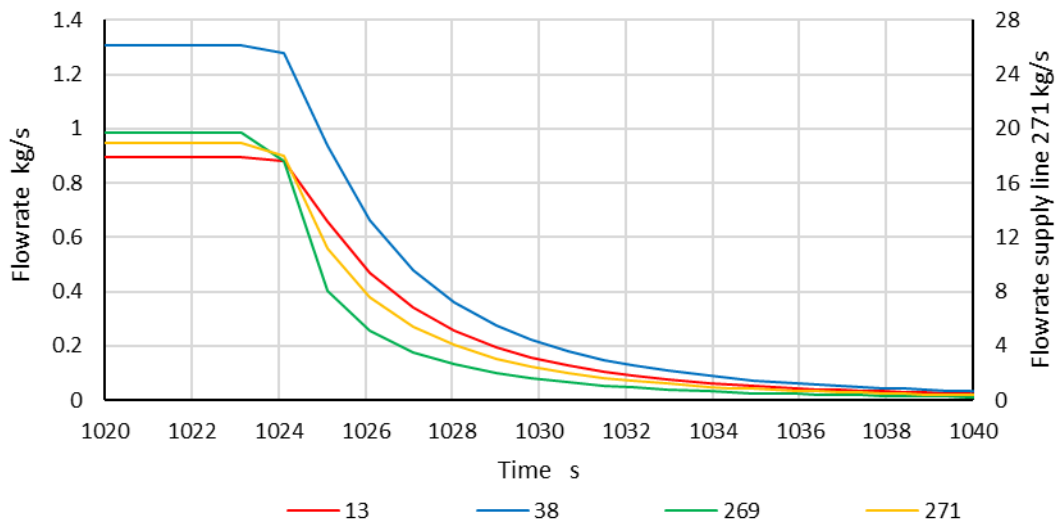


Abbildung 3.27 Zeitentwicklung der Massenströme nach Pumpenstopp im Modul 13 der Reihe 1(19), im Modul 38 der Reihe 3(17), im Modul 269 der Reihe 19(1) und in der Vorlaufleitung 271.

Abbildung 3.28 zeigt die Zeitentwicklung der Drücke nach Pumpenstart. Es ist schön zu sehen, wie die Druckdifferenzen zwischen die Knoten 1 und 127 am Eintritt und den Knoten 14 und 140 am Austritt der jeweiligen Reihen 1(19) und 11(9) mit steigendem Massenstrom als Folge des Druckverlustes zunehmen.

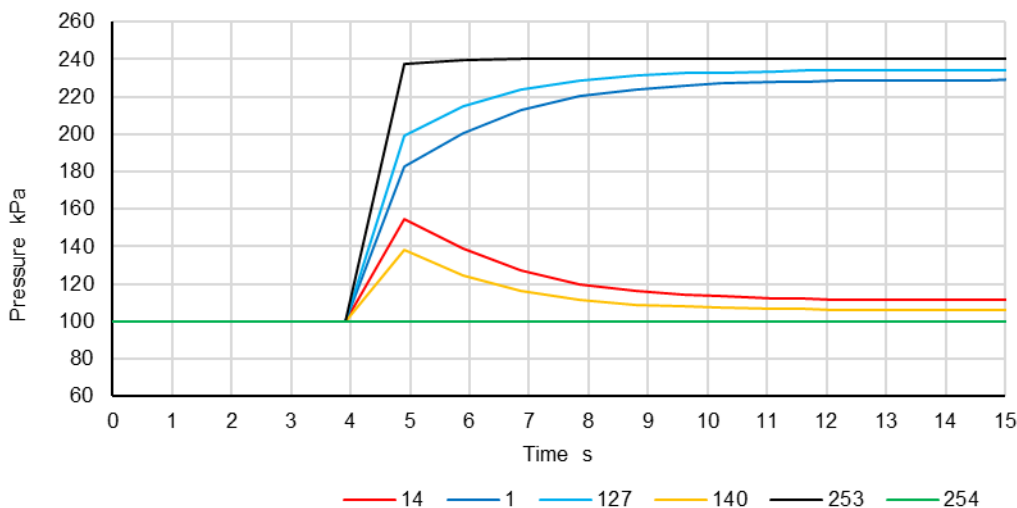


Abbildung 3.28 Zeitentwicklung der Drücke nach Pumpenstart im Knoten 14 am Austritt der Reihe 1(19), im Knoten 1 am Eintritt der Reihe 1(19), im Knoten 140 am Austritt der Reihe 11(9), im Knoten 127 am Eintritt der Reihe 11(9), im Knoten 253 am Eintritt in die Rücklaufleitung und am Referenzpunkt, dem Knoten 254.

Abbildung 3.29 zeigt die Zeitentwicklung der Drücke nach Pumpenstopp. Im Knoten 14 am Austritt der Reihe 1(19) fällt der Druck weit unter den Referenzdruck auf rund 51 kPa ab. Aufgrund der grossen hydraulischen Trägheit ist der Druckabfall viel grösser als bei der kleineren Anlage nach Abschnitt 3.1, Abbildung 3.17.

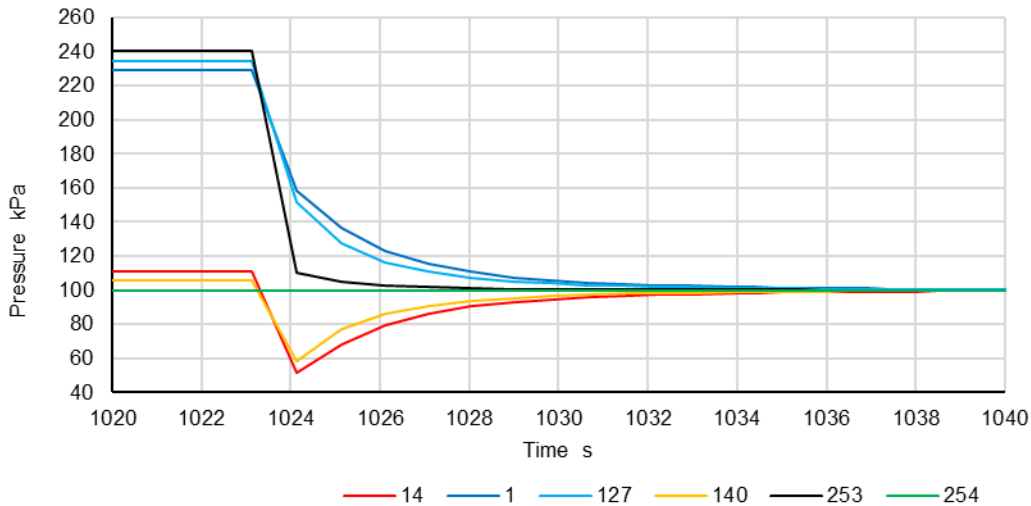


Abbildung 3.29 Zeitentwicklung der Drücke nach Pumpensopp im Knoten 14 am Austritt der Reihe 1(19), im Knoten 1 am Eintritt der Reihe 1(19), im Knoten 140 am Austritt der Reihe 11(9), im Knoten 127 am Eintritt der Reihe 11(9), im Knoten 253 am Eintritt in die Rücklaufleitung und am Referenzpunkt, dem Knoten 254.

Abbildung 3.31 zeigt die Zeitentwicklung der Temperaturen im letzten Modul 13 der Reihe 1(19), im letzten Modul 38 der Reihe 3(17), im letzten Modul 269 der Reihe 19(1) sowie in der Vorlaufleitung 271. Im Stationären Grenzfall entspricht das Verhältnis der Temperaturzunahme dem reziproken Verhältnis der Massenströme.

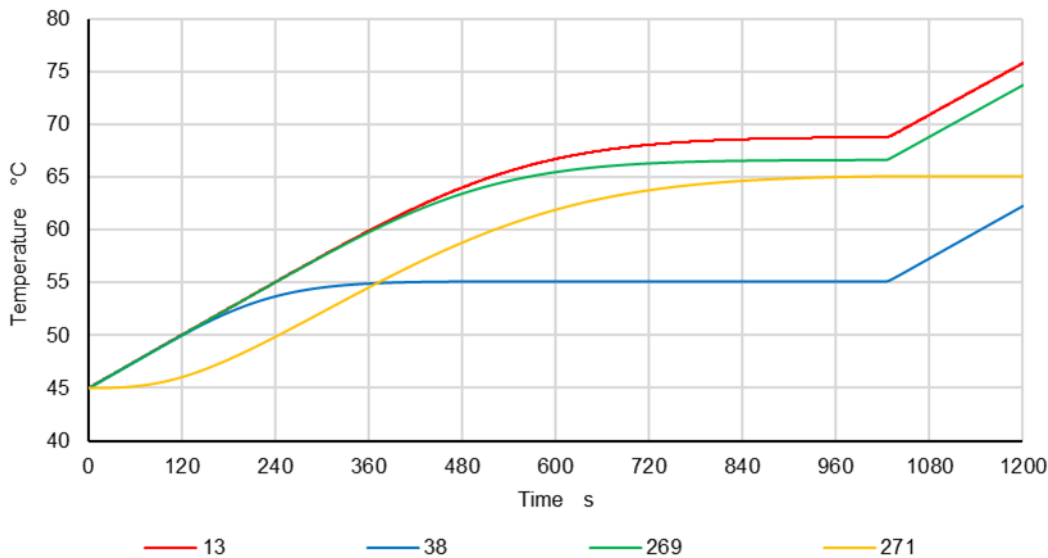


Abbildung 3.31 Temperaturen im letzten Modul 13 der Reihe 1(19), im letzten Modul 38 der Reihe 3(17), im letzten Modul 269 der Reihe 19(1) und in der Vorlaufleitung 271.

## 4 Thermohydraulisches Modell

Im Sinne des thermohydraulischen Ansatzes werden alle Komponenten des Rohrnetzes durch Null- und eindimensionale Modellelemente abgebildet. In den folgenden Abschnitten werden zunächst das thermische Kollektormodell und das thermische Rohrmodell spezifiziert. Anschließend werden die hydraulischen Modelle für Kollektormodul und Rohr definiert. Schliesslich werden die Modelle für die stationäre und transiente Rohrnetzanalyse hergeleitet und anhand von Vergleichsrechnungen plausibilisiert.

## 4.1 Thermisches Kollektormodell

### 4.1.1 Wirkungsgrad

Bei normalelektiven und thermochromen Kollektoren ist die Stagnationstemperatur durch die Bestrahlungsstärke und die Umgebungstemperatur beeinflusst. Bei Heat Pipe Kollektoren ist die Stagnationstemperatur hingegen allein eine Eigenschaft der Heat Pipe und für einen bestimmten Typ konstant.

Der Wirkungsgrad ist einerseits durch den Konversionsfaktor und den Verlustkoeffizienten bestimmt:

$$\eta = \eta_0 - a_1 (T_m - T_a) / G \quad (1)$$

Andererseits ist der Wirkungsgrad nach oben beschränkt durch den Abfall nach Erreichen der kritischen Temperatur  $T_{stag}$ .

$$\eta = m_{stag} \frac{T_m - T_{stag}}{G} \quad (2)$$

Die Stagnationstemperatur  $T_{stag}$  und die Konstante  $m_{stag}$  sind Parameter, die für die drei Heatpipe Kollektoren nach Tabelle 7 spezifisch sind. Alle Angaben sind auf eine Kollektorfläche von  $13\text{m}^2$  bezogen.

Tabelle 7 Thermodynamische Daten der Heatpipe Kollektoren

Kollektortyp		HP-125	HP-145	HP-165
Konversionsfaktor $\eta_0$	-	0.49	0.49	0.49
Verlustfaktor $a_1$	W/Km <sup>2</sup>	0.63	0.63	0.63
Stagnationstemperatur $T_{stag}$	°C	125	145	165
Konstante $m_{stag}$	W/Km <sup>2</sup>	-11.5	-11.5	-11.5

Abbildung 4.1 zeigt die Wirkungsgradkennlinien für die Kollektortypen HP-125 und HP-165 bei einer Bestrahlungsstärke von 600 und 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Umgebungstemperatur von 20 °C.

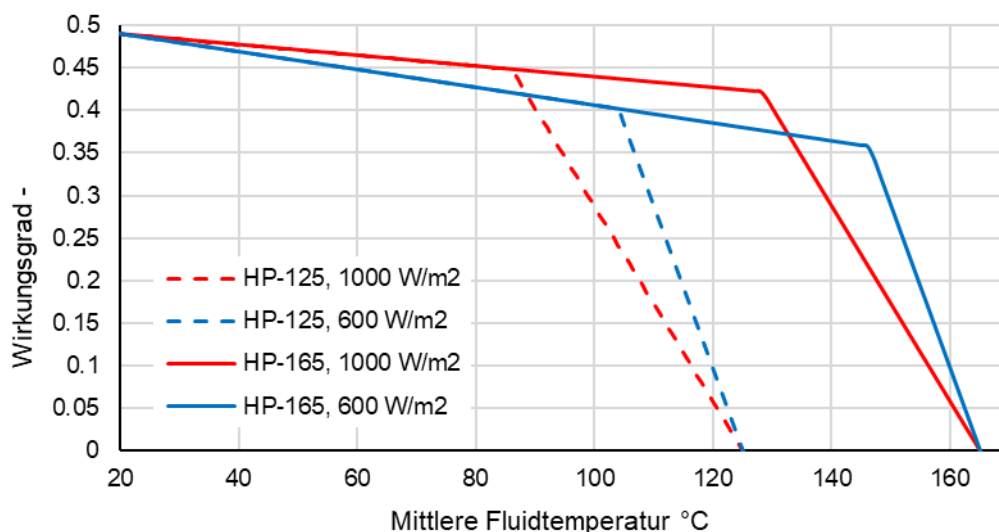


Abbildung 4.1 Wirkungsgradkennlinien für die Kollektortypen HP-125 und HP-165.

## 4.2 Wärmetransport stationär

Im stationären Fall werden die Beiträge zur Leistung jedes Moduls sowie die dabei auftretenden Temperaturen iterativ berechnet. Eine Modulreihe besitzt  $n_M$  Module, die seriell durchströmt werden. Die Module werden mit  $k \in \{1..n_M\}$  nummeriert. Die Leistung eines Moduls ist durch den Wirkungsgrad nach Gleichungen (1) und (2), die Bestrahlungsstärke und die Modulfläche bestimmt:

$$\dot{Q}_M = GA_M \eta \quad (3)$$

Der Wirkungsgrad ist für die mittlere Fluidtemperatur definiert, die vorerst nicht bekannt ist. Zur Berechnung der Mittleren Fluidtemperaturen werden Knoten an den Verbindungsstellen der Kollektoren sowie am Ein- und Austritt der Modulreihe definiert. Die Knoten werden mit  $k \in \{1..n_M + 1\}$  nummeriert. Als Startwert für das erste Modul einer Reihe dient die Austrittstemperatur aus der Verteilleitung bzw. die Eintrittstemperatur  $T_1$  in die Modulreihe. Als Startwert für das k-te Modul dient dessen Eintrittstemperatur  $T_k$ . Die Austrittstemperatur und die mittlere Fluidtemperatur werden iterativ bestimmt, sodass gilt:

$$T_{k+1} = T_k + \frac{\dot{Q}_{M,k}}{\dot{m}c_p} \quad (4)$$

$$T_{m,k} = (T_{k+1} + T_k)/2 \quad (5)$$

## 4.3 Wärmetransport transient

### 4.3.1 Wärmekapazität

Für die Modellierung des transienten Verhaltens wird die Wärmekapazität benötigt. Jedes Kollektormodul wird durch ein Einknotenmodell abgebildet. Daher ist es ausreichend, wenn der Fluidinhalt des Kollektormoduls  $V_M$  und die Wärmekapazität der Sammelleitung  $C_M$  bekannt sind.

Die Abschnitte der Verteil- und Sammelleitungen zwischen den Kollektorreihen werden ebenfalls durch Einknotenmodelle dargestellt. Die Fluidinhalte und die Wärmekapazitäten werden mit  $V_D$  und  $C_D$  für die Verteilleitung (distribution header, D) und mit  $V_C$  und  $C_C$  für die Sammelleitung (collection header, C) bezeichnet.

### 4.3.2 Bilanzgleichungen des Wärmetransports

Durch Aufheizen der nicht durchströmten Sammelleitung im Zeitintervall  $\tau$  erreicht die Temperatur der Sammelleitung den Wert:

$$T'_m = T_m + \frac{\dot{Q}_M(G, T_m, T_a)\tau}{C_M + c_l \rho_l V_M} \quad (6)$$

Im Betrieb wird mit der Mischtemperatur gerechnet. Diese ergibt sich durch Wärmezufuhr aus den Heatpipes und dem Zustrom aus der Verteilleitung bzw. dem davorliegenden Kollektor:

$$T'_m = \frac{\dot{Q}\tau + \rho_l c_l \dot{V}\tau T_{m,k-1} + \rho_l c_l (V_M - \dot{V}\tau) + C_M T_m}{\rho_l c_l V_M + C_M} \quad (7)$$

Die Verteil- und Sammelleitungen sowie die Vor- und Rücklaufleitungen werden auf dieselbe Weise berechnet, wobei anstelle des Kollektorertrags der Wärmeverlust der Rohrleitung einzusetzen ist, wobei  $U$  der längenbezogene Verlustkoeffizient eines Rohrabschnittes der Länge  $l$  ist:

$$\dot{Q}_L = U_L (T - T_a) \quad (8)$$

## 4.4 Druckverlust

Die einphasige, stationäre Strömung in Rohren wird durch die Bernoulligleichung abgebildet, die um einen Druckverlustterm erweitert ist.

### 4.4.1 Reibungsdruckverlust in zylindrischen Rohren

Der Druckverlust in zylindrischen Rohren wird nach Darcy-Weisbach (Brown 2002) als Funktion der kinetischen Energiedichte dargestellt, mit der Rohrreibungszahl  $\lambda$  als Parameter:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} w^2 \quad (9)$$

Um Verwechslungen mit der kinematischen Viskosität zu vermeiden, wird die mittlere Fließgeschwindigkeit mit  $w$  bezeichnet. Wichtig für die Konvergenz numerischer Verfahren ist die Steigung der Korrelation zur Berechnung der Rohrreibungszahl. Diese Bedingung wird durch die Korrelationen (10) bis (14) nach Zanke (1993) erfüllt. Die Rohrreibungszahl wird als Funktion der Reynoldszahl dargestellt:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (10)$$

Die Rohrreibungszahl bei rein laminarer Strömung ist:

$$\lambda_{lam} = \frac{64}{\text{Re}} \quad (11)$$

Die Rohrreibungszahl bei rein turbulenter Strömung wird durch folgende explizite Funktion dargestellt:

$$\lambda_{turb} = \left[ -2 \log_{10} \left( \frac{2.7 (\log_{10} \text{Re})^{1.2}}{\text{Re}} + \frac{k}{3.71 \cdot d} \right) \right]^{-2} \quad (12)$$

Gleichung (13) drückt die Wahrscheinlichkeit als Funktion der Reynoldszahl aus, dass die Strömung turbulent ist:

$$P_{turb} = \exp[-\exp(8.75 - 0.0033 \text{Re})] = 1 - P_{lam} \quad (13)$$

Die Rohrreibungszahl wird als Linearkombination der Rohrreibungszahlen für laminare und turbulente Strömung dargestellt:

$$\lambda = (1 - P_{turb}) \lambda_{lam} + P_{turb} \lambda_{turb} \quad (14)$$

Abbildung 4.3 zeigt die Rohrreibungszahl sowie die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten turbulente Strömung.

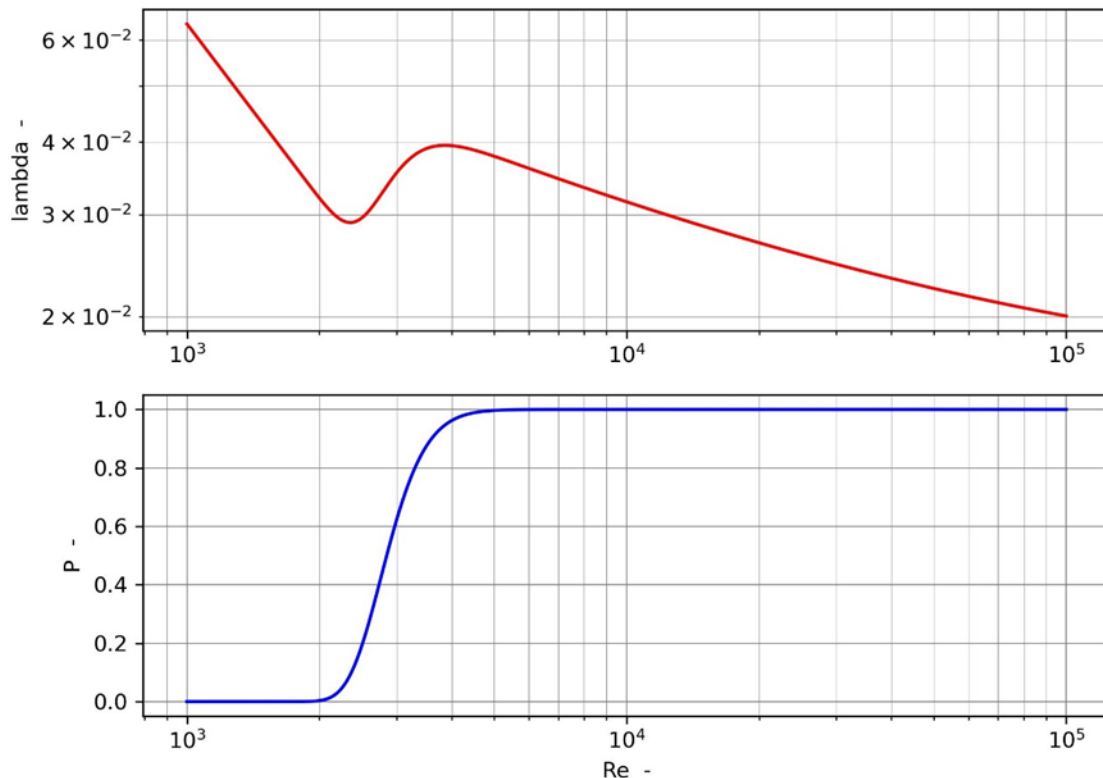


Abbildung 4.2 Rohrreibungszahl nach Zanke (1993) für unterschiedliche Rauigkeiten.

Für die Implementierung in Simulationsprogramme ist es günstiger, den Druckverlust als Funktion des Massenstromes darzustellen.

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} w^2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho d^2 \pi} \right)^2 = \lambda \frac{8l}{d^5 \pi^2 \rho} \dot{m}^2 \quad (15)$$

Entsprechend wird ein dimensionsbehafteter Druckverlustkoeffizient  $R$  definiert:

$$\Delta p = R \cdot \dot{m}^2 \quad ; \quad R = \lambda \frac{8l}{d^5 \pi^2 \rho} \quad (16)$$

#### 4.4.2 Druckverlust in der Sammelleitung von Kollektormodulen

Die Definition eines hydraulischen Durchmessers für Sammelleitung von Kollektormodulen ist problematisch, weil die Form des Querschnittes und damit die Strömungsform entlang des Strömungsweges ändert. Trotzdem wird angenommen, dass die Reynoldszahl die geeignete Kennzahl ist, um Druckverluste zu korrelieren.

Der hydraulische Durchmesser wird nach Gleichung (17) als Verhältnis des vierfachen Volumens zur benetzten Oberfläche der Sammelleitung eines Moduls gebildet. Diese hat eine Länge von  $l_M = 6$  m, einen Innendurchmesser von  $d_i = 0.064$  m und besitzt  $n = 78$  Fassungen für die Heatpipes mit einem Aussendurchmesser von  $d_p = 0.0235$  m. Dieser hydraulische Durchmesser wird auch genutzt, um den mittleren Strömungsquerschnitt und die mittlere Fließgeschwindigkeit zu berechnen. Indem man die Stirnflächen der Fassungen vernachlässigt, erhält man näherungsweise:

$$d_{h,M} = \frac{4V}{A} = \frac{4(l_M d_i^2 - n d_i d_p^2) \pi}{(l_M d_i + n d_i d_p) \pi 4} = \frac{l_M d_i^2 - n d_i d_p^2}{l_M d_i + n d_i d_p} = 0.043 \text{ m} \quad (17)$$

Aufgrund der komplexen Geometrie macht es keinen Sinn, den Druckverlust durch die Darcy-Weisbach Formel darzustellen. Stattdessen wird die Form für lokale Druckverluste verwendet, wobei der Druckverlustkoeffizient von der Reynoldszahl abhängen soll:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} w^2 \quad (18)$$

Für diesen Druckverlustkoeffizienten wird eine Korrelation hergeleitet und anhand gemessener Druckverluste kalibriert. Die Druckverluste eines Moduls inklusive eines Verbindungsbogens wurde durch die Akotec GmbH experimentell mit Wasser bei 20°C bestimmt. Die Dichte und die Viskosität bei dieser Temperatur betragen  $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$  und  $\nu = 1.044 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Die Messdaten geben den Druckverlust als Funktion des Volumenstroms. Daher wird die Gleichung (18) entsprechend umgeformt und nach dem Druckverlustkoeffizienten aufgelöst:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} \frac{16\dot{V}^2}{d_{h,M}^4 \pi^2} \Rightarrow \zeta = \frac{\Delta p \cdot d_{h,M}^4 \cdot \pi^2}{8\rho\dot{V}^2} \quad (19)$$

Ausserdem wird die zum Volumenstrom gehörende Reynoldszahl berechnet:

$$\text{Re} = \frac{wd_{h,M}}{\nu} = \frac{4\dot{V}}{d_{h,M}\pi\nu} \quad (20)$$

Abbildung 4.4 zeigt den Druckverlustbeiwert für das HP-Kollektormodul inklusive Rohrbogen für Wasser bei 20°C und Tyfocor LS bei 60°C als Funktion der Reynoldszahl.

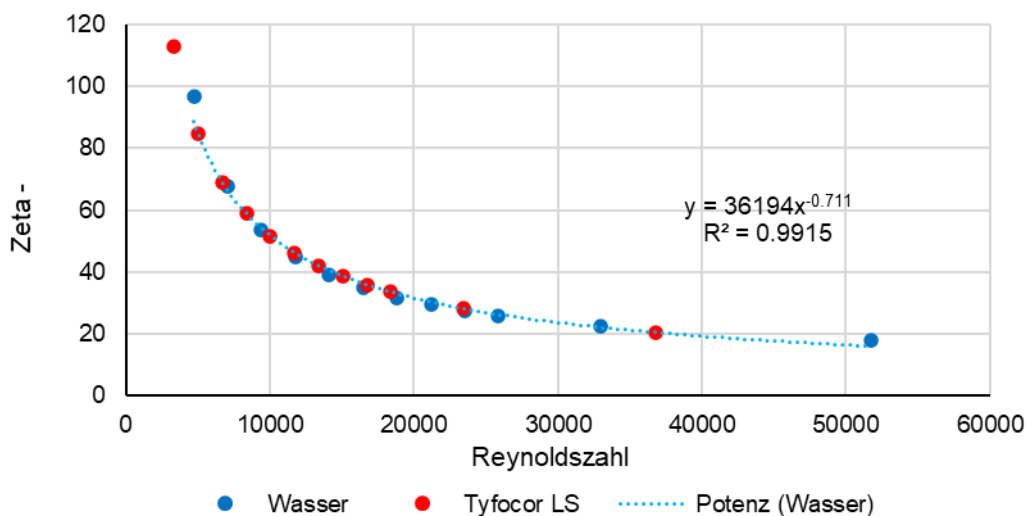


Abbildung 4.4 Druckverlustbeiwert für das HP-Kollektormodul inklusive Rohrbogen.

Der Druckverlustbeiwert kann folglich durch die Potenzfunktion nach Gleichung (21) dargestellt werden.

$$\zeta = 36194 \cdot \text{Re}^{-0.711} \quad (21)$$

Für die Programmierung ist es günstig, den Druckverlust als Funktion des Massenstroms darzustellen. Analog zur Herleitung der Gleichungen (15) und (16) erhält man:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} w^2 = \zeta \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho d^2 \pi} \right)^2 = \zeta \frac{8}{d^4 \pi^2 \rho} \dot{m}^2 \quad (22)$$

$$\Delta p = R_M \dot{m}^2 \quad ; \quad R_M = \zeta \frac{8}{d^4 \pi^2 \rho} \quad (23)$$

#### 4.4.3 Lokale Druckverluste in Armaturen Rohrverbindungen und T-Verbindungen

Bei Kollektorfeldern mit HP-Kollektormodulen tragen lokale Druckverluste in T-Verbindungen und Rohrverbindungen mit weniger als 1% zum Gesamtdruckverlust bei. Entsprechend gering ist ihr Einfluss auf die Strömungsverteilung. Diese Druckverluste werden daher vernachlässigt. Der Druckverlust von Durchflussmessern und federbelasteten Rückschlagventilen darf aber nicht vernachlässigt werden. Um möglichst kurze Simulationszeiten zu erreichen, wird der Druckverlust dieser Elemente näherungsweise durch den Längenzuschlag eines Rohres mit demselben Druckverlust abgebildet. Diesen erhält man durch Gleichsetzen des lokalen Druckverlustes und des Rohrreibungsdruckverlustes und anschliessendem Auflösen nach der Länge:

$$\zeta \frac{\rho}{2} w^2 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} w^2 \Rightarrow l = d \frac{\zeta}{\lambda} \quad (24)$$

Es ist geplant, in späteren Versionen des Tools lokale Druckverluste bei Richtungsänderungen und Verzweigungen auf analytische Weise zu berücksichtigen. Abbildung 4.5 zeigt die so berechneten Druckverlustkoeffizienten für scharfkantige T-Verbindungen. Nach Truckenbrodt (2008) übersteigen die auf diese Weise erhaltenen Druckverlustbeiwerte die real auftretenden Druckverlustbeiwerte um bis zu 50%. Dies rechtfertigt die Vernachlässigung von Stossverlusten die beim Übergang von Fittings und Rohren mit derselben Nennweite auftreten.

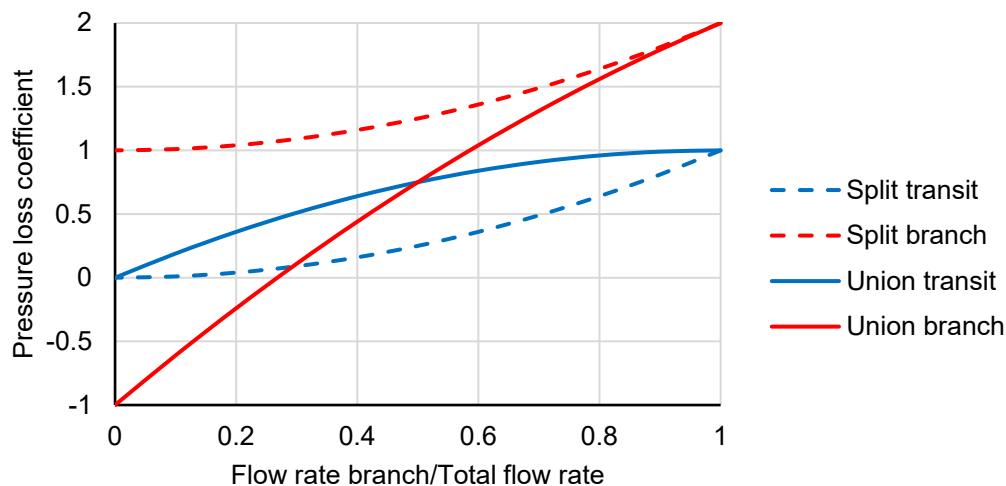


Abbildung 4.5 Druckverlustkoeffizient scharfkantiger T-Verbindungen.

#### 4.5 Rohrnetzanalyse - stationär

Die stationäre Strömungsverteilung im Kollektorfeld wird mit dem expliziten Verfahren nach Cross (1936) berechnet. Das Kollektorfeld besteht aus  $n$  Kollektorreihen. Diese bilden zusammen mit den dazwischenliegenden Verteil- und Sammelleitungen  $i = 1 \dots n-1$  Maschen. Die Knoten werden nummeriert und mit  $j$  bezeichnet. In einen Knoten münden zwei oder drei Leitungen. Die Strömungsverteilung wird iterativ berechnet. Beim Start der Rechnung wird angenommen, dass alle Kollektorreihen mit demselben Volumenstrom durchflossen werden. Nun wird der entsprechende Massenstrom in den Verteil- und Sammelleitungen berechnet, sodass die Massenbilanz erfüllt ist:

$$\sum_{k_j} \rho_{k_j} \dot{V}_{k_j,0} = 0 \quad (25)$$

Dies ist die nullte Näherung für die Massenströme, die daher mit 0 indiziert ist. Würde man die Summe der Druckverluste aller Elemente berechnen, welche eine beliebige Masche  $i$  bilden, erhielte man einen Wert ungleich null.

$$\sum_{k_i} \Delta p_{k_i} \neq 0 \quad (26)$$

Dies ist im Widerspruch zur Bedingung, dass auch die Impulsbilanz erfüllt sein muss. Daher wird der Durchfluss in allen Elementen einer Masche um einen Betrag korrigiert, der die Summe der Druckverluste in erster Näherung zu null macht. Die erste Näherung für den Durchfluss ist:

$$\dot{V}_{k_i,1} = \dot{V}_{k_i,0} + \Delta \dot{V}_{k_i} \quad (27)$$

Die Massenbilanz in den Knoten bleibt dabei erhalten. Um den Korrekturbetrag zu berechnen, geht man vom Potenzansatz für den Druckverlust aus und berücksichtigt nur die ersten beiden Terme der Taylorreihe:

$$\Delta p = c_0 (\dot{V}_0 + \Delta \dot{V}_i)^a \approx c_0 \dot{V}_0 |\dot{V}_0|^{a-1} + c_0 a |\dot{V}_0|^{a-1} \Delta \dot{V}_i \quad (28)$$

Einsetzen in Gleichung (26) liefert:

$$\sum_{k_i} c_{k_i,0} \dot{V}_{k_i,0} |\dot{V}_{k_i,0}|^{a-1} + \Delta \dot{V}_i \sum_{k_i} c_{k_i,0} a |\dot{V}_{k_i,0}|^{a-1} = 0 \quad (29)$$

Auflösen nach dem Korrekturbetrag liefert:

$$\Delta \dot{V}_i = - \frac{\sum_{k_i} c_{k_i,0} \dot{V}_{k_i,0} |\dot{V}_{k_i,0}|^{a-1}}{\sum_{k_i} c_{k_i,0} a |\dot{V}_{k_i,0}|^{a-1}} \quad (30)$$

Diese Rechnung wird sequenziell für jede Masche ausgeführt. Anschliessend werden die neuen Volumenströme und die Druckverlustkoeffizienten neu berechnet. Die Prozedur wird so lange wiederholt, bis der Maximalwert des Quotienten aus Korrekturbetrag und Volumenstrom kleiner ist als ein festgelegter Grenzwert.

$$\delta \geq \max \left\{ \frac{\Delta V_i}{\min(V_j)_i} \right\} ; \quad i \in \{1 \dots n-1\} \quad (31)$$

Das Verfahren nach Cross (1936) konvergiert relativ langsam, was aber dank der Leistungsfähigkeit heutiger Rechner unbedeutend ist.

Das Verfahren wird anhand des folgenden Beispiels erläutert. Ein Rohrregister besitze 10 Stränge. Jeder Strang wird durch ein 50 m langes Rohr mit 25 mm Innendurchmesser gebildet. Die Stränge seien durch jeweils 10m lange Verteil- und Sammelleitungen parallel geschaltet. Verteil und Sammelleitungen haben einen Innendurchmesser von 40 mm. Der Anschluss erfolgt einseitig. Der Gesamtmassenstrom beträgt 10 kg/s. Abbildung 4.6 zeigt die Resultate, die mit 36 Iterationen auf die stationäre Lösung konvergiert.

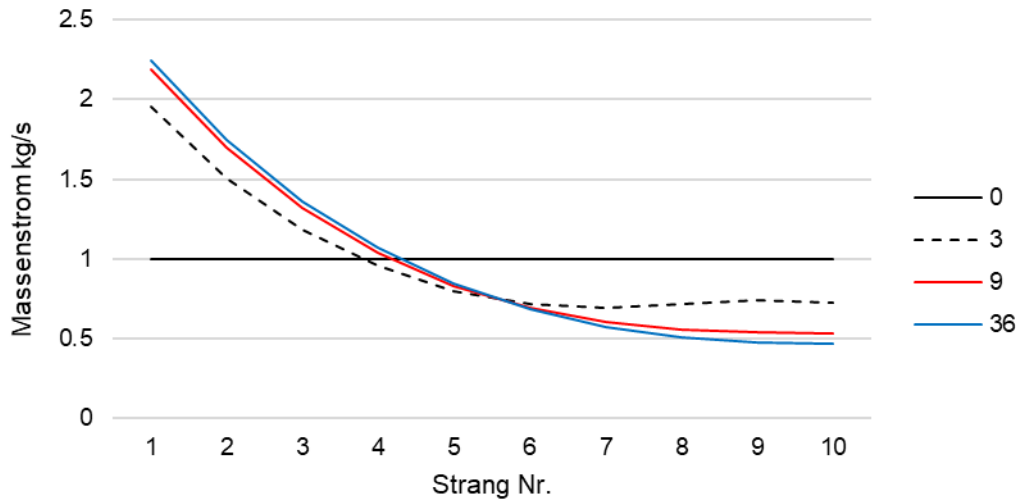


Abbildung 4.6 Berechnung der Strömungsverteilung nach 3, 9 und 36 Iterationen.

#### 4.6 Rohrnetzanalyse - transient

Zur transienten Rohrnetzanalyse wird das Verfahren nach Nahavandi und Catanzaro (1973) eingesetzt. Dieses beruht auf der numerischen Lösung der Massen- und Impulsgleichung. Damit der Betrieb von Solaranlagen simuliert werden kann, wird das Verfahren um die numerische Lösung der (thermischen) Energiegleichung ergänzt.

##### 4.6.1 Impulserhaltungsgleichung

Die Integration der Bewegungsgleichung mit Berücksichtigung des Pumpendruckes und des Reibungsdruckverlustes liefert die allgemeine Form der Impulserhaltungsgleichung:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} \frac{l}{A} = \Delta p_P - \frac{\dot{m}^2}{2\rho} \left( \frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right) - (p_2 - p_1) - \rho g (z_2 - z_1) - \lambda \frac{l}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (32)$$

Der Term  $l/A$  ist verantwortlich dafür, dass die Beschleunigung des Fluids umso kleiner ist, je grösser der Leitungsquerschnitt ist. Dieser Term wird daher oft als geometrische Trägheit bezeichnet (Massoud 2005, p.268). Bei identischen Ein- und Austrittsquerschnitten  $A_1$  und  $A_2$  verschwindet der Term der Beschleunigung, und es folgt:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} \frac{l}{A} = \Delta p_P - (p_2 - p_1) - \rho g (z_2 - z_1) - \lambda \frac{l}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (33)$$

Diese nichtlineare Differentialgleichung wird mittels Einschrittverfahren nach Euler gelöst. Das Differential wird durch den Vorwärtsdifferenzenquotient des Massenstromes ersetzt:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} \frac{l_1}{A_1} \approx \frac{\dot{m}^{n+1} - \dot{m}^n}{\Delta t} \frac{l_1}{A_1} = \Delta p_P - \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{(\dot{m}^n)^2}{2\rho A^2} - \rho g (z_2 - z_1) - (p_2 - p_1) \quad (34)$$

Auflösen nach dem Massenstrom zum neuen Zeitpunkt  $n+1$  ergibt:

$$\dot{m}^{n+1} = \dot{m}^n + \frac{\Delta t \cdot A_1}{l_1} \left[ \Delta p_P - \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{(\dot{m}^n)^2}{2\rho A^2} - \rho g (z_2 - z_1) \right] - \frac{\Delta t \cdot A_1}{l_1} (p_2 - p_1) \quad (35)$$

Die vektorwertige Form dieser Gleichung wird bei der transienten Rohrnetzanalyse verwendet. Bei einer genaueren Rechnung müssten die Terme für lokale Druckverluste hinzugefügt werden. Die Berücksichtigung der Druckverluste in T-Verbindungen ist programmtechnisch aufwändig, weil die Druckverlustkoeffizienten von den Massenströmen im Hauptrohr, im Durchgang und im Abzweig abhängen.

#### 4.6.2 Netzmatrix und Massenerhaltungsgleichung

Ein Rohrnetz besteht aus N Netzknoten und M Zweigen, welche diese Knoten verbinden. Die Netzknoten werden mit 1 bis N und die Zweige mit 1 bis M nummeriert. Die Reihenfolge der Nummerierung wird so gewählt, dass die nachfolgend definierte Netzmatrix diagonal dominant ist. Das Verfahren der Nummerierung wird anhand des Beispiels nach Abbildung 4.7 illustriert. Die Netzknoten sind mit roten Nummern, die Zweige mit schwarzen Nummern bezeichnet. Der Knoten 6 stellt die Druckrandbedingung der saugseitigen Druckhaltung (pressure maintenance PM) dar. Der Zweig 8 ist die Ausdehnungsleitung.

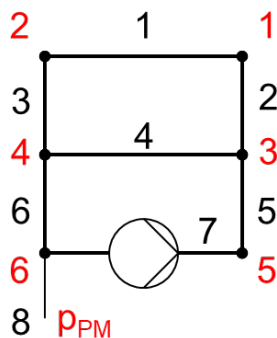


Abbildung 4.7 Rohrnetz mit Pumpe und Referenzdruck  $p_{PM}$  der Druckhaltung.

Die Netzmatrix  $\mathbf{N}$  ermöglicht die Berechnung der Druckdifferenzen als Funktion der Knotendrücke:

$$\Delta \mathbf{p} = \mathbf{N} \mathbf{p} \quad ; \quad \Delta \mathbf{p} = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{p} \quad (36)$$

Die Zeilenzahl  $M = 8$  entspricht der Anzahl Zweige, die Spaltenzahl  $N = 6$  der Anzahl Knoten. Diese Matrix lässt sich durch eine Routine in VBA unter Excel leicht generieren. Die Transponierte der Netzmatrix multipliziert mit dem Vektor der Massenströme erfüllt automatisch die Massenerhaltungsgleichung in jedem Knoten:

$$\mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}} = \mathbf{0} \quad ; \quad \mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}} = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{m}} = \mathbf{0} \quad (37)$$

Als Beispiel für den Knoten 3 erhält man wie gewünscht:

$$-\dot{m}_2 - \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 0 \quad (38)$$

### 4.6.3 Numerische Lösung der Impulserhaltungsgleichung

Mit der Definition folgender Vektoren und Matrizen kann die Gleichung (35) als vektorwertige Gleichung dargestellt werden:

$$\dot{\mathbf{m}} = \begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ \vdots \\ \dot{m}_M \end{bmatrix} \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} A_1/l_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & A_1/l_1 & 0 & \vdots \\ \vdots & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & A_M/l_M \end{bmatrix} \quad \Delta \mathbf{p}_P = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \Delta p_P \end{bmatrix} \quad \Delta \mathbf{p}_f = \begin{bmatrix} \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{\dot{m}_1^2}{2\rho A_1^2} \\ \vdots \\ \lambda_M \frac{l_M}{d_M} \frac{\dot{m}_M^2}{2\rho A_M^2} \end{bmatrix} \quad (39)$$

Für die praktische Umsetzung wird der Zeitschritt und seine Inverse nach Gleichungen (40) durch entsprechende Skalarmatrizen dargestellt. Aus den nachfolgend dargestellten Gleichungen (41) bis (45) wird ersichtlich, dass die Skalarmatrix für den Zeitschritt den Rang M haben muss, die Skalarmatrix für den inversen Zeitschritt hingegen den Rang N. Um deutlich zu machen, dass diese Skalarmatrizen nicht durch Invertieren ineinander übergehen, werden deren Ränge durch entsprechende Indices gekennzeichnet.

$$\boldsymbol{\tau}_M = \begin{bmatrix} \Delta t & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \Delta t \end{bmatrix} ; \quad \boldsymbol{\tau}_N^{-1} = \begin{bmatrix} 1/\Delta t & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 1/\Delta t \end{bmatrix} \quad (40)$$

Durch Einsetzen in die Gleichung (35) erhält man deren vektorwertige Form:

$$\dot{\mathbf{m}}^{n+1} = \dot{\mathbf{m}}^n + \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{G} (\Delta \mathbf{p}_P^n - \Delta \mathbf{p}_f^n) - \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{G} \Delta \mathbf{p}^n \quad (41)$$

Diese Gleichung wird wie folgt gelöst. Im ersten Schritt werden die Druckdifferenzen als Funktion der Knotendrücke dargestellt:

$$\dot{\mathbf{m}}^{n+1} = \dot{\mathbf{m}}^n + \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{G} (\Delta \mathbf{p}_P^n - \Delta \mathbf{p}_f^n) - \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{G} \mathbf{N} \mathbf{p}^n \quad (42)$$

Anschliessend werden alle Terme von links mit der transponierten der Netzmatrix multipliziert. Damit folgt die Massenerhaltung:

$$\mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}}^{n+1} = \mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}}^n + \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{N}^T \mathbf{G} (\Delta \mathbf{p}_P^n - \Delta \mathbf{p}_f^n) + \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{N}^T \mathbf{G} \mathbf{N} \mathbf{p}^n = 0 \quad (43)$$

Um die Gleichung nach den Knotendrücken auflösen zu können, werden die Matrizen  $\mathbf{E}$  und  $\mathbf{F}$  definiert und ihre Inverse berechnet:

$$\mathbf{F} := \mathbf{N}^T \mathbf{G} \mathbf{N} \quad ; \quad \mathbf{E} = \boldsymbol{\tau}_M \mathbf{F} \quad ; \quad \mathbf{E}^{-1} = \boldsymbol{\tau}_N^{-1} \mathbf{F}^{-1} \quad (44)$$

Die Matrizen  $\mathbf{E}$  und  $\mathbf{F}$  haben den Rang N, entsprechend der Anzahl Knoten. Schliesslich kann die Gleichung (43) nach den Knotendrücken aufgelöst werden:

$$\mathbf{p}^n = -\boldsymbol{\tau}_N^{-1} \mathbf{F}^{-1} \mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}}_n - \boldsymbol{\tau}_N^{-1} \mathbf{F}^{-1} \mathbf{N}^T \mathbf{G} (\Delta \mathbf{p}_{P,n} - \Delta \mathbf{p}_{f,n}) \quad (45)$$

Mit Hilfe der in Gleichung (44) definierten Matrix  $\mathbf{E}$  lässt sich die Gleichung für die Knotendrücke kompakter schreiben:

$$\mathbf{p}^n = -\mathbf{E}^{-1} \mathbf{N}^T \dot{\mathbf{m}}_n - \mathbf{E}^{-1} \mathbf{N}^T \mathbf{G} (\Delta \mathbf{p}_{P,n} - \Delta \mathbf{p}_{f,n}) \quad (46)$$

Für die numerische Lösung ist die Gleichung (45) jedoch vorteilhafter, weil die Inverse von  $\mathbf{F}$  nur einmal berechnet werden muss. Nur falls sich der Zeitschritt ändert, müssen neue Skalarmatrizen für den Zeitschritt und seiner Inversen berechnet werden. Einsetzen der Knotendrucke aus Gleichung (45) bzw. (46) in Gleichung (41) liefert die neuen Massenströme. Im numerischen Schema werden alternierend die Gleichungen (45) und (42) gelöst.

#### 4.6.4 Energieerhaltungsgleichung

Die thermische Trägheit von Rohrelementen und Kollektormodulen ist durch die Wärmekapazitäten des Fluidinhaltes und der Rohrwandung gegeben. Die Zeitentwicklung der Rohrtemperatur ist durch den Massenstrom, die Temperatur des eintretenden Fluids und die Wärmeverluste bestimmt. Beim Kollektormodul kommt anstelle des Wärmeverlustes der nutzbare Wärmege-  
winn. Für die Herleitung der Energieerhaltungsgleichung bietet sich das Reynolds'sche Transporttheorem an. Dieses transformiert die Änderung der inneren Energie in einem sich bewege-  
nden, geschlossenen Materievolumen auf ein ortsfestes, durchströmtes Kontrollvolumen.

$$\frac{d}{dt} \iiint_{MV} \rho u dV = \iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} \rho u \mathbf{w} \mathbf{n} dS \quad (47)$$

Hierin sind  $u$  die spezifische innere Energie,  $\mathbf{w}$  der Geschwindigkeitsvektor und  $\mathbf{n}$  der von der Oberfläche des Kontrollvolumens nach aussen zeigende Normalenvektor. Die Änderung der inneren Energie ist eine Folge der Volumenarbeitsleistung, die am Ein- und Austritt von Rohr- und Kollektorelementen verrichtet wird und der Wärmeverlustleistung von Rohrabschnitten

$U_{LL}(T_m - T_a)$ ,

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} \rho u \mathbf{w} \mathbf{n} dS = - \iint_{CS} p \mathbf{w} \mathbf{n} dS - U_{LL}(T_m - T_a) \quad (48)$$

oder der Wärmeleistung von Kollektormodulen  $GA\eta$ :

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} \rho u \mathbf{w} \mathbf{n} dS = - \iint_{CS} p \mathbf{w} \mathbf{n} dS + GA\eta \quad (49)$$

Die beiden Oberflächenintegrale können auf die linke Seite gebracht und zusammengefasst werden:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} \rho u \mathbf{w} \mathbf{n} dS + \iint_{CS} p \mathbf{w} \mathbf{n} dS = \iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} (\rho u + p) \mathbf{w} \mathbf{n} dS \quad (50)$$

Indem mit  $h = u + p/\rho$  die spezifische innere Energie durch die spezifische Enthalpie ausgedrückt wird, erhält man zunächst,

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho u dV + \iint_{CS} (\rho u + p) \mathbf{w} \mathbf{n} dS = \iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho \left( h - \frac{p}{\rho} \right) dV + \iint_{CS} \left( \rho \left( h - \frac{p}{\rho} \right) + p \right) \mathbf{w} \mathbf{n} dS \quad (51)$$

Weil der Druck nicht explizit von der Zeit abhängt, ist  $\partial p / \partial t = 0$ . Schliesslich erhält man:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho \left( h - \frac{p}{\rho} \right) dV + \iint_{CS} \left( \rho \left( h - \frac{p}{\rho} \right) + p \right) \mathbf{w} \mathbf{n} dS = \iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho h dV + \iint_{CS} \rho h \mathbf{w} \mathbf{n} dS \quad (52)$$

Integration über das Kontrollvolumen liefert die Änderung der Enthalpie innerhalb des Kontrollvolumens. Sowohl beim Kollektormodul als auch beim Rohrabschnitt setzt die Enthalpie aus den Beiträgen des Fluidinhaltes und der Wandmaterialien zusammen.

Indem die spezifischen Enthalpien  $h$  durch die spezifischen Wärmekapazitäten und die mittlere Temperatur  $T_{av}$  (average, av) ausgedrückt werden, erhält man für den ersten Term:

$$\iiint_{CV} \frac{\partial}{\partial t} \rho h dV = \frac{dT_{av}}{dt} (m_l c_l + m_w c_w) \quad (53)$$

Das Oberflächenintegral liefert die Enthalpieströme am Eintritt (in) und Austritt (out):

$$\iint_{CS} \rho h \mathbf{w} \cdot d\mathbf{S} = -\dot{H}_{in} + \dot{H}_{out} = -\dot{m}_{l,in} c_l T_{in} + \dot{m}_{l,out} c_l T_{out} \quad (54)$$

Aufgrund der Massenerhaltung ist  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ , und es folgt für die Enthalpieströme:

$$\iint_{CS} \rho h \mathbf{w} \cdot d\mathbf{S} = -\dot{H}_{in} + \dot{H}_{out} = \dot{m}_l c_l (T_{out} - T_{in}) \quad (55)$$

Schliesslich erhält man die eindimensionale Darstellung für einen Rohrabschnitt,

$$\frac{dT_{av}}{dt} (m_l c_l + m_w c_w) + \dot{m}_l c_l (T_{out} - T_{in}) = -U_L l (T_{av} - T_a), \quad (56)$$

und für ein Kollektormodul:

$$\frac{dT_{av}}{dt} (m_l c_l + m_w c_w) + \dot{m}_l c_l (T_{out} - T_{in}) = GA \eta_k (T_{av}) \quad (57)$$

Die numerische Lösung wird für den Fall des Kollektormoduls  $i$  hergeleitet. Der Fall des Rohrabschnittes ist analog. Indem man das Differential der mittleren Temperatur durch den Vorwärtsdifferenzenquotient ersetzt, erhält man die algebraische Gleichung:

$$\frac{T_{av,i}^{n+1} - T_{av,i}^n}{\Delta t} (m_{l,i} c_l + m_{w,i} c_w) + \dot{m}_{l,i} c_l (T_{out,i}^n - T_{in,i}^n) = GA \eta_i (T_{av,i}^n), \quad (58)$$

Gleichung (53) basiert auf der Annahme, dass sich der Fluidinhalt in einem Element stets vollständig mischt und die Wandtemperatur der Fluidtemperatur entspricht. Daher kann die Austrittstemperatur durch die mittlere Temperatur im vorangegangenen Zeitschritt ersetzt werden. Durch Auflösen nach der Austrittstemperatur im Zeitschritt  $n+1$  erhält man:

$$T_{av,i}^{n+1} = T_{av,i}^n + \frac{\Delta t}{(m_{l,i} c_l + m_{w,i} c_w)} \left[ GA \eta_i (T_{av,i}^n) - \dot{m}_{l,i} c_l (T_{av,i}^n - T_{in,i}^n) \right] \quad (59)$$

Mit den folgenden Definitionen kann die Energieerhaltungsgleichung (59) kompakter geschrieben werden:

$$R_i = \frac{1}{(m_{l,i} c_l + m_{w,i} c_w)} \quad ; \quad \dot{Q}_i = GA \eta_i (T_{av,i}^n) \quad ; \quad U_i = U_{L,i} l_i \quad ; \quad \dot{C}_i = \dot{m}_{l,i} c_l \quad (60)$$

Für das Kollektormodul  $i$  folgt:

$$T_{av,i}^{n+1} = T_{av,i}^n + \Delta t R_i \dot{Q}_i - \Delta t R_i \dot{C}_i (T_{av,i}^n - T_{in,i}^n) \quad (61)$$

Für ein Rohrelement  $i$  erhält man entsprechend:

$$T_{av,i}^{n+1} = T_{av,i}^n - \Delta t R_i U_i (T_{av,i}^n - T_a) - \Delta t R_i \dot{C}_i (T_{av,i}^n - T_{in,i}^n) \quad (62)$$

Bei einer Serienschaltung von  $i = 1$  bis  $n$  Elementen ist die Eintrittstemperatur gleich der mittleren Temperatur des vorangehenden Elements im alten Zeitschritt:

$$T_{in,i}^n = T_{av,i-1}^n \quad (63)$$

Bei einem verzweigten Netzwerk muss die Eintrittstemperatur aus einer Energiebilanz am entsprechenden Knoten berechnet werden.

#### 4.6.5 Numerische Lösung der Energieerhaltungsgleichung

Ausgehend von der Energieerhaltungsgleichung für ein Kollektormodul und ein Rohrelement wird die vektorwertige Form hergeleitet, die das gesamte Netzwerk abbildet. Damit das Lösungsverfahren in ein entsprechende Softwareprogramm umgesetzt werden kann, ist eine einheitliche Formulierung günstig. Aus diesem Grund wird die Wärmeleistung der Kollektormodule und die Wärmeverluste der Rohrelemente in derselben Gleichung integriert. Die nicht zutreffenden Terme sind jeweils Null. Für ein einzelnes Element, das entweder ein Rohrabschnitt oder ein Kollektormodul sein kann, erhält man:

$$T_{av,i}^{n+1} = T_{av,i}^n + \Delta t R_i \dot{Q}_i - \Delta t R_i \dot{C}_i (T_{av,i}^n - T_{in,i}^n) - \Delta t R_i U_i (T_{av,i}^n - T_a) \quad (64)$$

Für die Wärmekapazitätsströme wird die Diagonalmatrix  $\dot{\mathbf{C}}$  sowie deren Inverse definiert:

$$\dot{\mathbf{C}}^n = \begin{bmatrix} \dot{m}_1^n c_{l,m} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \dot{m}_m^n c_{l,m} \end{bmatrix}; \quad \dot{\mathbf{C}}^{-1,n} = \begin{bmatrix} 1/\dot{m}_1^n c_{l,m} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 1/\dot{m}_m^n c_{l,m} \end{bmatrix} \quad (65)$$

Diese Matrizen werden in jedem Zeitschritt neu berechnet. Ihr Rang entspricht der Anzahl Elemente, wobei diese Kollektormodule oder Rohrelemente repräsentieren können. Die Matrix  $\mathbf{R}$  enthält die reziproken Werte der Wärmekapazitäten aller Elemente:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_{l,1} c_{l,m} + m_1 c_1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \frac{1}{m_{l,m} c_{l,m} + m_m c_m} \end{bmatrix} \quad (66)$$

Der Vektor  $\dot{\mathbf{Q}}$  enthält als Einträge die nutzbare Leistung der Module bzw. Null bei allen anderen Elementen:

$$\dot{\mathbf{Q}}^n = \begin{bmatrix} GA\eta(T_{1,av}^n) \\ \vdots \\ GA\eta(T_{m,av}^n) \end{bmatrix} \quad (67)$$

Die Diagonalmatrix  $\mathbf{U}$  enthält die Wärmeverlustkoeffizienten der Rohrelemente und Nullen für alle anderen Elemente:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} U_L l_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & U_L l_m \end{bmatrix} \quad (68)$$

Schliesslich erhält man die vektorwertige Form der Energieerhaltungsgleichung für die Zweige, wobei der Vektor der Eintrittstemperaturen noch unbekannt ist:

$$\mathbf{T}_{av}^{n+1} = \mathbf{T}_{av}^n + \Delta t \mathbf{R} \dot{\mathbf{Q}} - \tau_B \mathbf{R} \dot{\mathbf{C}}^n (\mathbf{T}_{av}^n - \mathbf{T}_{in}^n) - \tau_B \mathbf{R} \mathbf{U} (\mathbf{T}_{av}^n - \mathbf{T}_a) \quad (69)$$

Der Vektor  $\mathbf{T}_a$  enthält an allen Positionen die Umgebungstemperatur. Die Eintrittstemperatur eines Elements ergibt sich aus der Mischung der Enthalpieströme aus den zuführenden Elementen im entsprechenden Knoten. Um nach der Eintrittstemperatur auflösen zu können, muss die transponierte der Netzmatrix als Summe von zwei Teilmatrizen mit denselben Dimensionen dargestellt werden. Die eine Matrix enthält die positiven Elemente, die andere die negativen.

$$\mathbf{N}^T = -\mathbf{N}^T + +\mathbf{N}^T \quad (70)$$

Die Energieerhaltungsgleichung für die Knoten kann nun folgendermassen ausgedrückt werden:

$$-\mathbf{N}^T \dot{\mathbf{C}}^n \mathbf{T}_{in}^n = -+\mathbf{N}^T \dot{\mathbf{C}}^n \mathbf{T}_{av}^n \quad (71)$$

Hierin sind  $\mathbf{T}_{av}^n$  die Temperaturen der zuströmenden Wärmekapazitätsströme und  $\mathbf{T}_{in}^n$  die Temperaturen der aus dem Knoten abströmenden und in das anschliessende Element einströmenden Wärmekapazitätsströme. Dies soll am Beispiel aus Abschnitt 4.6.2 demonstriert werden: Die transponierte der Netzmatrix lautet:

$$\mathbf{N}^T = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (72)$$

Durch Aufspalten in positive und negative Matrizen nach Gleichung (70) und Einsetzen in Gleichung (71) erhält man:

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{C}} \mathbf{T}_{in} = - \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{C}} \mathbf{T}_{av} \quad (73)$$

Durch Ausmultiplizieren erhält man Gleichungen, die unabhängig voneinander gelöst werden können:

$$\begin{aligned} \dot{C}_1 T_{in,1} &= \dot{C}_2 T_{av,2} & T_{in,1} &= T_{av,2} \\ \dot{C}_3 T_{in,3} &= \dot{C}_1 T_{av,1} & T_{in,3} &= T_{av,1} \\ \dot{C}_2 T_{in,2} + \dot{C}_4 T_{in,4} &= \dot{C}_5 T_{av,5} & T_{in,2} &= T_{in,4} = T_{av,5} \\ \dot{C}_6 T_{in,6} &= \dot{C}_3 T_{av,3} + \dot{C}_4 T_{av,4} & \Rightarrow T_{in,6} &= (\dot{C}_3 T_{av,3} + \dot{C}_4 T_{av,4}) / \dot{C}_6 \\ \dot{C}_5 T_{in,5} &= \dot{C}_7 T_{av,7} & T_{in,5} &= T_{av,7} \\ \dot{C}_7 T_{in,7} &= \dot{C}_6 T_{av,6} & T_{in,7} &= T_{av,6} \end{aligned} \quad (74)$$

Die Eintrittstemperaturen in die Elemente 2 und 4 sind identisch. Daher genügen 6 Gleichungen, um die 7 unbekanntenen Temperaturen zu bestimmen. Der Vektor der Eintrittstemperaturen lautet entsprechend:

$$\mathbf{T}_{in} = \begin{bmatrix} T_{av,2} \\ T_{av,5} \\ T_{av,1} \\ T_{av,5} \\ T_{av,7} \\ (\dot{C}_3 T_{av,3} + \dot{C}_4 T_{av,4}) / \dot{C}_6 \\ T_{av,6} \end{bmatrix} \quad (75)$$

#### 4.6.6 Stabilität und Konvergenz

Das numerische Schema muss zwei Anforderungen erfüllen.

- Eine Simulation unter stationären Randbedingungen muss auf die Lösung konvergieren, die man mit der stationären Methode unter denselben Bedingungen erhält.
- Das Schema muss hinreichend stabil sein.

Diese Anforderungen lassen sich durch eine Steuerung der Zeitschrittweite erfüllen, die Änderungen des Pumpenstatus und das Auftreten von Instabilitäten erkennt. Hierzu werden Kriterien nach Tabelle 8 definiert. Diese können im Tabellenblatt «System» des Programms parametrisiert werden.

##### 4.6.6.1 Bestimmung des Zeitschrittes

Aus Stabilitätsgründen darf der Zeitschritt nicht zu gross sein. Es gibt zwei Bedingungen für die Obergrenze des Zeitschrittes. Diese wurden durch Versuche getestet:

Die Kopplung der Energiegleichung an das numerische Lösungsverfahren erfordert, dass der volumetrische Umsatz in einer Zelle des Rohrnetzes höchstens dem Zellvolumen entspricht. Damit ergibt sich für den neuen Zeitschritt:

$$\Delta t^{n+1} = \frac{l_{cell}}{w^n} \quad (76)$$

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit hat die Grössenordnung 1 m/s. Die Strömungsgeschwindigkeit soll sich während eines Zeitschrittes um höchstens  $\Delta w_{max}$  ändern, beispielsweise 5% des Maximalwertes. Dies ist eine willkürliche, aber pragmatische Festlegung. Für den ersten Zeitschritt wird ein sehr kleiner Wert  $\Delta t^1$  gewählt. Unter der Annahme einer linearen Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit von der Zeit kann der zweite Zeitschritt folgendermassen berechnet werden:

$$\Delta t^2 = \frac{\Delta w_{max}}{w^1 - 0} \Delta t^1 \quad (77)$$

Für den Zeitschritt n+1 ergibt sich entsprechend:

$$\Delta t^{n+1} = \frac{\Delta w_{max}}{w^n - w^{n-1}} \Delta t^n \quad (78)$$

Die Kriterien der Zeitschrittsteuerung sind in der Tabelle 8 zusammengefasst.

Tabelle 8 Kriterien für die Zeitschrittsteuerung.

Vorgabewerte		Wert s
Initialer und minimaler Zeitschritt	$\tau_{min}$	0.001
Maximaler Zeitschritt	$\tau_{max}$	2
Kriterium für die Zeitschrittsteuerung	Nr.	
Zulässige Änderung der Fließgeschwindigkeit im Intervall	1	0.05
Fließweg im Intervall < Länge des entsprechenden Elementes	2	
Vor Änderung des Pumpenstatus Zeitschritt reduzieren	3	0.2
Bei Änderung des Pumpenstatus	4	$\tau_{min}$
Zulässige Zunahme des Zeitschrittes	5	0.5

Die Funktionsweise der Zeitschrittsteuerung wird anhand des Beispiels nach Abbildung 4.8 demonstriert.

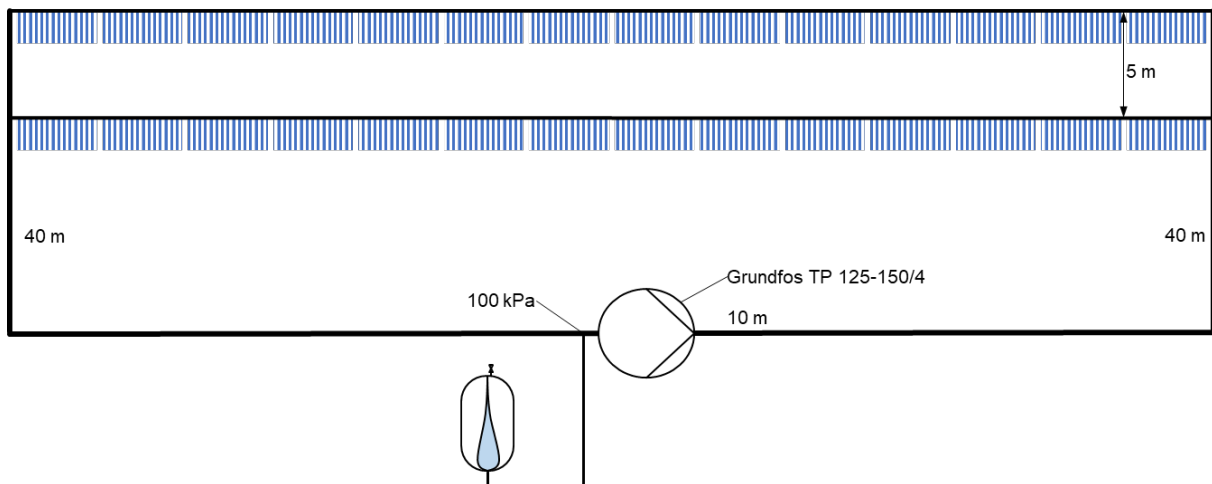


Abbildung 4.8 Beispiel für die Illustration der Schrittweitensteuerung.

Abbildung 4.9 zeigt die zugehörige Eingabemaske für das Netzwerk.

Die Simulationslaufzeit beträgt 50 s. Nach 5 s wird die Pumpe mit voller Drehzahl gestartet. Die Pumpenlaufzeit beträgt 30 s.

Add string		Remove string		Network/Collector field									
String	Insulation	Length	DN	P/HX	Type	Number	Length	DN	Insulation	P/HX	Length	DN	Insulation
	mm	m	mm	-			m	mm	mm	-	m	mm	mm
1					MEGA 75	14	84	40	0				
	0	5	65				m	mm	mm		5	65	0
2					MEGA 75	14	84	40	0				
	0	40	65								40	65	0
					Expansion line			10	65	0			
	PM	10	25										

Abbildung 4.9 Eingabemaske

Abbildung 4.10 zeigt den Zeitverlauf der Massenströme im ersten Kollektor (1) der ersten Reihe, im ersten Kollektor (17) in der zweiten Reihe und im Pumpenstrang. Ebenfalls dargestellt sind die Nummern der Kriterien die bei der Festlegung des Zeitschrittes zur Anwendung kommen, sowie der Zeitverlauf der Zeitschrittweite. Erkennbar sind die Instabilitäten, die nach 24 s bzw. 32 s durch Reduktion des Zeitschrittes gedämpft werden. Offenbar kommt in diesem Beispiel das Kriterium 2 nach Tabelle 8 nie zur Anwendung.

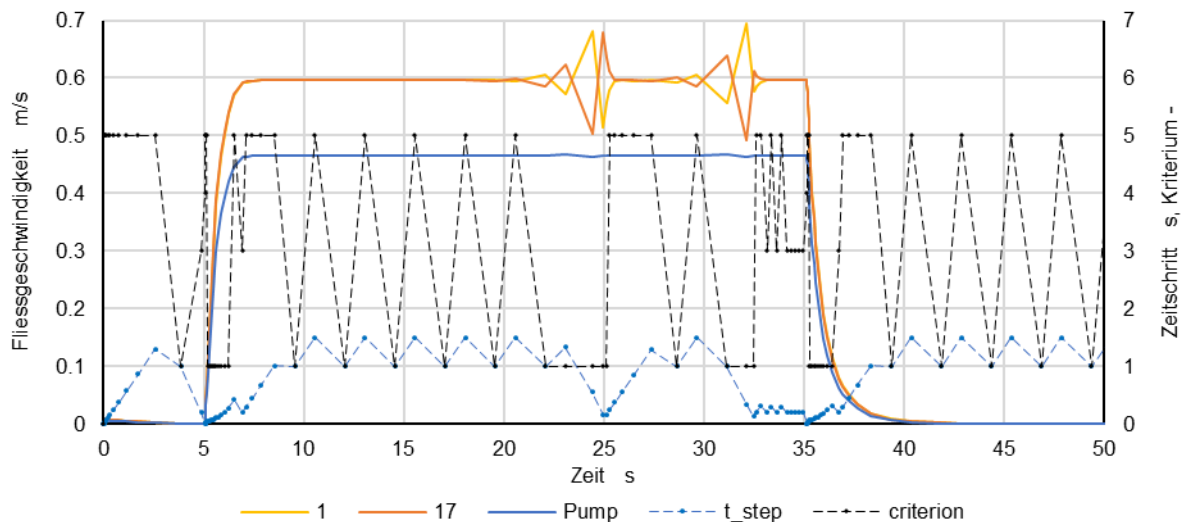


Abbildung 4.10 Zeitverlauf der Massenströme, des Zeitschrittes und des Kriteriums zur Festlegung des Zeitschrittes. Maximale Schrittweite 2 s.

Die Instabilitäten lassen sich vollständig vermeiden, wenn der maximale Zeitschritt auf 1 s beschränkt wird.

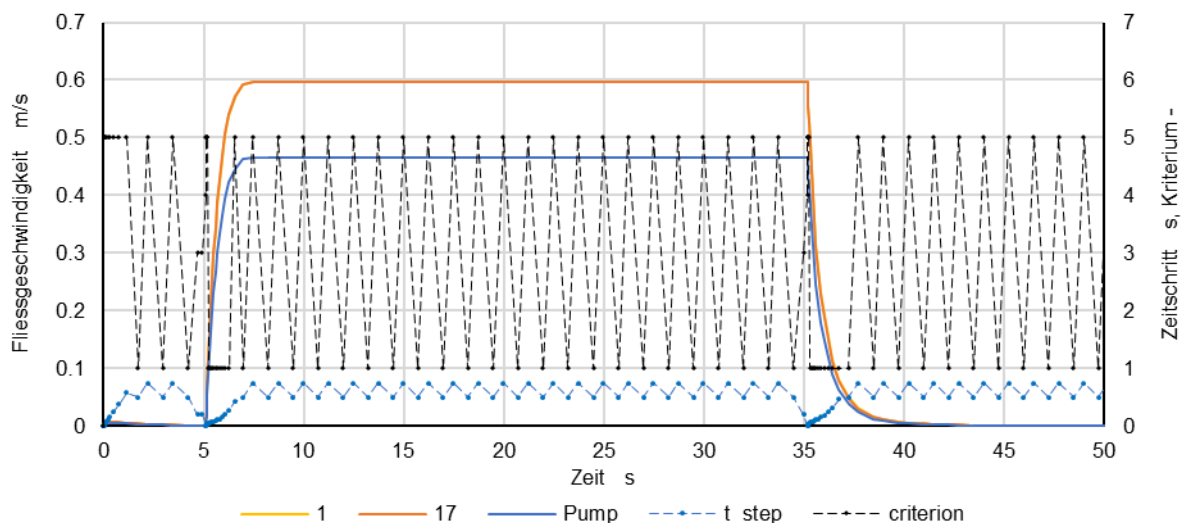


Abbildung 4.11 Zeitverlauf der Massenströme, des Zeitschrittes und des Kriteriums zur Festlegung des Zeitschrittes. Maximale Schrittweite 1 s.

#### 4.6.6.2 Genauigkeit

Das Eulerverfahren ist die einfachste numerische Lösungsmethode. Seine Genauigkeit ist geringer als die von komplexeren Verfahren. Trotzdem werden ausreichende Genauigkeiten erreicht. Dies ist einerseits durch den gutmütigen Charakter der Differentialgleichung bedingt, andererseits aber auch durch die kleinen Zeitschritte, die im obigen Abschnitt definiert wurden. Die Anforderungen an die Genauigkeit ist ohnehin nicht hoch, weil die Lösungen durch die erzwungene Stabilität stets auf den stationären Grenzfall konvergieren.

#### 4.6.7 Temperaturentwicklung

Bei Solaranlagen mit vielen in Serie geschalteten Kollektoren steigt die Austrittstemperatur nach dem Pumpenstart weit über die stationäre Austrittstemperatur an. Die Ursache für dieses Phänomen ist die Wärmekapazität der Kollektormodule, die bis zum Pumpenstart uniform aufgeheizt werden. Zur Veranschaulichung wurde die in Abbildung 4.7 dargestellte Anlage über einen Zeitraum von 1200 s simuliert. Hierbei wurde eine konstante Bestrahlungsstärke von  $1000 \text{ W/m}^2$ , eine Umgebungstemperatur von  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  und eine Anfangstemperatur aller Elemente von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  angenommen. Der Kollektorfühler ist im Modul Nr. 14 angebracht. Die Verteil- und Sammelleitungen haben keine Wärmedämmung. Der Wärmeübergangskoeffizient an die Umgebung wurde mit  $10 \text{ W/Km}^2$  festgelegt.

Die Pumpe wird gestartet, sobald die Kollektortemperatur  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  erreicht. Nach einer Laufzeit von 600 s wird die Pumpe wieder ausgeschaltet.

Die Temperaturverläufe in den Kollektormodulen 1 bis 14 und in der zugehörigen Sammelleitung 16 sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Alle Kollektoren werden im Verlauf von 237 s gleichförmig von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  aufgeheizt. Nach dem Pumpenstart strömt das Wärmeträgermedium mit der Temperatur von  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  aus der Verteilung in die Modulreihe und verdrängt das in den Modulen vorhandene, auf  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  aufgeheizte Wärmeträgermedium über die anschließenden Module in die Sammelleitung. Während dies geschieht, wird dem Wärmeträgermedium gleichzeitig nutzbare Leistung aus den Kondensatoren der Vakuumröhren zugeführt. Aus diesem Grund steigen die Temperaturen in den Kollektoren 2 bis 14 zunächst an und fallen danach auf einen stationären Wert. Beim letzten Modul mit der Nummer 14 ist die Zeitdauer mit 235 s Höhe des Anstiegs mit 16 K am grössten. Um stabile Regelkriterien (Ausschalttemperatur, Hysterese, Zeitkonstanten) festlegen zu können, muss dieses Verhalten berücksichtigt werden.

Nach rund 600 s Pumpenlaufzeit erreicht die Temperatur in der Sammelleitung (16) den stationären Wert von  $66.2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Nach Pumpenstopp kommt die Strömung zum Erliegen, und die Kollektoren werden bis zu ihrer Stagnationstemperatur aufgeheizt. Gleichzeitig kühlt die Sammelleitung auf  $65.7 \text{ }^\circ\text{C}$  ab.

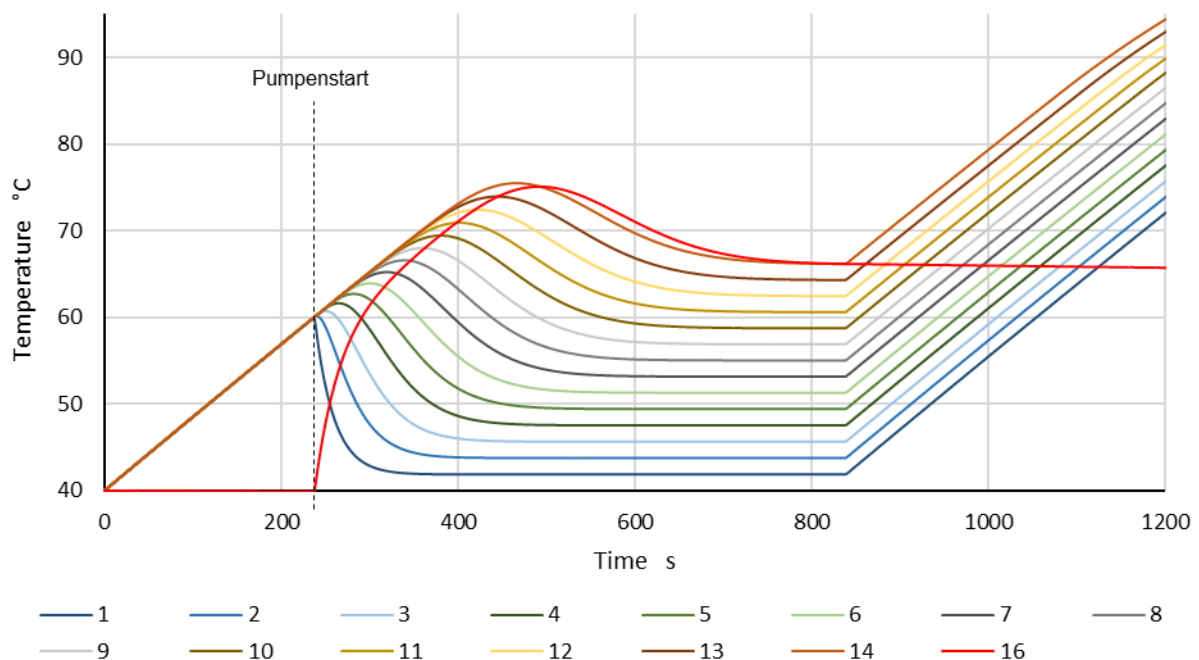


Abbildung 4.12 Temperaturverlauf in seriell geschalteten Kollektormodulen (1 – 14) und in der Sammelleitung (16)

## 4.7 Validierung der transienten Methode

Die Methode nach Nahavandi muss im stationären Grenzfall dieselben Resultate liefern wie die Methode nach Cross. Die beiden Methoden wurden mit zwei unterschiedlichen Variablensätzen programmiert. Daher ist ein Vergleich nach objektiven Kriterien möglich. Sind die stationären Resultate beider Methoden identisch sind, so sind die Modelle beider Methoden konsistent und korrekt programmiert. Die Konsistenz der beiden Methoden wird anhand von Vergleichsrechnungen nach Tabelle 9 geprüft. Das Rohrnetz besteht aus 5 Strängen. Die Stränge bestehen aus je 5 Modulen oder 5 Rohrelementen (Pipe). Die Module sind durch die Angaben im Modulkatalog vollständig bestimmt. Als Rohrelemente werden solche mit DN 25 mm und einer Länge von 15 m spezifiziert.

Alle Fälle werden mit derselben Feldverrohrung und derselben Pumpe gerechnet. Um die Strömungsverteilung anschaulich darzustellen, werden Fälle mit identischen Feldleitungen gerechnet. Ausserdem werden Fälle mit abgestuften Feldleitungen gerechnet. Die Vergleichsrechnungen beschränken sich auf isotherme Fälle zur Prüfung der Erhaltungssätze für Masse und Impuls.

Die Fälle 1 bis 8, bei denen die Stränge durch Pipe-Elements gebildet werden, sind zur Prüfung der Methoden ausreichend.

Tabelle 9 Definition der Testfälle für Vergleichsrechnungen.

Nr.	5 Stränge mit je	Konfiguration	Methode
1	5 Pipes	C	Cross
2	5 Pipes	C	Nahavandi
3	5 Pipes	C, abgestuft	Cross
4	5 Pipes	C, abgestuft	Nahavandi
5	5 Pipes	Z	Cross
6	5 Pipes	Z	Nahavandi
7	5 Pipes	Z, abgestuft	Cross
8	5 Pipes	Z, abgestuft	Nahavandi

Abbildung 4.13 zeigt die Konfiguration des Rohrnetzes für den Fall, dass die fünf Stränge durch je 5 Pipe-Elements gebildet werden. Die Verteil- und Sammelleitungen sind nicht abgestuft. Dies ermöglicht die einfache Interpretation der Strömungsverteilungen.

HP-BIG													Simulation		
FHNW, Institute of Sustainability and Energy in Construction, Prof. Dr. Ralph Eismann															
Add string		Remove string		Network/Collector field											
String	Insulation mm	Length m	DN mm	P/HX	Type	Number	Length m	DN mm	Insulation mm	P/HX	Length m	DN mm	Insulation mm		
1				-	Pipe	5	15	25	0						
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0		
2					Pipe	5	15	25	0						
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0		
3					Pipe	5	15	25	0						
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0		
4					Pipe	5	15	25	0						
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0		
5					Pipe	5	15	25	0						
	0	20	40								20	40	0		
Expansion line															
	PM	10	25												

Abbildung 4.13 Konfiguration des Rohrnetzes, bei dem fünf Stränge durch je fünf Pipe-Elements gebildet werden. Keine Abstufung der Verteil- und Sammelleitungen.

Damit geprüft werden kann, ob die Nummerierung von Zweigen und Netzknoten in der jeweiligen Methode konsistent ist, wurde eine Variante des Netzes nach Abbildung 4.14 mit abgestuften Verteil- und Sammelleitungen definiert. Die Abstufung wurde asymmetrisch gewählt, damit allfällige Fehler bei der Zuordnung der nummerierten Elemente erkannt werden können. Aus demselben Grund besitzt der erste Strang nicht fünf, sondern nur vier Elemente.

HP-BIG													FHNW, Institute of Sustainability and Energy in Construction, Prof. Dr. Ralph Eismann		Simulation	
Add string		Remove string		Network/Collector field												
String	Insulation	Length	DN	P/HX	Type	Number	Length	DN	Insulation	P/HX	Length	DN	Insulation			
	mm	m	mm	-			m	mm	mm	-	m	mm	mm			
1					Pipe	4	30	25	0							
	0	6	25				m	mm	mm		6	32	0			
2					Pipe	5	30	25	0							
	0	6	32				m	mm	mm		6	40	0			
3					Pipe	5	30	25	0							
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0			
4					Pipe	5	30	25	0							
	0	6	40				m	mm	mm		6	40	0			
5					Pipe	5	30	25	0							
	0	20	40				m	mm	mm		20	40	0			
Expansion line																
	PM	10	25													

Abbildung 4.14 Konfiguration des Rohrnetzes, bei dem fünf Stränge durch je fünf Pipe-Elements gebildet werden. Asymmetrische Abstufung der Verteil- und Sammelleitungen.

Es soll ein Durchfluss von 8 m<sup>3</sup>/h erreicht werden. Durch stationäre Rechnungen mit vordefiniertem Volumenstrom wurde der erforderliche Pumpendruck bestimmt. Aus dem Katalog des Pumpenherstellers Biral AG wurde eine passende Pumpe von Typ Modula 40-10 220 RED ausgewählt und in Abbildung 4.15 dargestellt. Aufgrund der Leistungsbeschränkung ist die Maximalkennlinie stellenweise beschnitten und weicht stark von der Parabelform ab. Daher wurde die Maximalkennlinie durch eine Kurve (blau) approximiert, die im relevanten Bereich gut mit der Maximalkennlinie übereinstimmt und durch ein Polynom zweiten Grades dargestellt werden kann.

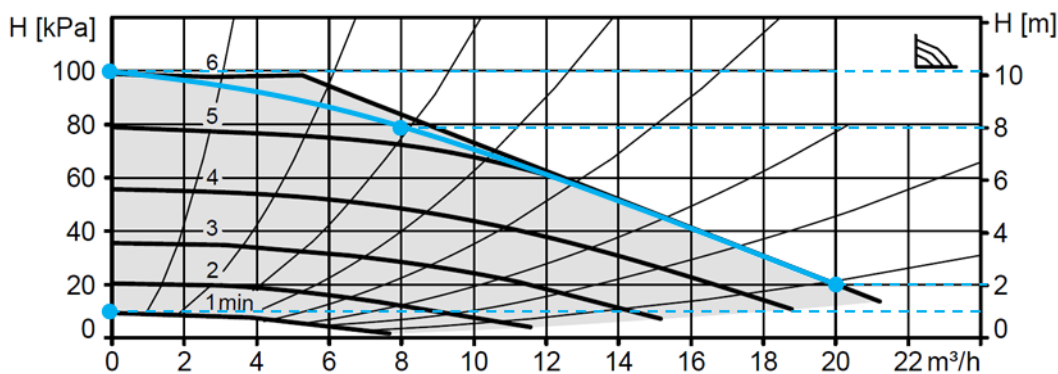


Abbildung 4.15 Kennfeld der Pumpe des Typs Biral Modula 40-10 220 RED

Das Kennfeld der Pumpe wurde anschliessend durch drei Punkte auf der Maximalkennlinie und einen Punkt auf der Minimalkennlinie charakterisiert.

Tabelle 10 zeigt die Einträge für das Pumpenmodell in HP-BIG.

*Tabelle 10 Stützwerte für die Kennfelder verschiedener Pumpen.*

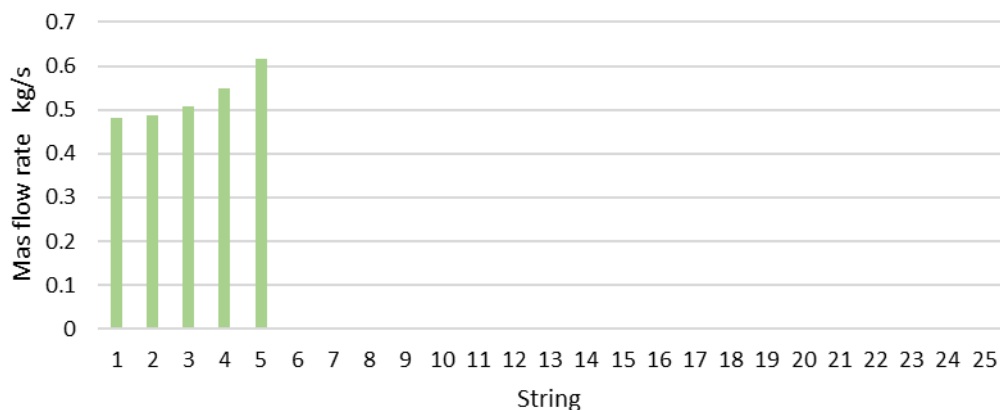
Pump types	p0	vs1	p1	vs2	p2	p0_min	d
predefined	mWs	m3/h	mWs	m3/h	mWs	mWs	m
Grundfos TP 125-150/4	14.7	80	14	200	8	2	0.08
Biral ModulA 40-4 220 RED	4	6	3.2	10	1.7	1	0.04
Biral ModulA 40-10 220 RED	10.1	8	8	20	2	1	0.04
Biral ModulA 50-8 240 RED	8.5	10	6.3	20	3.4	1	0.05
Biral ModulA 100-6 450 RED	6.5	28	5	50	1.5	1	0.1

Alle Rechnungen wurden mit Stoffwerten von TyfocorLS bei einer Bestrahlungsstärke von Null W/m<sup>2</sup> sowie identischer Rücklauf-, Anfangs- und Umgebungstemperatur von 40 °C durchgeführt. Die Drehzahlstufe betrug 100 %.

Bei der Simulation nach Nahavandi wird im Tabellenblatt «Branches + Nodes» eine Liste mit den Nummern der Nodes und Branches erzeugt. Auch der Typ (Pipe oder Module) und die Rolle (Distribution header, String, Collection header etc.) sowie die Dimensionen werden angegeben. Diese Liste ermöglicht es, die Nummern der ersten Branches jeder Reihe als 1, 8, 15, 22 und 29 zu identifizieren. Die Massenströme in diesen Branches werden für den Vergleich mit der Methode nach Cross herangezogen.

#### 4.7.1 Fälle 1 und 2: C-Konfiguration ohne Abstufung

Die wichtigsten Ergebnisse der stationären Analyse werden im Tabellenblatt «Network» dargestellt, das auch der Spezifikation des Netzwerks dient. Der Gesamtmassenstrom beträgt 2.27 kg/s bzw. 7.98 m<sup>3</sup>/h. Abbildung 4.16 zeigt die Massenstromverteilung bei C-Konfiguration, berechnet mit der Methode nach Cross. Erwartungsgemäss ist der der Massenstrom im Strang Nr. 5 am höchsten. Aufgrund der Druckverluste in den Verteil- und Sammelleitungen bilden die Massenströme von Strang Nr. 5 bis Strang Nr. 1 eine absteigende Folge.



*Abbildung 4.16 Massenstromverteilung bei C-Konfiguration.*

Die Abbildung 4.17 stellt die Anlagenkennlinie und die Pumpenkennlinie dar, die sich im Betriebspunkt schneiden. Dieser liegt auf der Maximalkennlinie der Pumpe nach Abbildung 4.15.

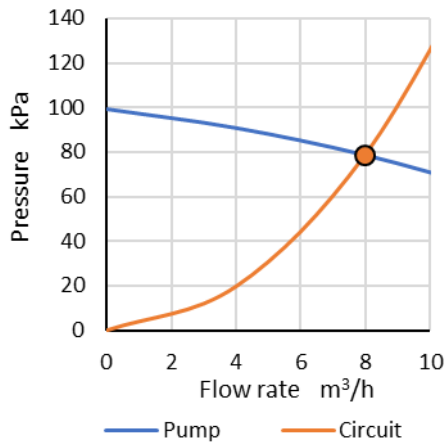


Abbildung 4.17 Pumpen- und Anlagenkennlinie mit Betriebspunkt.

Abbildung 4.18 zeigt die beinahe lineare Abstufung der Fließgeschwindigkeiten in den Verteil- und Sammelleitungen.

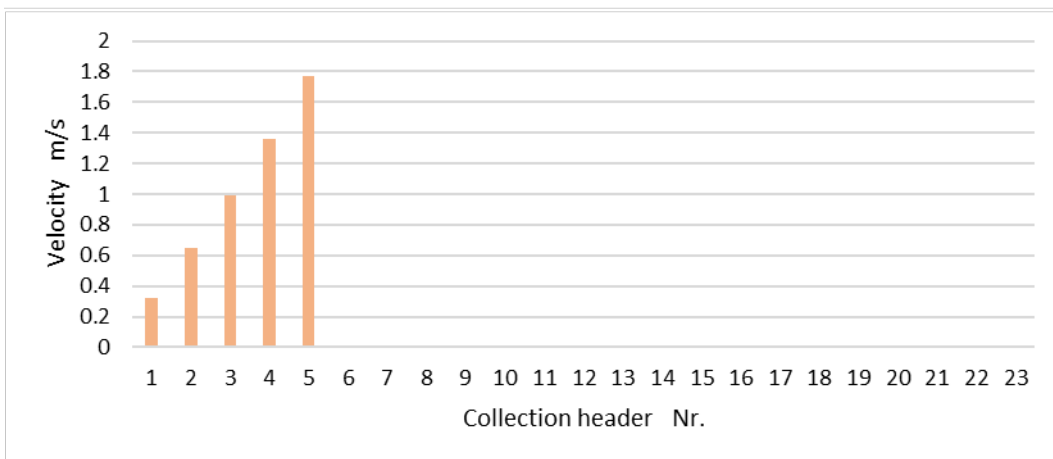
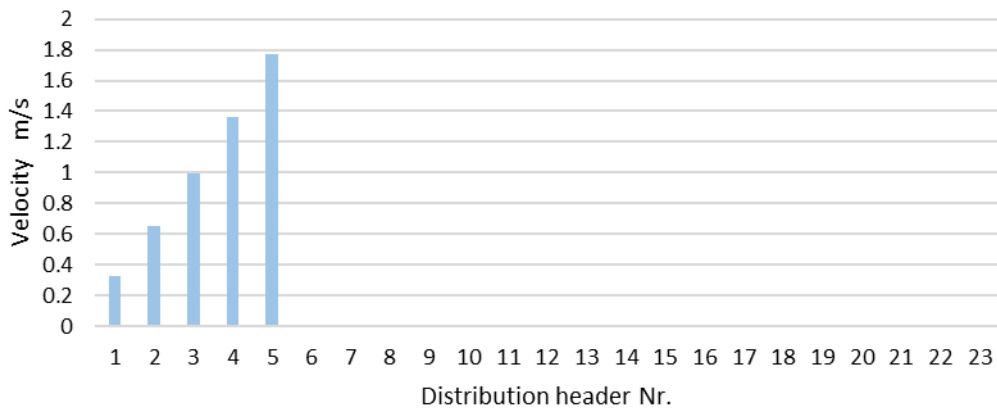


Abbildung 4.18 Fließgeschwindigkeiten in den Verteil- und Sammelleitungen bei C-Konfiguration.

Dieselbe Konfiguration wurde unter denselben Bedingungen mit der Methode nach Nahavandi simuliert. Der Pumpenstart erfolgt nach 5 Sekunden. Die Simulationszeit beträgt 60 Sekunden.

Abbildung 4.19 Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden. Diagramm und Werte sind dem Tabellenblatt «mf\_trans» entnommen. Offenbar werden stationäre Bedingungen bereits 15 Sekunden nach Pumpenstart erreicht. Die Massenströme am Ende der Simulationszeit werden auch in das Tabellenblatt «mf\_stat» geschrieben.

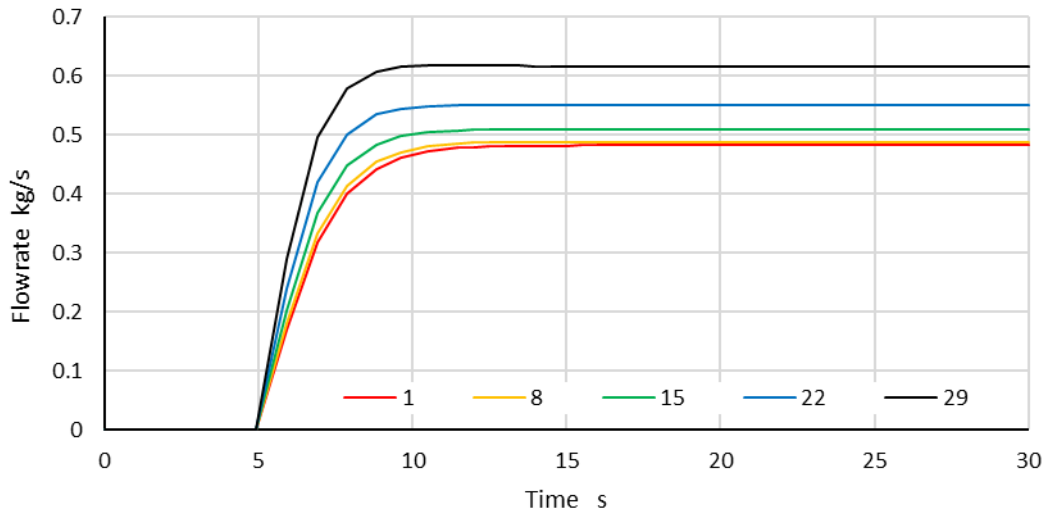


Abbildung 4.19 Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden.

Für den Vergleich der stationären und transienten Methode werden die Massenströme jeweils in das Tabellenblatt «compare» übertragen, in welchem auch das Diagramm nach Abbildung 4.20 erzeugt wird. Dieses zeigt den Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung. Die Farben der Marker entsprechen denen der Kurven in Abbildung 4.19. Die Werte liegen auf der Diagonalen und stimmen daher überein.

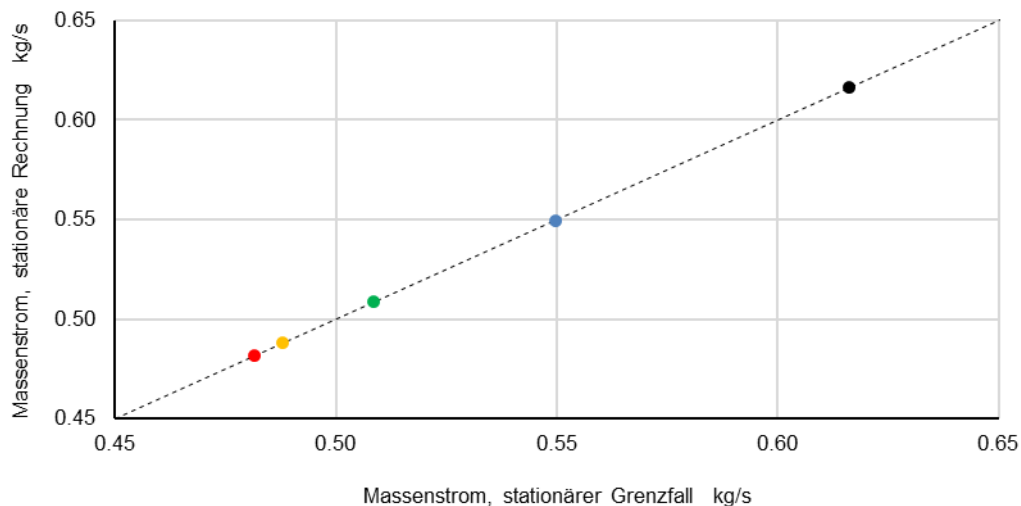


Abbildung 4.20 Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung.

#### 4.7.2 Fälle 3 und 4: C-Konfiguration mit Abstufung

Im Unterschied zu den Fällen 1 und 2 haben die Verteil- und Sammelleitungen der ersten und zweiten Reihe die Nennweite 25 bzw. 32 mm. Die Nennweiten der restlichen Leitungen ist unverändert 40 mm.

Abbildung 4.21 zeigt die Massenstromverteilung bei C-Konfiguration und abgestuften Verteil- und Sammelleitungen. Der erste Strang hat ein Pipe-Element weniger. Entsprechend ist der Massenstrom höher.

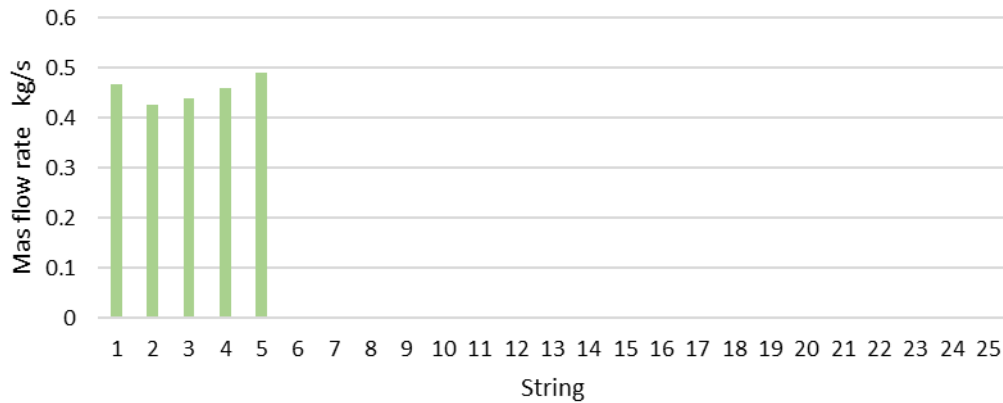


Abbildung 4.21 Massenstromverteilung bei C-Konfiguration und abgestuften Verteil- und Sammelleitungen.

Abbildung 4.22 zeigt den Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung.

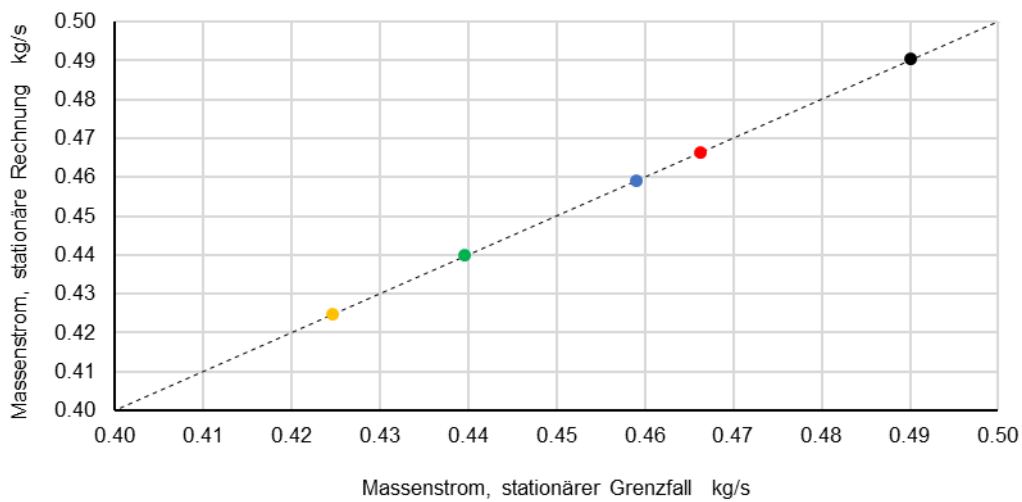


Abbildung 4.22 Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung bei abgestuften Verteil- und Sammelleitungen, Fälle 3 und 4.

### 4.7.3 Fälle 5 und 6: Z-Konfiguration ohne Abstufung

Abbildung 4.23 zeigt die Massenstromverteilung bei Z-Konfiguration. Die Symmetrie ist typisch für gleichartige, nicht abgestufte Verteil- und Sammelleitungen und vernachlässigte Stossverluste in den T-Verbindungen.

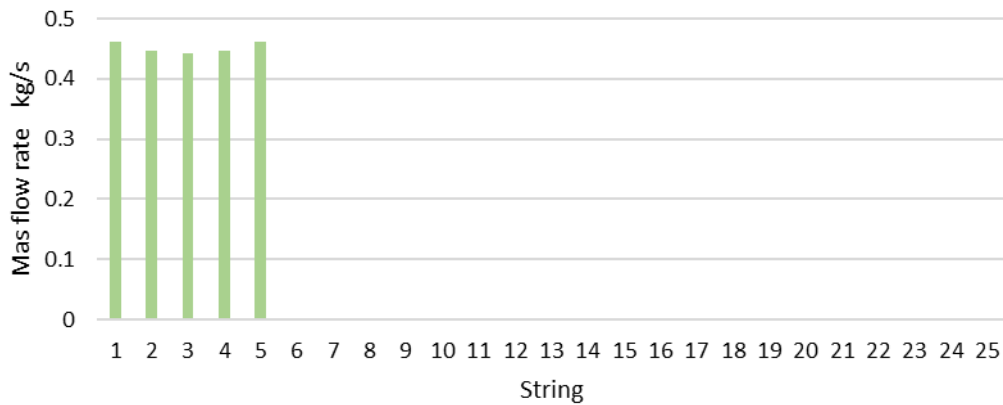


Abbildung 4.23 Massenstromverteilung bei Z-Konfiguration.

Abbildung 4.24 zeigt die Fließgeschwindigkeiten in den Verteil- und Sammelleitungen bei Z-Konfiguration. In der Rücklaufleitung mit der Nummer 5 fließt der gesamte Massenstrom. Folglich ist die Fließgeschwindigkeit am höchsten. Die Fließgeschwindigkeiten in den Verteilleitungen 1 bis 4 nehmen sukzessive ab, weil der entsprechende Teilstrom über den zugehörigen Strang abgeführt wird.

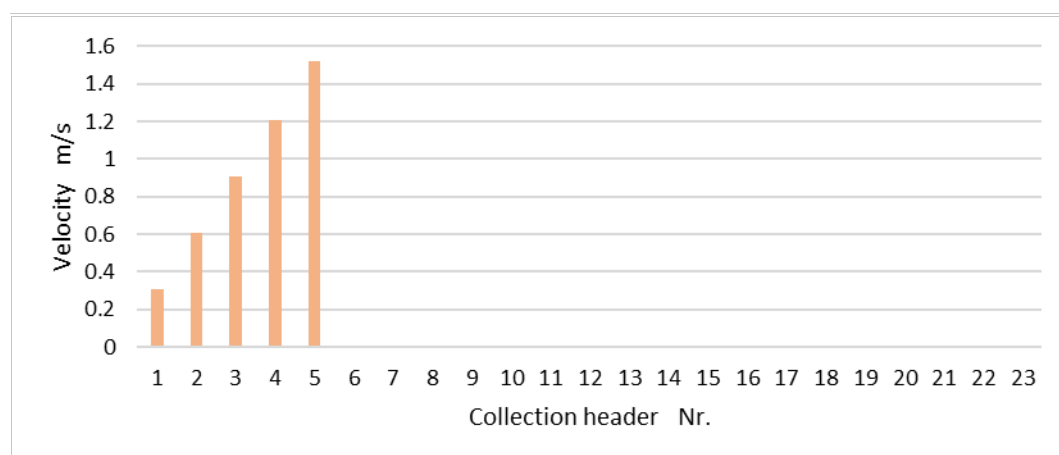
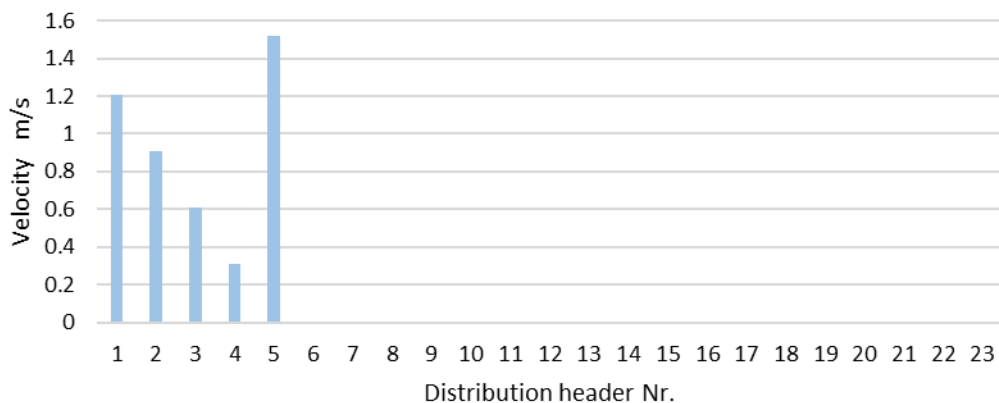


Abbildung 4.24 Fließgeschwindigkeiten in den Verteil- und Sammelleitungen bei Z-Konfiguration.

Abbildung 4.25 zeigt Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden. Aufgrund der Symmetrie des Netzwerkes sind die Massenströme der Stränge 1 und 5 sowie 2 und 4 identisch.

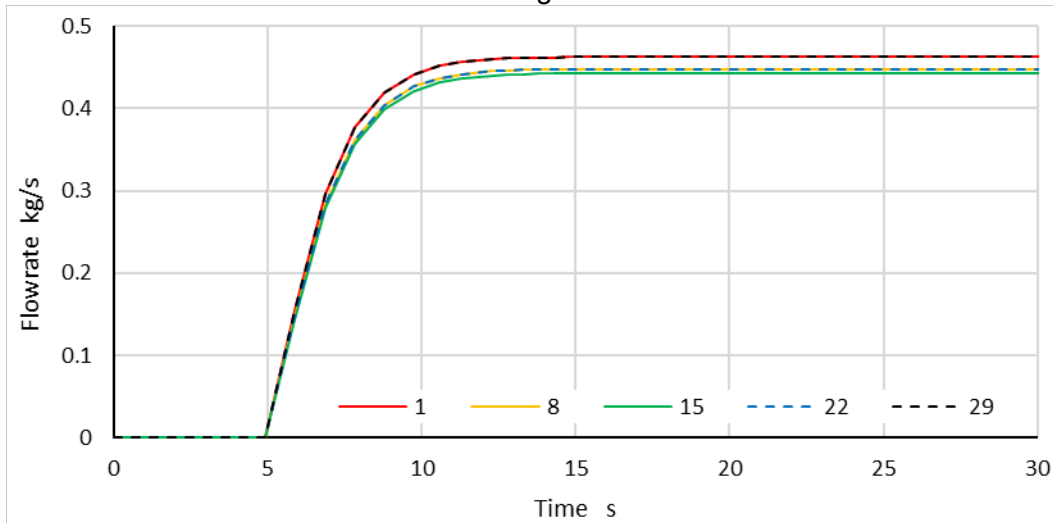


Abbildung 4.25 Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden. Z-Konfiguration. Keine Abstufung.

Abbildung 4.26 zeigt die Übereinstimmung der stationären Rechnung mit dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung. Aufgrund der Symmetrie der Strömungsverteilung sind nur drei Punkte zu sehen.

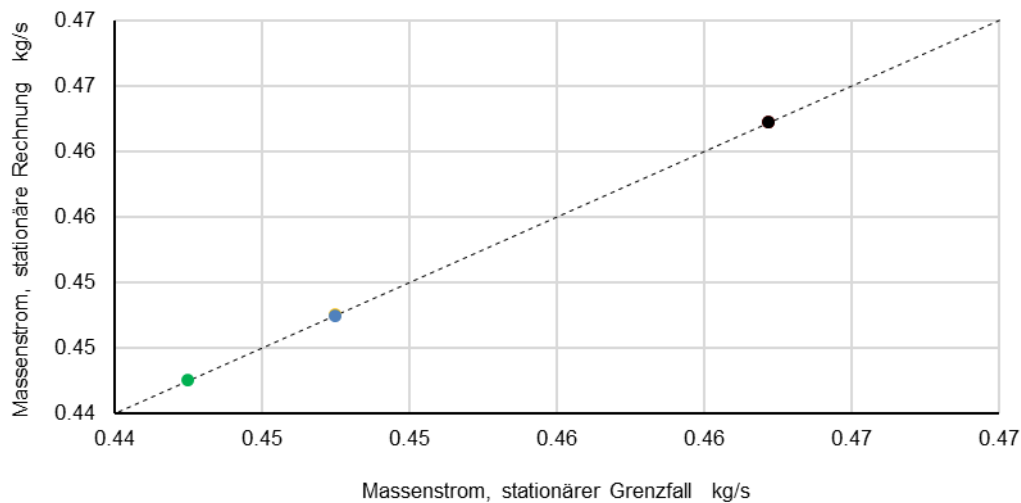


Abbildung 4.26 Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung bei abgestuften Verteil- und Sammelleitungen, Fälle 5 und 6.

#### 4.7.4 Fälle 7 und 8: Z-Konfiguration mit Abstufung

Abbildung 4.27 zeigt die mit der stationären Methode berechnete Massenstromverteilung. Aufgrund der asymmetrischen Abstufung der Sammelleitung und weil der erste Strang ein Element weniger aufweist, ist die Massenstromverteilung nicht mehr symmetrisch.

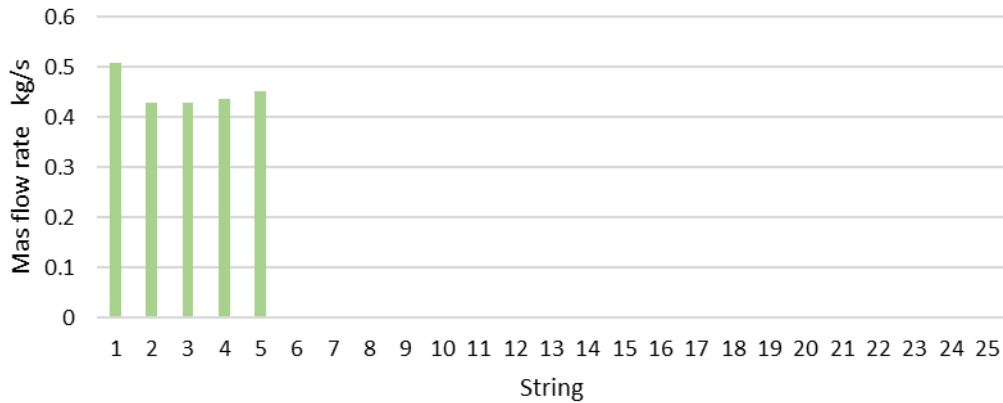


Abbildung 4.27 Massenstromverteilung bei Z-Konfiguration und unsymmetrischer Abstufung.

Abbildung 4.28 zeigt die Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden.

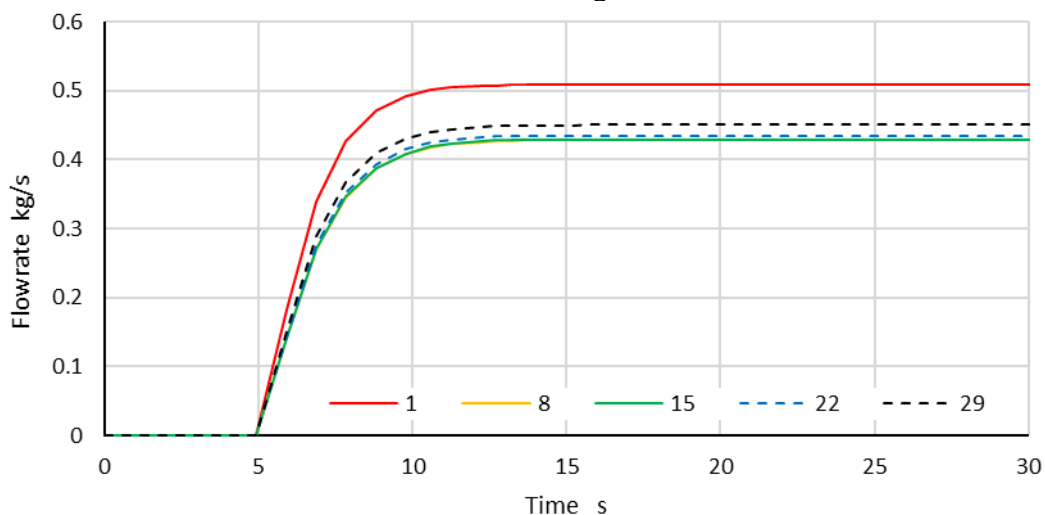


Abbildung 4.28 Zeitentwicklung der Massenströme in den Rohrelementen 1, 8, 15, 22 und 29, welche die ersten Elemente der Stränge 1 bis 5 bilden. Z-Konfiguration. Mit Abstufung.

Die Übereinstimmung der stationären Rechnung mit dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung ist in Abbildung 4.29 dargestellt. Aufgrund der asymmetrischen Strömungsverteilung sind alle fünf Punkte zu sehen.

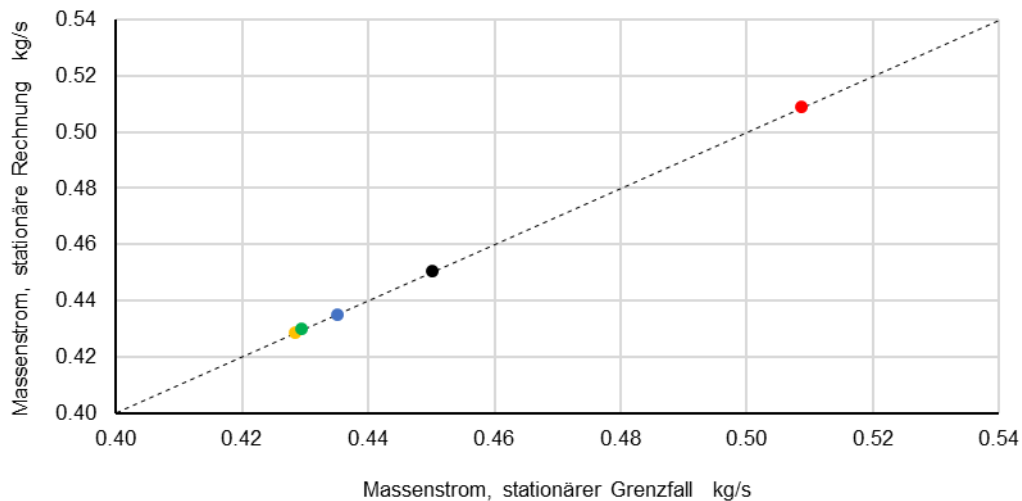


Abbildung 4.29 Vergleich zwischen dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung und der stationären Rechnung bei abgestuften Verteil- und Sammelleitungen, Fälle 7 und 8.

#### 4.7.5 Schlussfolgerungen der Validierung

Das Modell für drehzahlgeregelte Pumpen ist korrekt implementiert.

Die Massenströme nach stationärer Rechnung stimmen sehr gut mit dem stationären Grenzfall der transienten Rechnung überein. Daraus kann geschlossen werden, dass die entsprechenden Methoden korrekt implementiert sind.

## 5 Schlussfolgerungen

Tabelle 11 zeigt die Eigenschaften des Simulationsprogramms als Übersicht. Python wurde nur zur Entwicklung der numerischen Methode und zur Prüfung des VBA-Codes genutzt. Der VBA-Code bildet den Rechenkern des praktisch einsetzbaren Werkzeuges, mit dem Solaranlagen vom Typ HP-BIG modelliert und simuliert werden können. Grau hinterlegte Bereiche werden nicht in Python ausgeführt.

*Tabelle 11 Modelle in VBA programmiert und im Tool HP-BIG implementiert.*

Modelle	Methode	Python	VBA
Kollektormodell thermisch, stationär	✓		✓
Kollektormodell hydraulisch	✓		✓
Kollektormodell thermisch, transient	✓		✓
Rohrmodell hydraulisch	✓	✓	✓
Druckverluste lokal	✓		-
Rohrmodell thermisch, mit Rohrleitungsverlusten	✓		✓
Pumpenmodell, drehzahleregelt	✓		✓
Druckhaltung	✓		✓
Rohrnetzberechnung, stationär, C-Konfig.	✓		✓
Rohrnetzberechnung, stationär, Z-Konfig.	✓		✓
Rohrnetzberechnung, transient, C-Konfig.	✓	✓	✓
Rohrnetzberechnung, transient, Z-Konfig.	✓	✓	✓
Adaptive Zeitschritte	✓		✓

In der Zwischenzeit wurde die Struktur in Excel so stark verändert, dass diese vom gegenwärtigen Python Programm nicht mehr gelesen werden kann.

Das Programm ermöglicht die stationäre und transiente Analyse des Solarkreises von Solaranlagen mit Heatpipe Kollektoren. Das Kollektorfeld kann aus vielen Reihen mit unterschiedlicher Anzahl Modulen bestehen. Das Kollektorfeld kann in C- oder Z- Konfiguration geschaltet sein. Durch ein Rechenbeispiel wurde nachgewiesen, dass Anlagen in der Grössenordnung jener von «Schönwald» abgebildet und simuliert werden können. Mit diesen Eigenschaften ist HP-BIG für Planungszwecke gut geeignet. Insofern wurde das Ziel des Arbeitspaketes erreicht.

Der Zeitbedarf für Simulationen ist jedoch recht hoch:

- Wenn HP-BIG als xlsx-Datei gespeichert wird dauert allein das Preprocessing einer Anlage wie «Schönwald» rund 28 Minuten, obwohl in VBA der Parameter «Application.ScreenUpdating = False» gesetzt wurde. Dies ist auf die zeitraubenden Schreiboperationen für die grossen Matrizen zurückzuführen. Durch Speichern als xlsx-Binärdatei wird die Dauer auf 17 Minuten reduziert.
- Für die eigentliche Simulation von 1200 Sekunden bzw. 20 Minuten braucht der Prozessor rund 30 Minuten Rechenzeit, falls HP-BIG als xlsx-Datei gespeichert wird. Durch Speichern als xlsx-Binärdatei wird die Simulationsdauer auf 20 Minuten reduziert.

Auch im xlsx-Format wäre das Programm in der aktuellen Form nicht als dynamischer digitaler Zwilling einsetzbar. Folgende Massnahmen liessen sich leicht umsetzen bzw. testen:

- Möglicherweise liesse sich die Simulationszeit verkürzen, indem die Resultate in vorbereiteten Arrays gespeichert und erst am Schluss in die Tabellen geschrieben werden.

- Eine weitere Verkürzung kann möglicherweise durch eine effizientere Anpassung der Schrittweite erreicht werden.

## 6 Ausblick

Es ist mein Wunsch, Methode und Tool weiterzuentwickeln und zu publizieren, sehr gerne in Kooperation mit dem ISFH. Folgende Schritte und Erweiterungen sind vorgesehen:

- Das Modell für den Druckverlust von Kollektormodulen soll anhand von Daten aus der Feldmessungen kalibriert werden. Bei dieser Gelegenheit soll der Code dahingehend angepasst werden, dass der Druckverlust im Pumpenstrang berechnet wird.
- Der Vorlaufleitung oder der Rücklaufleitung oder dem Pumpenstrang soll ein Wärmeübertrager zugeordnet werden können. Dieser soll durch die Grädigkeit bei einer bestimmten Leistung und identischen Wärmekapazitätsströmen auf der Primär- und Sekundärseite sowie durch einen Druckverlustkoeffizienten charakterisiert werden. Auf die Abbildung der thermischen Trägheit soll verzichtet werden.
- Einem ausgewählten Zweig der Verteil- und Sammelleitungen soll eine zweite Pumpe zugeordnet werden können. Diese soll durch einen eigenen Satz an Parametern gesteuert werden können.
- Das Kollektorfeld soll um weitere Kollektorreihen auf der anderen Seite des Pumpenstrangs ergänzt werden können, sodass sich zwei Teilfelder ergeben. Diese sollen unabhängig voneinander in C- oder Z- Konfiguration verschaltet werden können.
- Druckverlustparameter von Durchflussmessern und Armaturengruppen sollen explizit eingegeben werden können, beispielsweise über die Wahl einer Typenbezeichnung aus einem Katalog.
- Druckverluste von 90° Richtungsänderungen soll durch Angabe der Anzahl Winkel definiert und mit bekannten Korrelationen berechnet werden können.
- Die Druckverluste von T-Verbindungen sollen wahlweise berücksichtigt oder vernachlässigt werden können.

## Dank

Ich danke dem ISFH, insbesondere Dr.-Ing. Federico Giovanetti für sein Vertrauen und den Auftrag für das Arbeitspaket. Ebenso danke ich Dipl.-Ing. Bert Schiebler für die umsichtige Projektleitung und für das Erzeugen einer kreativen, freundschaftlichen Atmosphäre in den Projekttreffen. Mir hat das Projekt enorm Spaß gemacht, insbesondere weil die Zusammenarbeit mit Federico, Bert, Julian und Maik vom ISFH, mit Marcel, Adrian und Jan von AKOTEC, mit Kai, Annett und Olaf von NARVA so angenehm und stets auf Augenhöhe war. So müsste es immer sein!

## Literatur

Brown, G. O. (2002). The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance. Environmental and Water Resources History, Washington, D.C., American Society of Civil Engineers.

Cross, H. (1936). Analysis of flow in networks of conduits or conductors. University of Illinois. Engineering Experiment Station. Bulletin; no. 286.

Eismann, R., HYDRA - Pipe Network Analysis for Solar Plants. SourceForge, Zugriff 10.12.2018, 2018, von <https://sourceforge.net/projects/solar-pipe-network-analysis/>.

Eismann, R. und A. Genkinger (2018). HYDRA – Rohrnetzdimensionierung für Solaranlagen. Bedienungsanleitung mit Beispielen. Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW, Muttenz <https://sourceforge.net/projects/solar-pipe-network-analysis/files/Documentation/>

Massoud, M. (2005). Engineering Thermofluids. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York. <https://doi.org/10.1007/b138870>

Nahavandi, A. N. und G. V. Catanzaro (1973). Matrix method for analysis of hydraulic networks. Journal of the Hydraulics Division **99**(1): 47-63.

Truckenbrodt, E. (2008). Fluidmechanik. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-79018-1>

(2012) Pressure maintenance, venting, deaeration - Part 1: Pressure maintenance. Beuth Verlag, Berlin

Zanke, U. (1993). Zur Berechnung von Strömungswiderstandsbeiwerten. Wasser und Boden **45**(1): 14-16.