

Abschlussbericht gemäß Nr. 8.2 der
Nebenbestimmungen für Zuwendungen
auf Kostenbasis (NKBF 98)

ZE: MT-Aerospace AG	Kennzeichen 20M2107B
Vorhabenbezeichnung: H2Prop	
Laufzeit des Vorhabens: 01.11.2021 - 31.01.2025	
Autor: Stefan Weiland	
Unterschrift Projektleitung: Jürgen Möller	

Gekürzte Version zur Ablage beim TIB Hannover

Juli 2025

MT Aerospace AG
Franz-Josef-Strauß-Straße 5
86153 Augsburg

Inhalt

1	Abkürzungsverzeichnis	3
2	Kurzbericht	4
2.1	Einführung	4
2.2	Ursprüngliche Aufgabenstellung des Projekts	4
2.3	Stand der Technik	5
2.4	Ablauf des Projekts	5
2.5	Wesentliche Ergebnisse	6
2.6	Schlussfolgerungen	6
3	Ausführlicher Bericht	7
3.1	Einführung	7
3.2	Wesentliche Ergebnisse	11
3.2.1	Spezifische System-Architektur	11
3.2.2	Entwicklung des Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystems	13
3.2.2.1	Systemkonzept -Auslegung	13
3.2.2.2	Systemanalyse	41
3.2.2.3	Tests und experimentelle Nachweise	55
3.3	Fazit	79

1 Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bezeichnung
BoP	Balance of Plant
EDS	Electrical Distribution System
EGW	Ethylenglykol Water
FFC	Flying Fuel Cell
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
gH2	Gaseous Hydrogen
gN2	Gaseous Nitrogen
HFS	Hydrogen Fuel System
HSS	Hydrogen Storage and Supply System
HX	Heat Exchanger
LH2	Liquid Hydrogen
LN2	Liquid Nitrogen
MCHX	Microchannel Heat Exchanger
MEWP	Maximum Expected Working Pressure
MLI	Multi-Layer Insulation
MOV	Motor Operated Valve
P&ID	Piping & Instrumentation Diagram
PID	Proportional-Integral-Differential-Regler
PMI	Polymethacrylimid

2 Kurzbericht

2.1 Einführung

Als langjähriger Spezialist für die Speicherung von kryogenem Wasserstoff im Umfeld der europäischen Raumfahrt entwickelt sich die MT Aerospace in den letzten Jahren sukzessive zum Systementwickler und -anbieter für Speicher- und Versorgungssysteme von Wasserstoff-Antrieben in der Luftfahrt und in anderen Branchen weiter.

Dieser Bericht fasst die erreichten Projektziele des Fördervorhabens „H2Prop“ zusammen.

Der Bericht ist so gegliedert, dass er zunächst das Vorhaben kurz beschreibt und zusammenfasst. Im Kapitel ‚Wesentliche Ergebnisse‘ wird dann auf die Entwicklung des eigentlichen Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystems (im Bericht als HSS (Abk. Hydrogen Storage and Supply System) bezeichnet) Bezug genommen, in dem zunächst das thermodynamische Wirkprinzip erarbeitet wird und aus dem dann die Betriebsbedingungen der einzelnen Komponenten mittels Systemsimulation abgeleitet werden.

Die Detailentwicklung der Wärmetauscher als kritische Systemkomponente wird im Bericht neben der Entwicklung des eigentlichen Tanks separat tiefgehend beschrieben.

Das Konzept zur Messung von wichtigen thermodynamischen Zustandsgrößen (Temperatur, Druck, Masse), sowie die Realisierung in der Demonstrationshardware wird in einem separaten Kapitel eingehend erläutert.

Letztlich wird detailliert auf die Entwicklung und den Aufbau von Test-Setups eingegangen, die die folgenden Test-Kampagnen umfasst:

- Performance Test eines der beiden im System befindlichen Wärmetauschers
- System-Test des gesamten HSS mittels Flüssigstickstoff als Ersatzmedium in hausinternen Vortests
- System-Test in relevanter Umgebung mit Flüssigwasserstoff

In diesem Kapitel werden die Tests, sowie die entsprechenden Testergebnisse dargestellt mit denen letztlich die Systemvalidierung sowie die experimentelle Verifikation der Systemkomponenten und Baugruppen nachgewiesen wurden und die somit die Basis für den erfolgreichen Projektabschluss darstellen.

2.2 Ursprüngliche Aufgabenstellung des Projekts

Das Vorhaben H2Prop, welches in einem Konsortialverbund der beteiligten Haupt-Projektpartnern MTU Aero Engines und MT Aerospace durchgeführt wurde, verfolgt dabei die vorrangigen Ziele:

- Entwicklung eines Konzeptes für einen Wasserstoff-betriebene Flugzeugantrieb, der mittels kryogen gespeichertem Wasserstoff und einer Brennstoffzelle einen elektrischen Motor versorgt, der die notwendige Wellenleistung an den Propeller abgibt.

- Detailentwicklung aller wesentlichen Systemkomponenten, zu denen der Speichertank für den verflüssigten Wasserstoff, die notwendigen Elemente zur Konditionierung des Wasserstoffs, die Sicherheitseinrichtungen, als auch die Brennstoffzelle und ihrer Nebenaggregate, sowie alle Komponenten und Baugruppen zur Steuerung und Regelung des Gesamtsystems gehören.
- Den Bau eines funktionsrelevanten Demonstrators der in der Lage ist, die Systemfunktionen in einer relevanten Testumgebung darzustellen und damit:
 - Das grundsätzliche Funktionsprinzip zu demonstrieren und das korrekte Zusammenwirken aller Systembaugruppen und Komponenten zu verifizieren.
 - Die korrekte Funktion und die Leistungsfähigkeit der Komponenten zu verifizieren
 - Testdaten zu generieren, um die in der Auslegung verwendeten Modelle zu verifizieren
 - Durch eine Simulation eines relevanten Lastprofils, sowie dem Anfahren von kritischen Systemzuständen das Gesamtsystem zu validieren.

2.3 Stand der Technik

Bereits früher wurde im Rahmen großer Projekte wie „Cryoplane“ die direkte Verbrennung von tiefkalt gespeichertem Wasserstoff in Gasturbinen untersucht. In jüngerer Zeit lag der Fokus auf Brennstoffzellentechnologien, etwa in den Projekten DLR-H2 und Hy4, die Wasserstoff aus Hochdruckspeichern nutzen.

Das aktuelle Vorhaben kombiniert die kryogene Speicherung von Wasserstoff mit dessen elektrochemischer Umwandlung in Brennstoffzellen – ein Ansatz, der bislang nur in wenigen Projekten wie dem unbemannten Langstreckenflugzeug „Phantom Eye“ von Boeing verfolgt wurde.

2.4 Ablauf des Projekts

Die seitens MT Aerospace verantwortete und durchgeführte technische Entwicklung in H2Prop ist in 4 Arbeitspakete aufgegliedert:

- **AP2.1 Requirements and Verification:** Ziel dieses Arbeitspakets ist die Definition der Anforderungen und Nachweise für das LH2 Tanksystem
- **AP2.2 Tankstruktur:** Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Weiterentwicklung jener Technologien, die für die Auslegung, das Design sowie die Fertigung und Nachweisführung einer LH2 Tankstruktur notwendig sind – bis zu einem Grad der einen direkten Einstieg in eine dedizierte Produktentwicklung im Rahmen von Nachfolgeprojekten ermöglicht
- **AP2.3 Fluidsystem:** Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Weiterentwicklung jener Technologien, die für die Auslegung, das Design sowie die Fertigung und Nachweisführung von Elementen notwendig sind, die im H2 Speicher- und Versorgungssystem das Handling und die thermische Konditionierung des Wasserstoffs realisieren

- **AP2.4 Elektrik und Sensorik:** Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Ausarbeitung des Mess-Konzeptes aus den Erfordernissen einer Istwert-Erfassung von relevanten Zustandsgrößen zur Bestimmung des Status des Tanksystems

2.5 Wesentliche Ergebnisse

Die in diesem Bericht dokumentierten Entwicklungsschritte und die erreichten Ziele nehmen Bezug auf die Arbeitspakete, die federführend von der MT Aerospace bearbeitet wurden. Konkret also in Kern auf die Arbeiten:

- Entwicklung eines Systemkonzeptes für die kryogene Lagerung und Bereitstellung von flüsigem Wasserstoff, sowie dessen Konditionierung - also die Temperatur-Kontrolle des an den Verbraucher abgegebenen Mediums, sowie die Regelung des Systemdruckes innerhalb geforderter Bandbreiten.
- Entwicklung von kritischen Systemkomponenten - in der Hauptsache von Wärmetauschern, die in der Lage sind einen Strom tiefkalten Wasserstoffgases (etwa 28 K) auf eine geforderte Abgabetemperatur von > 313 K (40°C) zu bringen, in dem einem Strom von kontinuierlich zirkulierendem Kühlmittel die notwendige Wärme entnommen wird.
- Entwicklung eines Tank(Systems) das als über eine erforderliche Speicherkapazität verfügt und das in der Lage ist, den Wasserstoff soweit von der warmen Umgebung abzukoppeln, dass ein nur minimaler Leckwärmestrom auftritt und demzufolge Verluste durch Boil-Off zu minimieren.
- Entwicklung eines Messkonzeptes und Messverfahren, um den Systemzustand sensorisch zu erfassen und um somit die Steuerung und Regelung des Gesamtsystems mit entsprechenden Ist-Daten zu versorgen.

2.6 Schlussfolgerungen

Die ursprünglich gesteckten Ziele des Projekts konnten vollumfänglich erreicht werden. Im Projekt wurde ein funktionsfähiges Demonstrator-System entwickelt und gebaut, welches die Grundprinzipien eines Wasserstoff-betriebenen Flugzeugantriebes nachweist.

Die Ergebnisse tragen maßgeblich zur Weiterentwicklung und Validierung von kryogenen Speichersystemen im Luftfahrtbereich bei.

3 Ausführlicher Bericht

3.1 Einführung

Das Vorgaben H2Prop verfolgt das primäre Ziel der Konzeptentwicklung eines Wasserstoffbetriebenen Antriebsstranges für ein Luftfahrzeug sowie dessen Validierung in einem Test, der die kritischen Systemfunktionen nachweisen soll, und somit das Erreichen eines TRL 4 anstrebt.

Das gesamte Antriebssystem - in diesem Kontext als „Flying Fuel Cell“ (FFC) bezeichnet - wird hierbei in der Entwicklung übergeordnet von der MTU verantwortet. In diesem Zusammenhang sind insbesondere Arbeiten zu Konzepten und deren Entwicklung im Bereich der Brennstoffzelle, deren unmittelbaren Hilfsaggregaten sowie der Steuerung des Systems (Controller) federführend von der MTU durchgeführt worden. Ein zentraler Bestandteil der FFC ist das System, das den Wasserstoff als Energieträger der Brennstoffzelle zuführt. Dieses, als Hydrogen Fuel System (HFS) bezeichnete Subsystem ist der Zentrale Gegenstand der Entwicklung, der im Rahmen von H2Prop bei der MT Aerospace verantwortet wurde. Eine detaillierte Beschreibung genau dieses Subsystems wird nun im Folgenden gegeben.

Das Hydrogen-Lager- und Versorgungssystem (HSS) ist Teil des Hydrogen-Kraftstoffsystems (HFS), das sich in der H2-Versorgungsleitung der Wasserstoff-betriebenen Brennstoffzelle (FFC) befindet. Seine Hauptaufgabe ist die Speicherung von Wasserstoff in einem Lagertank und die Durchführung der Konditionierung des Wasserstoffs, um den spezifizierten Lieferbedingungen des (gasförmigen) Wasserstoffs zur Brennstoffzelle entlang der Wasserstoffversorgungsleitung zu entsprechen. In diesem Zusammenhang ermöglicht das HSS auch eine Kontrolle der Lagerbedingungen innerhalb des Lagertanks in Bezug auf den thermodynamischen Zustand, insbesondere in Bezug auf Temperatur und Druck.

Aus diesen grundlegenden Funktionen leitet sich ab, dass das HSS zwei grundlegende Elemente in seiner Architektur enthalten muss, nämlich:

- Die Wasserstoffspeicherung (Tankstruktur)
- Das Fluid-System zur Wasserstoffkonditionierung

Da die Kontrolle der Wasserstoffbedingungen naturgemäß erfordert, Informationen über den aktuellen thermodynamischen Zustand an bestimmten Positionen innerhalb des Systems zu erfassen, ist ein drittes Element in der Architektur erforderlich, das als

- Elektrisches (Mess- und Sensor-)System identifiziert wird.

Aus globaler Perspektive wird die HFS-Definition im Kontext der gesamten FFC-Systemarchitektur wie folgt verortet:

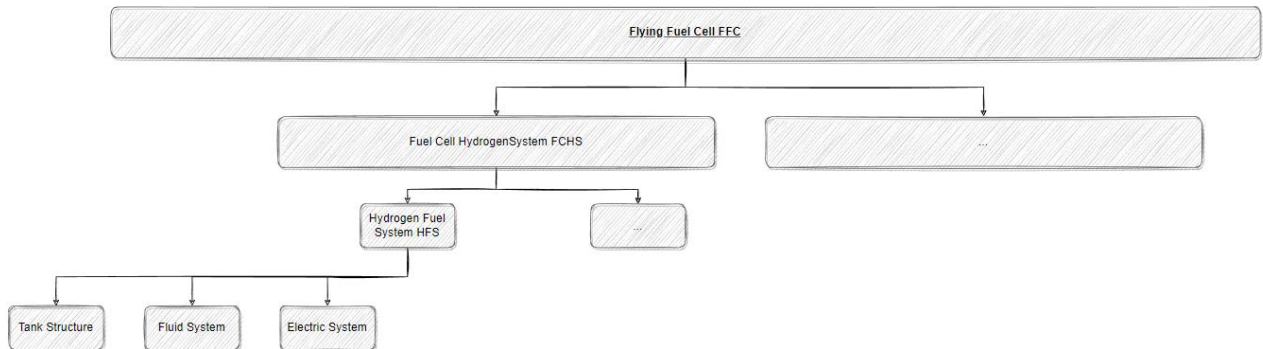


Abbildung 3-1: HFS im Kontext der gesamten FFC-Systemarchitektur dargestellt

Die leeren Elemente in Abbildung 1-1 werden als Platzhalter für Systeme betrachtet, die erforderlich sind, um das FFC-System zu vervollständigen, wie z. B. die Luftzufuhr zur Brennstoffzelle (rechte Seite) sowie andere Subsysteme in der H₂-Versorgungsleitung, d. h. H₂-Kreislauf, Spülen usw.

Zu diesem Zeitpunkt wird auch eine kurze Erklärung zwischen den beiden verwendeten Systembezeichnungen „Hydrogen Fuel System (HFS)“ und „Hydrogen Storage and Supply System (HSS)“ gegeben. Der Begriff HSS wird in Verbindung mit allen Elementen verwendet, die erforderlich sind, um den Wasserstoff zu lagern und alle benötigten thermodynamischen und fluiddynamischen Prozesskontrollen durchzuführen, um eine nachhaltige Versorgung mit gH₂ innerhalb definierter Grenzen (d. h. Temperatur und Druck) zu gewährleisten. Der Begriff HFS umfasst zusätzlich zum HSS-Definitionsumfang alle anderen Elemente, um die Funktionalität um (I) Sicherheitsfunktionen wie Entlüftung und Druckentlastung, (II) das Betanken des Tanks über das GSE, (III) die Inertisierung und das Spülen von Leitungen während des Betriebs und für die Wartung, (IV) die Steuerung des Systems durch Betätigung aktiver Elemente auf Basis von Messsignalen und Leistungssignalen zu erweitern. Daher kann die Definition des HSS bzw. des HFS wie folgt zusammengefasst werden:

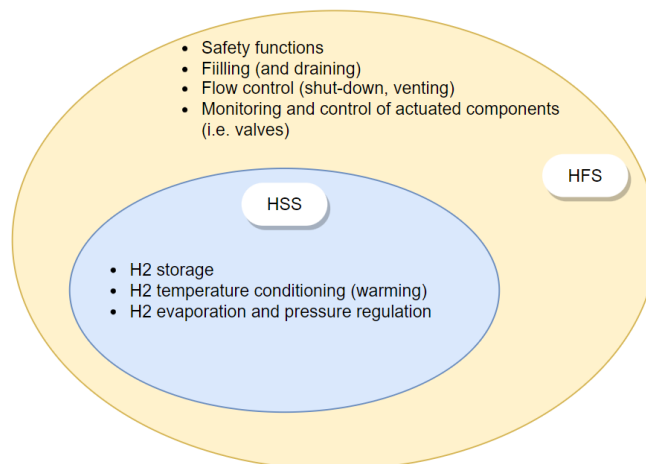


Abbildung 3-2: Funktionsumfang der Definition von HSS und HFS

Mit der Fokussierung auf die HFS-Ebene können die drei Hauptelemente der Architektur, die Tankstruktur, das Fluid-System und das elektrische System, in einzelne Komponenten und Baugruppen zerlegt werden, die sich aus den HFS-Systemfunktionen ableiten.

Dies führt insbesondere zu den folgenden zusätzlichen Punkten:

- Da der Tank den Wasserstoff in flüssiger Form speichern muss (REQ-007309/A), muss der Tank in der Lage sein, die (kalte) kryogene Flüssigkeit vor der warmen Außenumgebung zu isolieren, um den schädlichen Wärmeeintrag zu reduzieren.
- Da das HFS die Wasserstoffkonditionierung durchführen muss, also im Wesentlichen
 - Die Erwärmung des Gases, da die Lieferbedingungen für Wasserstoff an die Brennstoffzelle in (REQ-007310/A) zwischen 293 K und 313 K angegeben sind.
 - Die Verdampfung des Gases aus der flüssigen Speicherphase
 - Die Regelung des Tankdrucks, da die Lieferbedingungen für Wasserstoff an die Brennstoffzelle innerhalb einer unteren und oberen Grenze definiert sind, siehe (REQ-007311/A).

muss das HFS die spezifische Wasserstoffenthalpie entlang des thermodynamischen Prozesses der Verdampfung und Erwärmung erhöhen. Dafür muss das HFS mit Prozesswärme (Energie) versorgt werden. Gemäß (REQ-007312/A) wird die Prozessenergie dem System durch einen Kühlkreislauf mit einer spezifizierten Einlasstemperatur zugeführt. Zusätzlich spezifiziert (REQ-007314/A), dass Energie in Form von elektrischer Leistung zur Verfügung steht, die vom elektrischen Verteilungssystem (EDS) bereitgestellt wird. Da die Prozessenergie durch den Kühlkreislaufstrom übertragen werden muss, um die entsprechende H₂-Temperaturstufe zu erreichen, sind Wärmetauscher erforderlich. Im Falle der Nutzung elektrischer Leistung zur Erhöhung der Wasserstoffenthalpie werden elektrische Heizelemente benötigt.

Mit einer sich kontinuierlich ändernden Leistungsanforderung des Antriebs (Rollen, Start, Steigflug, Reiseflug, Landeanflug) muss auch die zugeführte Wärmemenge, die erforderlich ist um eine kontrollierte gH₂ Zufuhr and die Brennstoffzelle zu gewährleisten, ständig angepasst werden. Dies führt zu der Notwendigkeit von Durchflussregel-Elementen, d. h. Ventilen, um die Wärmeentnahme aus einem bereitgestellten, konstanten Strom des Kühlmittels zu kontrollieren.

- Um die genannten Elemente zur Durchflussregelung mit den entsprechenden Eingangssignalen (d. h. Steuersignalen) zu versorgen, muss der aktuelle Systemzustand bekannt sein. Daher müssen verschiedene Sensortypen, die an verschiedenen Positionen installiert sind, ebenfalls Teil der Systemarchitektur sein um den thermodynamischen Zustand des Systems an relevanten Stellen zu erfassen. Die einzelnen Sensor-Signale müssen zum I/F zwischen dem HFS und dem entsprechenden Datenerfassungs- und Signalakquisitionssystem geleitet werden.

- Zur Auswertung der Sensorsignale und zur Bestimmung der korrekten Steuersignale für aktive Elemente im HFS ist ein Controller erforderlich. Dies ist jedoch aus formaler Sicht kein Teil der HFS-Systemdefinition, sondern ein separates System innerhalb des FCS-Definitionsumfangs (dies wird durch die Platzierung des Controller-Elements ganz rechts in Abbildung 1-3 hervorgehoben).

Eine erste allgemeine (logische) Architektur, die auf Basis verschiedener Überlegungen und unter Einbeziehung der obenstehenden Erkenntnisse über die drei Haupt-Baugruppen eines HFS (Tankstruktur, Fluidsystem zur Konditionierung und Regelung, sowie ein elektrisches Mess- und Sensorsystem) abgeleitet wurde, ist im Folgenden gezeigt:

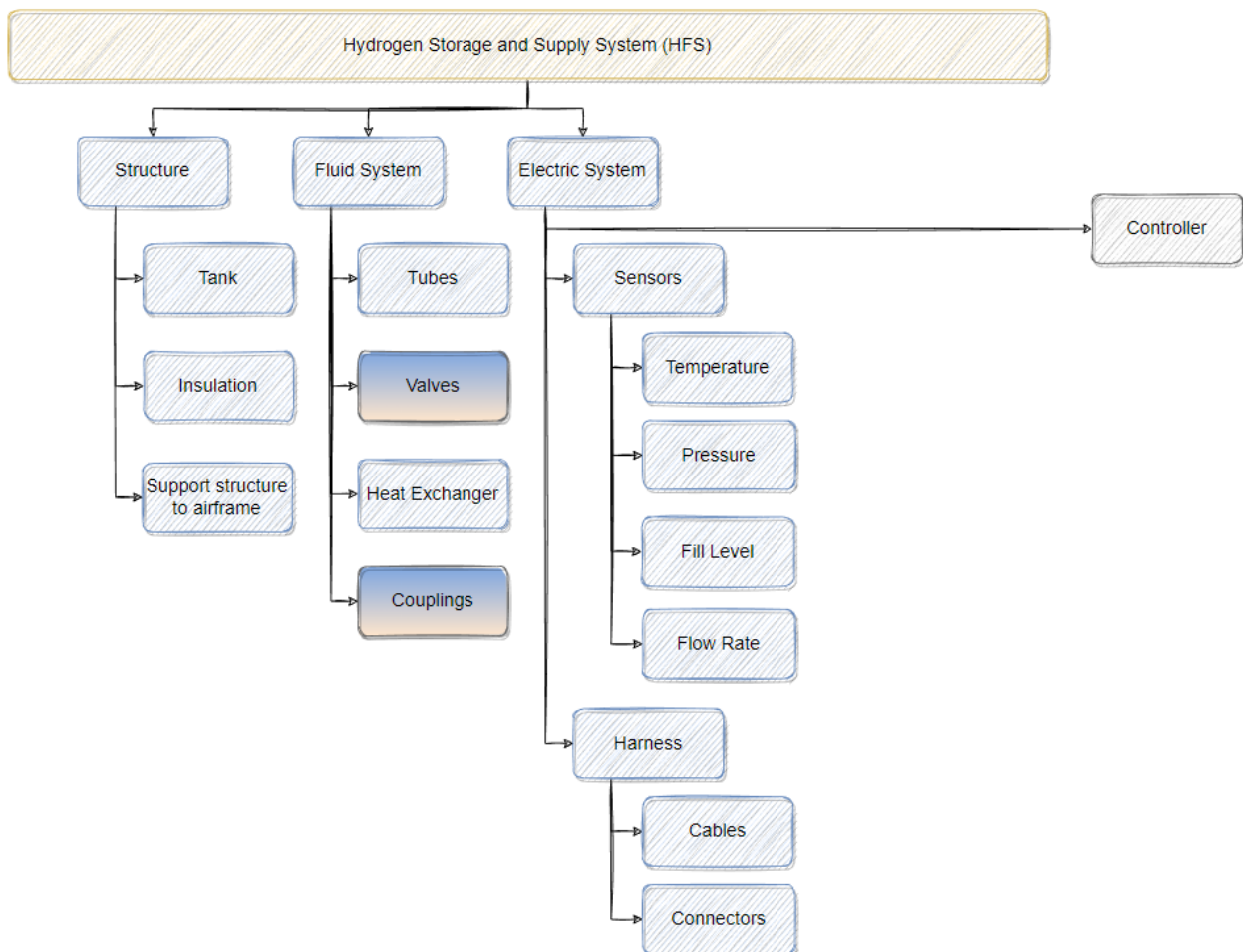


Abbildung 3-3 Vorläufige allgemeine Architektur des HFS (nicht spezifisch für bestimmte technische Lösungen)

Um hervorzuheben, dass Ventile sowie Kupplungen in diesem Zusammenhang Teil des HSS oder ausschließlich Teil des HFS sein können (siehe Abbildung 1-2), werden diese beiden Elemente farblich hervorgehoben (blau = HSS, beige = HFS).

3.2 Wesentliche Ergebnisse

3.2.1 Spezifische System-Architektur

Im der obigen Abbildung 3-3 wurde ein erster Strukturbaum abgeleitet, der eine allgemein gültige Systemarchitektur zeigt. Hierin sind bestimmte notwendige Baugruppen (Tank, Wärmetauscher, etc) zunächst aus rein qualitativen Überlegungen abgeleitet worden. Weder sind in dem obenstehenden Strukturbaum Informationen über Art noch Anzahl von Komponenten vorhanden, noch Informationen darüber, wie diese in einem Zusammenspiel die geforderten Systemfunktionen realisieren können.

Im Vorgriff zu der Beschreibung über die erarbeiteten Ergebnisse der Konzeptdefinition eines Speicher- und Versorgungssystems wird nun zunächst die spezifische Systemarchitektur vorgestellt, in der bereits genauere Informationen über das System enthalten sind in dem eine detailliertere Aufgliederungen von Baugruppen vorgenommen wurden.

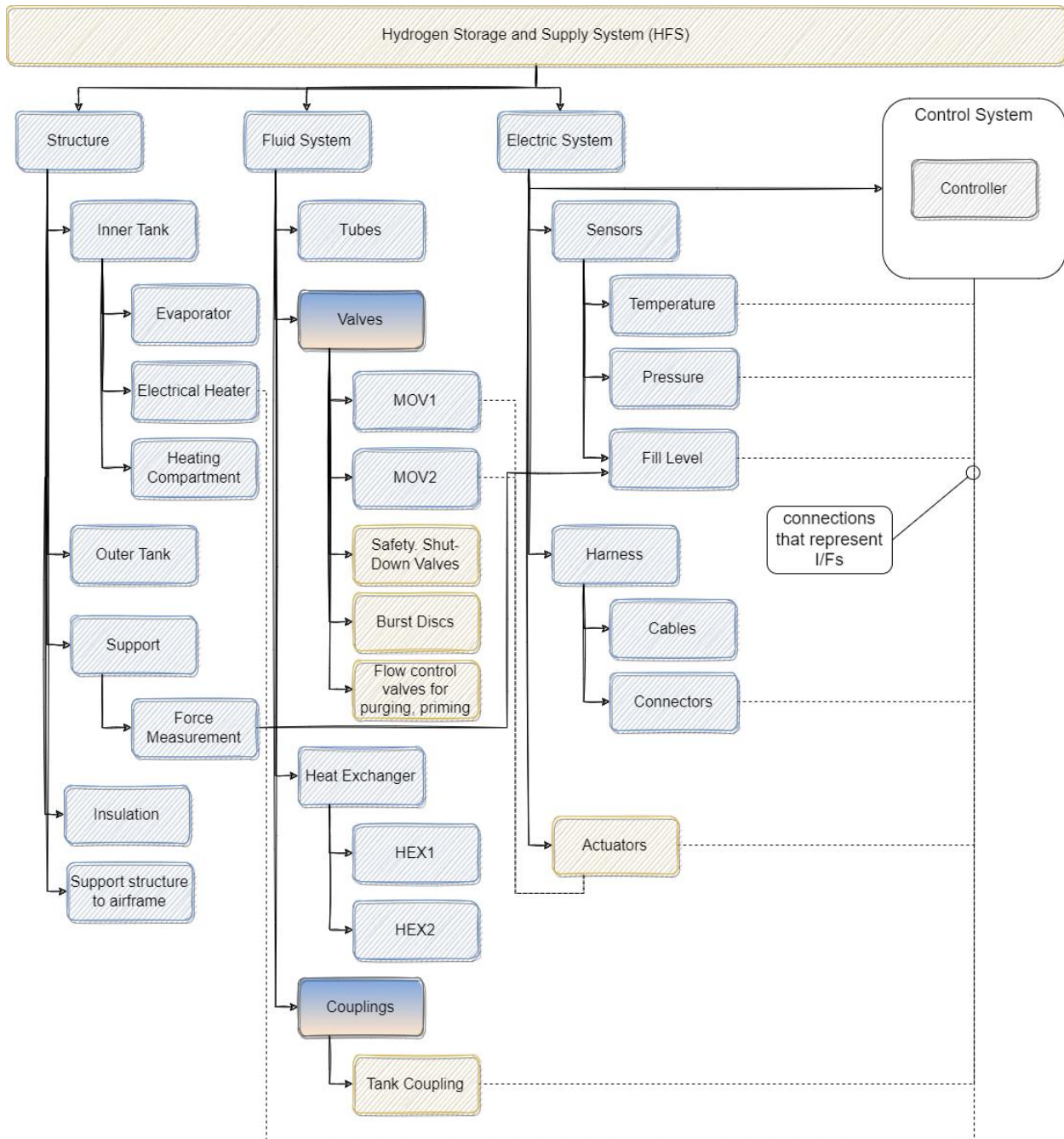


Abbildung 3-4: HFS Architektur

Die Auswahl spezifischer technischer Lösungen, die in der HFS Struktur in obiger Abbildung enthalten ist, folgte aus technischen Abwägungen und Untersuchungen, die in §3 dokumentiert weitergehend sind.

Ein kurzer Überblick über einige Trades wird im Folgenden gegeben:

- Trade zwischen verschiedenen Arten von Wärmedämmung
- Trade zwischen verschiedenen Architekturen in Bezug auf Wärmetauscher-Konzepte
- Trade über verschiedene Arten der Wärmeübertragung in den Tank (Verdampfer / Elektroheizung)

Aus den Ergebnissen dieser technischen Abwägungen wurde dann eine Systemarchitektur abgeleitet, deren Darstellung als Strukturbaum in Abbildung 3-4 gezeigt ist. Teil dieser physikalischen Systemarchitektur ist:

- Wärmedämmung des Tanks unter Verwendung einer Doppelwand, eines vakuumisolierten Dewar-Tank-Typs
- Konzept der Verwendung von zwei Wärmetauschern in der Hauptentnahmelinie sowie in der Rücklaufleitung nach dem Durchleiten eines Anteils des Gases durch einen tankinternen Verdampfer.
- Verwendung einer Elektroheizung zum Hochfahren des Wasserstoffs aus unterkühltem Zustand in den Sättigungszustand
- Verwendung eines separaten Heizfachs innerhalb des Tanks, um die Menge an H₂ zu reduzieren, die in den Sättigungszustand gebracht wird
- Füllstandsmessung durch internes Tankwiegen¹

3.2.2 Entwicklung des Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystems

3.2.2.1 Systemkonzept -Auslegung

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die beschrittene Vorgehensweise und die Ergebnisse der Systementwicklung und der Auslegung vorgestellt.

3.2.2.1.1 Zusammenstellung der treibenden Anforderungen

Die Erarbeitung von Anforderungen waren Gegenstand des AP2.1. Hier wurden in Zusammenarbeit mit der MTU und aus der Übergeordneten Systementwicklung des gesamten Antriebs (FFC) Systemanforderungen definiert und auf die Ebene des HFS heruntergebrochen.

In diesem Kontext oblag der MTU das Management der Anforderungen auf Systemebene, also das Anlegen einer technischen / funktionalen Spezifikation im Anforderungsmanagement-System DOORS, die Pflege der Anforderungen und insbesondere die Nachverfolgung und die Implementierung von Änderungen, sowie letztlich die Verteilung der Anforderungen an die zuständigen Untersysteme. Mittels des Austauschformates REQIF wurden die Anforderungen das HFS betreffend an

¹ Das Konzept der Messung des Tankinhalts über eine in die Struktur integrierte Wiege-Funktion ist Gegenstand eines Entwicklungs-Pfads in H2Prop. Wegen des spezifischen Designs des realisierten Test-Tanks wurde diese Art der Messung jedoch nicht im System integriert. Statt dessen wurde eine kapazitive Messlanze verwendet - Siehe hierzu nachfolgende Kapitel.

die MT Aerospace übermittelt und dann in das MT Aerospace eigene Requirements Management System Siemens TEAMCENTER (Aktive Workspace) importiert.

Zu diesem Zweck wurde bei der MT Aerospace ein Zusatztool implementiert, dass die Schnittstellenfunktionalität des Austauschs über REQIF in Siemens TEAMCENTER realisiert, da TEAMCENTER im derzeitigen Entwicklungsstand diese Fähigkeit nicht beinhaltet.

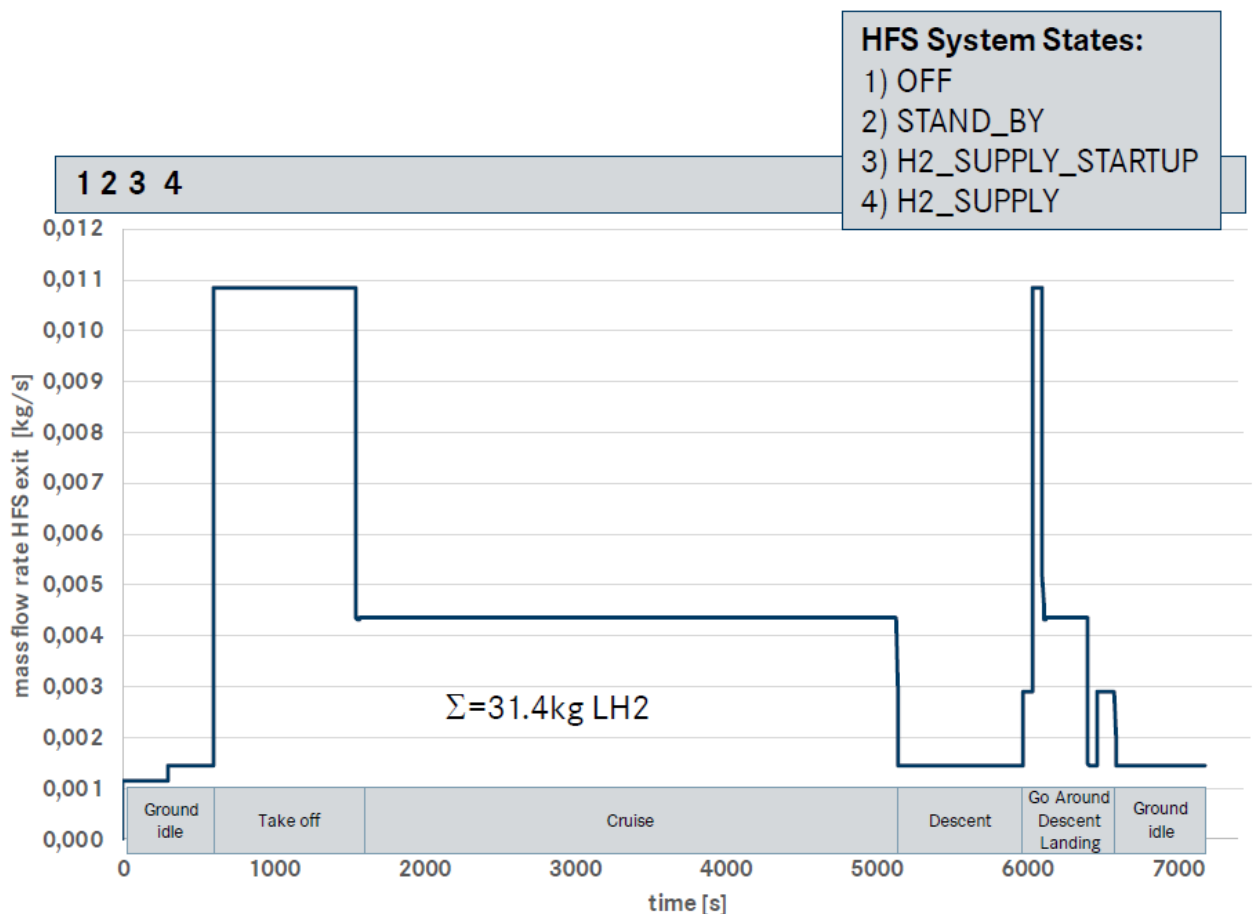
Die Haupt-Design-Treiber und somit die bestimmenden funktionalen Anforderungen an das HFS sind zusammengefasst in den folgenden Darstellungen gezeigt. Wie in den Darstellungen gezeigt, sind die Anforderungen abgeleitet auf der Basis einer „Zielanwendung“ für ein Luftfahrzeug des Typs Do228.

Requirement Title	Requirement	Remark
Electrical I/F		
Electrical Power Supplied	from STAND-BY until H2_SUPPLY max. 1 kW of electrical power (28V) for electrical heating of LH2	
EGW Cooling Loop I/F		
EGW mass flow rate	Available mass flow rate EGW: mind. 5kg/s (TO – design point)	
EGW Inflow Temperature	Available EGW inflow temperature: min. 40°C (worst case: design point); max. 70°C (best case)	
Allowed EGW Outflow temperature	Allowed EGW outflow temperature: min. 20°C	
Available Heat from EGW Loop	Available amount of heat: mind. 50kW (TO - design point)	
Safety Factors		
Limit Load Factor	1.33 x maximum working pressure (proof pressure)	For Tank
Ultimate Load Factor	1.5 x limit load (burst pressure)	
Limit Load Factor	1.5 x maximum working pressure (proof pressure)	For HFS Elements (Valves, HX, etc)
Ultimate Load Factor	3.0 x limit load (burst pressure)	
Storage and Delivery Conditions		
Useable LH2 mass without refuelling	35 kg	
Minimum gH2 Supply Temperature	20°C	
Minimum gH2 Pressure in H2-SUPPLY-STARTUP Phase	3.5 bar	
Minimum gH2 Pressure in H2_SUPPLY Phase	5.0 bar	
HFS Peak Mass Flow	0.01086 kg/s	

Requirement Title	Requirement	Remark
Transition Times		
Maximum Transition Time from STAND_BY to H2_SUPPLY_STARTUP	Max. 15 minutes	
Maximum Transition Time from STAND_BY to H2_SUPPLY_STARTUP	Max. 5 inutes	
Peak Flow Rate Change	0.003 kg/s ²	

Tabelle 3-1: Haupt-Anforderungen H2PROP

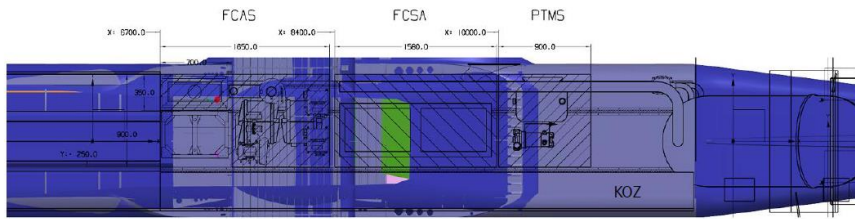
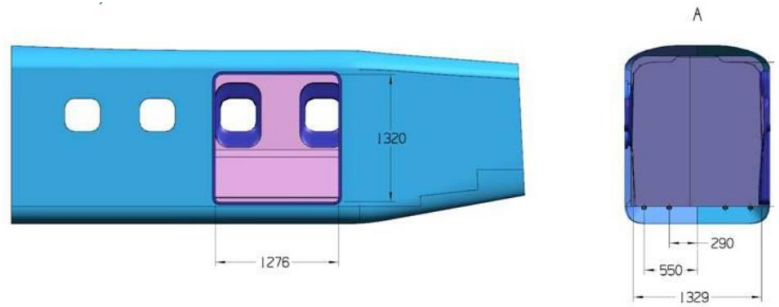
Neben den oben zusammengefassten Anforderungen zu den H2-Lieferbedingungen ist ein Referenzprofil definiert worden, dass den an den Verbraucher zu liefernden Massenstrom über den zeitlichen Verlauf einer Flugmission angibt. Dieses Profil ist in Abbildung 2-1 gezeigt:


Abbildung 3-5: Missionsprofil (gH2 Massenstrom an die BZ)

Außerdem ist aus für die vorgesehene Zielapplikation einer Do228 als „Träger“ eine Definition des erlaubten Bauraums abgeleitet worden, welche als geometrische Anforderungen in di Entwicklung des HFS zu berücksichtigen waren:

Available Design Space FFCD0228

- | Design Space Baggage Compartment
- | Accessibility (Cargo Door)
- | Keep Out Zone A/C
- | Keep Out Zone EPT
- | Mountability HFS
- | Static and Dynamic Load Cabin Equipment



FCAS: Fuel Cell Air System
 FCSA: Fuel Cell Stack Array
 PTMS: Powertrain Thermal Management System
 KOZ: Keep Out Zone

Abbildung 3-6: Erlaubter Bauraum für das HFS

3.2.2.1.2 Ableitung der Systemfunktionen und des Systemschaltbildes

In diesem Kapitel wird zusammenfassend erläutert, mit welchen Überlegungen aus den definierten funktionalen und technischen Anforderungen ein Systemkonzept abgeleitet wurde das letztlich zu einer konkreten physikalischen Systemarchitektur geführt hat, die im weiteren Verlauf dann vorgestellt und beschrieben wird.

Wie aus den Anforderungen aus §3.2.2.1.1 zu erkennen ist, definiert sich eine der Hauptforderungen aus der Bereitstellung von warmem, gasförmigem Wasserstoff in einem Temperaturbereich von mindestens 20 °C bis hin zu einer maximalen Temperatur, die durch die höchste erwartete Eintrittstemperatur des EGW begrenzt ist (70°C). Da der Wasserstoff bei tiefkalten Temperaturen flüssig gelagert werden soll, ist somit vom Tanksystem zu bewerkstelligen, dass der Wasserstoff:

- Aus der flüssigen Phase heraus verdampft wird
- Das kalte H₂-Gas auf eine Temperatur von mindestens 20°C gebracht wird.

Außerdem muss gleichzeitig sichergestellt werden, dass der Wasserstoff in einem wohl definierten Druckbereich an den Verbraucher geliefert wird, der nach den Anforderungen in §3.2.2.1.1 nominal mindestens 5 bar betragen soll. Der angegebene Druckbereich in dem der Wasserstoff vorliegen soll, liegt zwischen 5.0 und 5.5 bar. Daher muss die oben genannte Funktionalität der Verdampfung des Wasserstoffs so steuerbar sein, dass hierüber der Systemdruck im Tank innerhalb der geforderten Grenzen gehalten werden kann.

Für die Realisierung dieser Fähigkeit wurden in der Konzeptionsphase des HFS zunächst zwei grundsätzliche Prinzipien in Betracht gezogen:

- **Externe Verdampfung:** Bei der externen Verdampfung wird aus dem Tank eine bestimmte Menge Flüssigkeit entnommen und mittels Wärmezufuhr außerhalb des Tanks verdampft. Das entstehende (kalte) Gas wird über eine zweite Leitung zurück in den Tank geleitet. Über diesen Prozess wird der Druck im Tank erhöht. Für dieses Verfahren ist allerdings ein Mechanismus erforderlich, der den Massenstrom durch den externen Verdampfer generiert. In stationären Anlagen für Medien wie N₂ oder O₂ geschieht dies über den hydrostatischen Druck, der sich aus der Höhe der Flüssigkeitssäule über dem externen Verdampfer ergibt. Im Vorliegenden Fall wurde jedoch wegen der geringen Dichte des Wasserstoffs und wegen der bauraumbedingten geringen möglichen Höhendifferenz erkannt, dass dieser Mechanismus unzureichende Druckdifferenzen erzeugt, um letztlich die Strömungswiderstände im Verdampfer und den Leitungen zu überwinden. In der Folge bedeutete dies, dass für eine externe Verdampfung zwingend ein Pumpmechanismus erforderlich wäre, der eine im Vergleich zu der internen Verdampfung deutlich höhere Systemkomplexität erfordert hätte und zudem zu weiterführenden Fragen, wie der Zuverlässigkeit und Störanfälligkeit geführt hätte.
- **Interne Verdampfung:** Bei der internen Verdampfung wird die zum Phasenwechsel notwendige Wärme direkt über einen Heizmechanismus in den Tank eingebracht. Für dieses Verfahren muss beachtet werden, dass eine Verdampfung nur erfolgt, wenn die Flüssigkeit an sich bereits bei Sättigungsbedingungen vorliegt, sich diese also bereits auf einem Temperaturniveau befindet, also $T_{Liquid} = T^{sat}(p_{Tank})$. Dies bedeutet unter Umständen, dass die Flüssigkeit im Tank vorher so konditioniert werden muss, so dass diese Bedingung vorliegt.

In der Konsequenz muss also - noch bevor es zu einem Verdampfungsprozess im Tank kommen kann - Energie aufgewendet werden, um die Flüssigkeit von einem zuvor unterkühlten Zustand ($T_{Liquid} < T^{sat}(p_{Tank})$) auf Sättigungsbedingungen zu bringen, um somit die notwendigen Vorbedingungen zu schaffen. Eine weiterführende Überlegung geht dahin, dass es von energetischer Seite effizienter ist, für den Prozess der Erwärmung und Verdampfung ohnehin zur Verfügung stehende Abwärme der Brennstoffzelle zu nutzen. Die Verwendung elektrischer Energie wäre grundsätzlich auch möglich, würde aber wegen der verlustbehafteten Umwandlung vom chemischen Energiepotential des H₂ in elektrische Energie zu einem geringeren Systemwirkungsgrad führen.

In der direkten Folge der obigen Überlegungen ergeben sich weitere Systemfunktionen, die notwendig sind, um Prozessenergie für die Verdampfung und die Konditionierung aus der Abwärme der Brennstoffzelle zu gewinnen und in den Tank einzubringen. Wie sich aus der Definition der Anforderungen in §3.2.2.1.1 entnehmen lässt, erlaubt das FFC Gesamtsystem die Verwendung von Wärme, die in Form eines Medien-Stroms des verwendeten Brennstoffzellen-Kühlmittels (EGW) bereitgestellt wird. Allerdings kann das EGW als Energieträger nicht direkt in den Tank geführt werden, um dort Wärmeenergie an den Wasserstoff zu übertragen, da ansonsten ein Einfrieren des EGW die Folge wäre, wann immer das System in einen Zustand gebracht wird, in dem der Kühlmittelstrom zum Erliegen kommt (angeschaltetes System).

In dieser Konsequenz muss das System also in der Lage sein, Prozesswärme vom EGW auf ein Trägermedium zu übertragen, dass auf dem Temperaturniveau des flüssigen Wasserstoffs nicht einfriert und somit Strömungskanäle blockiert.

Weitere Systemfunktionen, die sich aus grundsätzlichen Überlegungen und den gegebenen Anforderungen ableiten lassen, die jedoch direkt offen zu Tage treten und daher weniger aus tiefer gehenden Analysen stammen sind:

- Die Fähigkeit des Systems, betankt zu werden und daher Anschlüsse und Schnittstellen zu einer Bodeninfrastruktur zur Befüllung und zur Rückführung von entstehendem Gas besitzen muss
- Die Fähigkeit, relevante Zustandsdaten durch ein geeignetes Mess-System zu generieren um das System überwachen und steuern zu können.
- Die Fähigkeit, den Druck im System durch gezielte Intervention absenken zu können (Venting)
- Die Fähigkeit, durch Sicherheitseinrichtungen unter nominellen und unvorhergesehenen Betriebszuständen (Ausfall von Komponenten, fehlerhafte Steuersignale, etc.) keine kritischen oder gefährlichen Situationen entstehen zu lassen.

3.2.2.1.3 Bemessung des Tankvolumens

Eine erste grundsätzliche Überlegung, die im Rahmen des AP2.2 angestellt wurde, betrifft die Bestimmung des erforderlichen Tankvolumens. Im Gegensatz zu herkömmlichen Treibstoffen, wie Kerosin oder andere, lagerfähige Treibstoffe, ist eine Volumenbestimmung des Tanks für ein kryogenes Medium deutlich komplexer, da sich das Medium mit Druck und Temperatur in seiner Dichte deutlich ändert und somit verschiedene Volumina einnehmen kann. Im Folgenden werden die Schritte zur Bestimmung des Tankvolumens zusammenfassend beschrieben:

Die Bestimmung des Tankvolumens erfolgt entlang zwei treibender Kriterien:

- Der Tank muss mindestens die für die Mission erforderliche Masse an H₂ speichern können, und zwar auch bei einer minimal möglichen Mediendichte $\rho = f(p, T)$. Die Anforderung verlangt $m = 35 \text{ kg}$
- Der Tank benötigt außerdem ein ausreichend großes Gasvolumen, um den Systemstart zu bewerkstelligen

Der letzte Punkt bedarf einer genaueren Erklärung: Ein weiterer Aspekt, der bei der Dimensionierung des Tankvolumens beachtet werden muss, ist das Erreichen der Sättigung in der Flüssigkeit als Voraussetzung für einen anhaltenden gH₂-Fluss infolge eines Wärmeeintrags in den Tank. Das Problem besteht darin, dass ein Wärmeeintrag in den Tank mittels eines internen Verdampfers nur möglich ist, wenn Gas aus dem System entnommen wird, wie in der folgenden schematischen Darstellung erläutert.

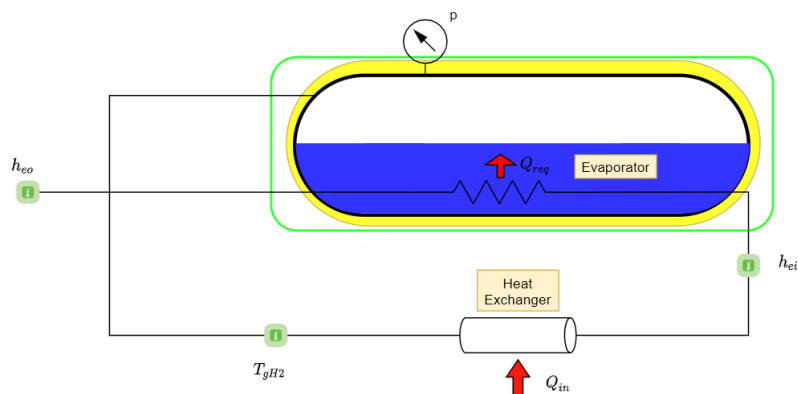


Abbildung 3-7: Rückführung von erwärmtem gH₂ zur Konditionierung und Verdampfung von flüssigem Wasserstoff

Zur Erwärmung der flüssigen Phase im Tank wird gasförmiger Wasserstoff (als nicht einfrierbares Medium) als Energieträger benötigt. Solange die Flüssigkeit jedoch noch nicht gesättigt ist und keine Verdampfung stattfindet, um die entnommene Gasmasse zu ersetzen, wird sich der Druck im Tank bei der Gasentnahme verringern.

Qualitativ gesehen ist es offensichtlich, dass ein großes Gasvolumen die Entnahme großer Gas-mengen ermöglicht, bis der Druck von einem Anfangsdruck auf eine Untergrenze gesunken ist, die durch die Lieferbedingungen am I/F zur Brennstoffzelle definiert ist. Das Gegenteil ist der Fall, wenn das Gasvolumen klein ist. Hier fällt der Druck im Tank bei der Entnahme kleinerer Gas-mengen schnell ab. Die Gasmenge, die zur Erwärmung der flüssigen Phase im Tank erforderlich ist, wird durch die Flüssigkeitsmasse sowie den Grad der Unterkühlung, d. h. den Temperaturunterschied zwischen der tatsächlichen Flüssigkeitstemperatur und der Sättigungstemperatur beim Mindestver-sorgungsdruck, bestimmt.

Energetisch betrachtet bedeutet dies, dass ein Gasmassenstrom, der in der Anfangsphase des Be-triebs dem Tank entnommen und über eine externe Aufheizung und nachfolgende Wärmeabgabe in einem Tank-internen Heizer/Verdampfer eben so viel Energie in den Tank einbringen muss, wie er-forderlich ist, um eine vorgegebene Flüssigkeitsmasse vom unterkühlten Zustand auf Sättigungs-temperatur zu bringen. Folglich gilt:

$$m_{LH2} \cdot (h'(p_{min}) - h_{0,l}) = - \int_0^{t} \dot{m}_{FC} \cdot (f(\dot{m}_{FC}, h_{ei}, UA) - h_{ei}) dt$$

Heat required to warm liquid to saturation

Heat available from gH2-flow

Depending on temperature level of cooling liquid, which provides process heat

Required time for reaching saturation (boot-up time)

$$m_{gH2} = \int_0^{t} \dot{m}_{FC} dt$$

Required gH2 withdrawal to reach saturation

Die Parameter

m_{LH2}	Masse des zu erwärmenden Wasserstoffs
$h'(p_{min})$	Enthalpie des LH2 bei minimalem Lieferdruck
$h_{0,l}$	Enthalpie des unterkühlten Wasserstoffs
\dot{m}_{FC}	Massenstrom des entnommenen Gases (an die BZ geliefert)
$f(\dot{m}_{FC}, h_{ei}, UA)$	Enthalpie am Austritt des Tank-internen Verdampfers als Funktion der Ein-trittsbedingungen.
h_{ei}	Enthalpie am Eintritt des Verdampfers

sind dabei von der Bauweise und der konkreten Betriebsbedingungen vorgegeben, so dass - wenn die obige Gleichung befriedigt werden soll - die unabhängige Variable die Zeit t ist, für die beide Energieterme auf der linken und der rechten Seite der Gleichung identische Größen annehmen.

Letztlich bestimmt sich dann die erforderliche Gasmasse, die dem Tank entnommen werden muss, aus der zeitlichen Integration des Massenstroms über eben jene erforderliche Zeit t in obiger Gleichung.

Damit kann nun die Frage formuliert werden, wie groß das beim Start des Systems vorhandene Gasvolumen sein muss, damit - ausgehend von einem initial vorhandenen Druckniveau - eine Entspannung über die Entnahme der erforderlichen Gasmasse der Tankdruck nach der Zeit t nicht unter den minimalen Lieferdruck fällt.

Augenscheinlich hängt die erforderliche Größe des Gasvolumens (Ullage) davon ab, wie hoch das initiale Druckniveau ab, zu dem die Gasentnahme und damit die Entspannung des Tankdrucks beginnt. Dabei gilt:

- Dass ein großes Ullage-Volumen zu einem geringeren notwendigen Startdruck führt. In der Folge kann zwar der Tank mit einer geringeren Wandstärke konstruiert werden, dafür ist jedoch der gesamte Tank größer, da ein höheres Gesamtvolumen bereit gestellt werden muss.
- Dass ein kleineres Ullage-Volumen zu einem höheren notwendigen Startdruck führt. In der Folge muss der Tank eine höhere Wandstärke aufweisen, die Tankgröße wird dabei aber in Folge des kleineren Gesamtvolumens auch kleiner.

In der Entwicklung wurde durch diese Überlegung erkannt, dass dieser Sachverhalt zu einem Optimierungsproblem führt, das bei korrekter Lösung zu einem Tank mit minimaler Masse führt. Das Ergebnis dieser Optimierung ist im Folgenden dargestellt:

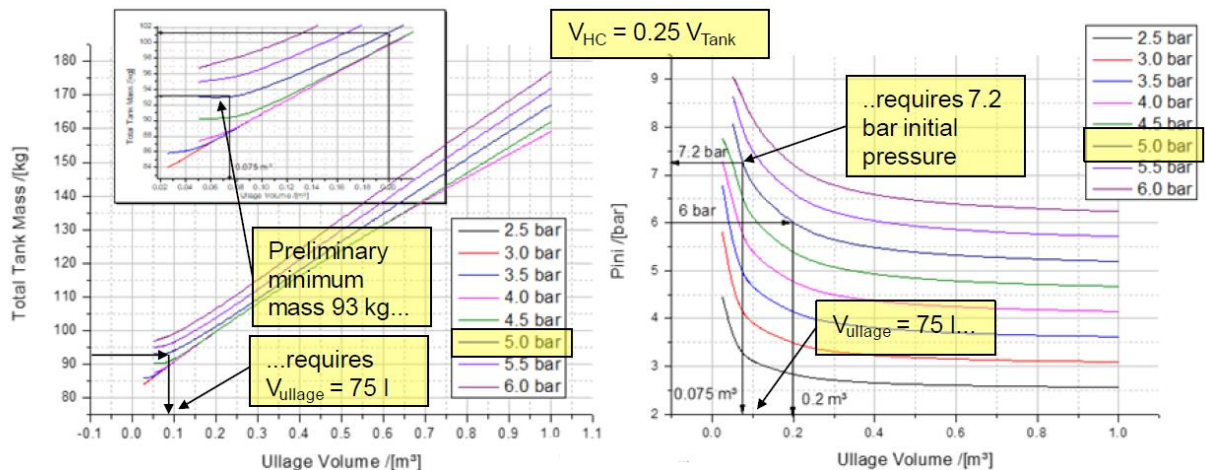


Abbildung 3-8: Optimierung der Tankgröße und des Ullage-Volumens

Man erkennt, dass für einen definierten Lieferdruck von 5 bar ein Masseoptimum erreicht wird, wenn das Ullage ein Volumen von etwa 75 Liter einnimmt. Mit dieser Größe des Ullage Volumens muss zu Beginn der Entnahme der Startdruck des Tanks bei etwa 7.2 bar liegen, damit die nachfolgende Entspannung bis zum Erreichen von Sättigungsbedingungen der Flüssigkeit nicht zu einem Systemdruck kleiner 5 bar führt.

Somit ergibt sich ein erforderliches Tankvolumen aus dem Volumen, das die (unterkühlte) Flüssigkeit einnimmt und dem erforderlichen Ullage-Volumen. Ersteres ergibt sich zu 540 Liter (Unterkühlter Wasserstoff, 38 kg bei 22 K). Somit wäre das berechnete minimale Volumen des Tanks bei 615 Liter.

Der hier beschriebene Prozess der Konditionierung des Wasserstoffs im Tank, der zu Beginn einer Entnahme potentiell unterkühlten Wasserstoff zunächst auf Sättigungstemperatur bringt, bevor eine Verdampfung die weitere Gasentnahme bei nicht weiter absinkendem Druck möglich ist, ist eine der möglichen Startverfahren des Tanksystems. Im weiteren Verlauf dieses Dokuments wird dieser Prozess als „**Autonomer Boot-Up**“ beschrieben.

Ergänzend hierzu wird später noch ein zweites Verfahren eingeführt, das eine Vorkonditionierung des unterkühlten Wasserstoffs mittels einer zweiten unabhängigen elektrischen Energiequelle vornimmt. Hierbei wird über einen elektrischen Heizer im Tank - spezifisch innerhalb des sub-compartments - Energie eingetragen, ohne dass bereits eine Entnahme gasförmigen Wasserstoffs stattfinden muss. Dieses Verfahren wird als „**Elektrischer Boot-Up**“ bezeichnet.

3.2.2.1.4 Auswahl einer Wärmetauscher-Architektur und Dimensionierung

Bei der Auswahl einer Architektur für die Einbindung von Wärmetauschern im Gesamtsystem wurde ein Trade durchgeführt, der drei mögliche Konfigurationen abdeckt:

- Single HX
- Dual HX
- Dual HX (cold split) [nicht dargestellt]

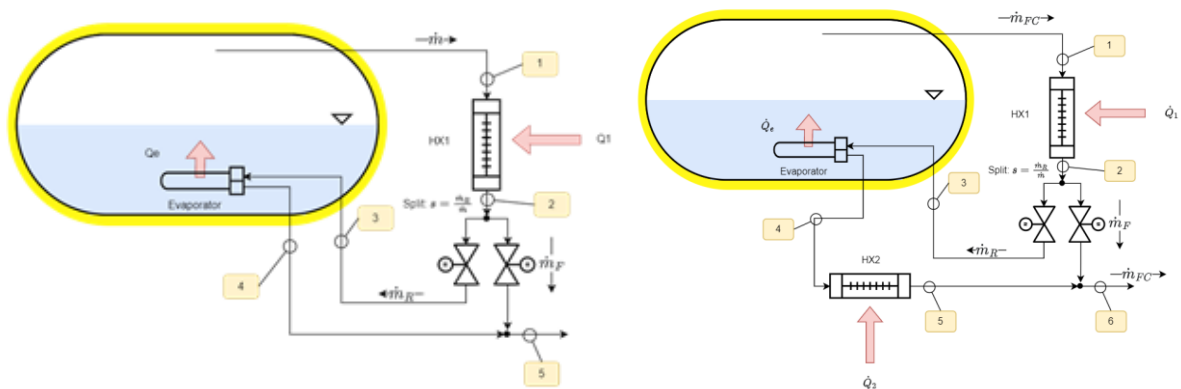


Abbildung 3-9: HX-Konfigurationen (links: Single HX, rechts: Dual HX)

Die Wärmetauscher im System sind notwendig, um die erforderliche Prozesswärme für die Verdampfung des H₂ im stationären Betrieb aufrecht zu erhalten. Dabei müssen die Wärmetauscher diese Prozesswärme vom Brennstoffzellen-Kühlmittelstrom auf das entnommene Wasserstoffgas übertragen, da nur der Wasserstoff innerhalb des Tank-internen Heizers/Verdampfers auch bei erliegendem Massenstrom nicht ausfrieren kann.

Allerdings hat eine eingehende Analyse zu Tage gebracht, dass innerhalb des zugestandenen Temperaturniveaus des EGW ein einzelner Wärmetauscher in Verbindung mit einem Tank-internen Verdampfer nicht alle Betriebsbedingungen von Rollen, Starten, Steigflug, Cruise, Landung abdecken kann. In der Folge musste also die Konfiguration mit nur einem Wärmetauscher (Single HX) abgeschlossen werden.

Die verbleibenden Konzepte Dual-HX und Dual-HX (cold split) unterscheiden sich durch die Positionierung der beiden Regelventile, die steuern, welcher Teilmassenstrom über den Verdampfer geleitet wird. Im „cold-split“ liegen diese Ventile vor den Wärmetauschern, so dass die Ventile als Kaltventile ausgeführt werden müssten, was im alternativen Fall, wie in Abbildung 3-9 gezeigt, nicht der Fall ist. Daher wurde - wegen der höheren Komplexität von Kaltventilen - die Variante „cold-split“ zu Gunsten des Dual-HX nicht weiterverfolgt.

Somit wurde das Konzept für die Erwärmung des H₂ und der Einkopplung von Energie aus der Kühlmittelkreislauf festgelegt, dass mittels 2 Wärmetauschern und einem Tank-internen Verdampfer in Verbindung mit zwei Regelventilen folgende Teilfunktionen erfüllt:

- Ein erster Wärmetauscher (HX1) erwärmt den insgesamt aus dem Tank entnommenen Wasserstoff auf ein Temperaturniveau von mindestens der geordneten Abgabetemperatur an die BZ - also mindestens 20°C (293 K). Dies ist notwendig, da in den Fällen, in denen die Stellung der Regelventile keinerlei Massenfluss durch den Verdampfer zulässt, die Austrittstemperatur aus dem HX1 (annähernd) gleich der Temperatur ist, die an die BZ gegeben wird.
- Ein zweiter Wärmetauscher (HX2) bewirkt eine „Wiedererwärmung“ des Teils des Wasserstoffs, der in Folge einer Aufteilung des Massenstroms an den beiden Regelventilen durch den Verdampfer geleitet wird. Da der Wasserstoff im Verdampfer Energie abgibt und sich damit abkühlt, muss dieser erneut erwärmt werden, um nach der Vermischung mit dem verbleibenden Teil (By-Pass) des Wasserstoffs eine Mischungstemperatur von mindestens der geforderten Temperatur von 20°C hat.
- Zwei gegenläufig arbeitende Regelventile steuern, welcher Teilmassenstrom des entnommenen Wasserstoffs durch den Verdampfer geleitet wird und welcher Teil demnach als „By-Pass“ am Verdampfer vorbei zur Brennstoffzelle abgegeben wird. Im Folgenden wird für die Bezeichnung dieser Größe der Begriff „Split“ verwendet, der wie folgt definiert wird:

$$S = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_F + \dot{m}_R}$$

Hierbei sind die Indizes „R“ und „F“ gleichbedeutend mit R für den in den Verdampfer geleiteten Rückstrom (**R**eturn) und F für den verbleibenden H₂-Strom, der um den Verdampfer herumgeleitet wird (**F**orward).

Für die Bemessung der beiden Wärmetauscher HX1 und HX2 waren zwei Fragestellungen von primärer Bedeutung:

- Wie hoch ist der maximale Gesamtwärmebedarf des Systems (also unter maximaler Abgebener Leistung im Take-Off)?
- Wie ist eine optimale Aufteilung der Übertragung des Gesamtwärmebedarfs auf die beiden Wärmetauscher?

Die erste Fragestellung lässt sich beantworten, in dem man sich vor Augen hält, dass der Gesamtwärmebedarf bestimmt wird durch die erforderliche Wärme, um H₂-Gas von Sättigungstemperatur auf die geforderte Mindesttemperatur zu erwärmen zuzüglich zu der Wärme, die für die Verdampfung aus der flüssigen Phase notwendig ist. Mathematisch formuliert heißt dies:

$$\dot{Q}_{tot,in} = \underbrace{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}_{\substack{\text{Total heat input} \\ \text{by HX1 and} \\ \text{HX2}}} = \dot{m}_{FC} \cdot \left(\underbrace{(h_6 - h_1)}_{\substack{\text{Lift in enthalpy} \\ \text{(warming)}}} + f \cdot \underbrace{h_v}_{\substack{\text{Enthalpy of} \\ \text{phase change}}} \right)$$

Der Gesamtwärmebedarf ist also abhängig von der spezifischen Enthalpie-Differenz zwischen der geforderten Liefertemperatur ($h_6 = h(T_{supply,min}, p_{supply})$) und der Austrittstemperatur aus dem Tank, welche in guter Näherung als Sättigungstemperatur des H₂ angenommen werden kann, ($h_1 = h''(p_{supply})$). Außerdem muss hinzuaddiert werden, welche Wärme für die Verdampfung aufgebracht werden muss. Bekanntermaßen ist dies $Q_v = \dot{m} \cdot h_v$. Allerdings muss in dem vorliegenden Fall berücksichtigt werden, dass es innerhalb des Tanks an unterkühlten Wandbereichen auch wieder zu Re-Kondensations-Effekten kommen kann, was durch einen Faktor „f“ in der obigen Gleichung berücksichtigt ist.

Analysen mit den vorliegenden Betriebsbedingungen haben ergeben, dass der erwartete Gesamtwärmebedarf bei $\dot{Q}_{tot,in} = 46.6 \text{ kW}$ und damit unterhalb des in den Anforderungen zugestandenen Wärmebudgets von 50 kW liegt.

Die Frage nach einer optimalen Aufteilung der zuzuführenden Wärme auf die beiden HX bedarf einer komplexeren Analyse. Das verwendete Vorgehen hier war wie folgt:

Ein Gleichungssystem berechnet die übertragenen Wärmemengen \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 und \dot{Q}_e (Wärmeabgabe im Verdampfer) und die sich daraus resultierenden Ein- und Austrittstemperaturen als Funktion des Split-Wertes, und zwar unter Berücksichtigung von vorgegebenen Parametern:

$$P = \{\dot{m}_{FC}, \dot{m}_{EGW}, T_{EGW}, T_{H_2}^{sat}, UA_1, UA_2, UA_3\}$$

Die Lösung des Gleichungssystem befriedigt die Bedingung, dass für einen stabilen Betriebszustand die durch Verdampfung erzeugte Gasmasse exakt der entnommenen Gasmasse zuzüglich der Verluste durch Re-Kondensation entspricht: $\dot{Q}_e = f \cdot \dot{m}_{FC} \cdot h_v$.

In der oben gezeigten Liste der Parameter sind die vier ersten Größen durch den Betrieb vorgegeben. Die drei letzten Größen (UA) bezeichnen einen charakteristischen Wert, der die Wärmeübertragung in einem Wärmetauscher bezogen auf die vorliegende Temperaturdifferenz zwischen den beiden Kreisläufen angibt.

Die Lösung der Gleichungen wird in der folgenden Darstellung gezeigt. Hier wird die gesamte übertragene Wärmemenge in einem R^3 -Raum dargestellt, der durch die drei Basisvektoren $(UA)_1$, $(UA)_2$ und $(UA)_3$ in x-, y- und z-Richtung definiert ist. Diese Abbildung geht von einer EGW-Eintrittstemperatur von $T_{EGW} = 313$ K aus. Weiterhin wird die Massenstromrate für den Take-Off berücksichtigt.

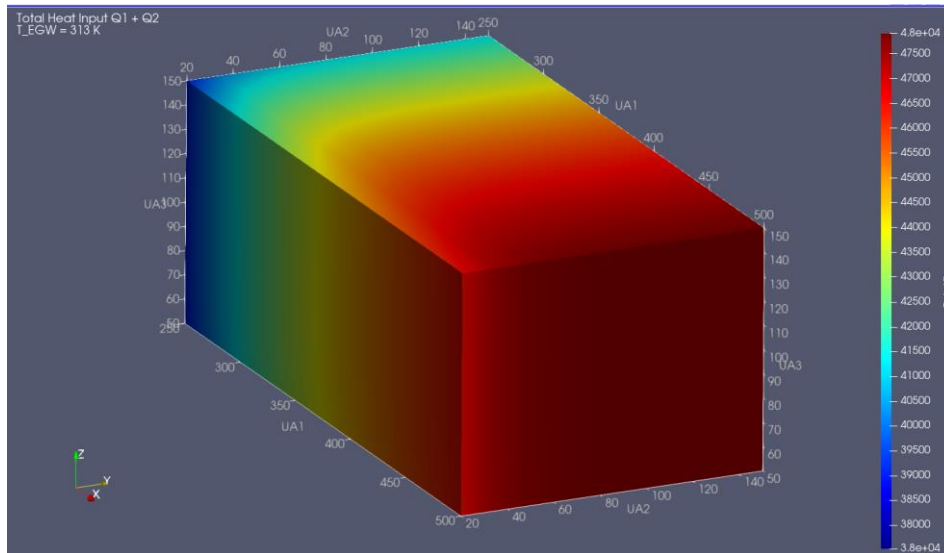


Abbildung 3-10: Gesamt-Wärmeinput als Funktion von UA_1 , UA_2 und UA_3

Wie aus obiger Gleichung ersichtlich wird, korreliert die gesamte Wärmezufuhr direkt mit der Enthalpie-Differenz zwischen der gH_2 -Enthalpie am Austritt des Tanks und der Enthalpie am I/F zur Brennstoffzelle. Folglich kann die Darstellung in Abbildung 3-10 so modifiziert werden, dass die Temperatur am I/F zur Brennstoffzelle (d.h. T_6 in Abbildung 3-9) als Funktion der drei UA-Werte dargestellt wird. Das Ergebnis wird in der folgenden Abbildung gezeigt, wobei die drei Iso-Konturen für eine Austrittstemperatur von 293 K, 283 K und 273 K dargestellt sind.

Die Farbcodierung dieser Flächen korreliert mit dem benötigten Split, um den stabilen Betriebsbedingungen zu entsprechen. Offensichtlich nimmt der benötigte Split mit einer Reduktion des UA_3 -Wertes zu, was eher offensichtlich ist, da eine weniger dichte Wärmeabkopplung im Verdampfer einen höheren Massenstrom benötigt, um die benötigte Wärmeinput zu erreichen.

Die Flächen sind vertikal ausgerichtet, was darauf hindeutet, dass der UA_3 -Wert für das Erreichen der benötigten Austrittstemperatur eher unbedeutend ist, zumindest im untersuchten Bereich von UA_3 zwischen 50 W/K und 150 W/K.

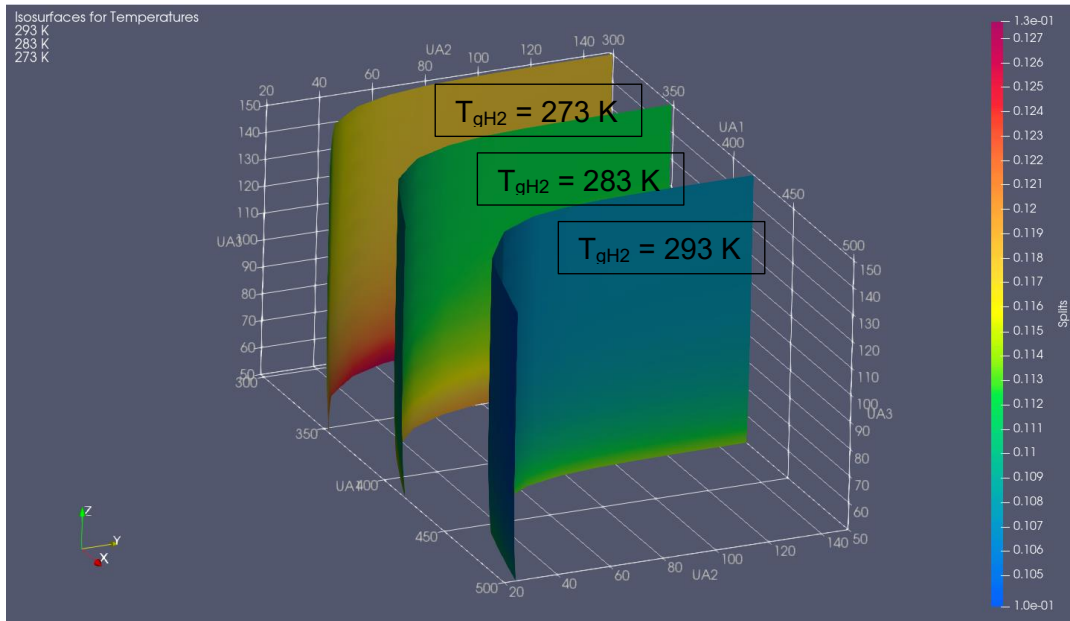


Abbildung 3-11: Iso-Konturen von T_6 (I/F zur Brennstoffzelle) als Funktion von UA_1 , UA_2 und UA_3

Folglich hängt das Erreichen der benötigten Austrittstemperatur vorwiegend von der Kombination der UA_1 - und UA_2 -Werte ab. Aus Abbildung 3-11 kann entnommen werden, dass eine Austrittstemperatur von 293 K ungefähr $415 \text{ W/K} < UA_1 < 515 \text{ W/K}$ und $20 \text{ W/K} < UA_2 < 150 \text{ W/K}$ erfordert.

Da die in Abbildung 3-11 dargestellten Daten für eine EGW-Eintrittstemperatur von 313 K gelten, ist es von Interesse, diese Untersuchung auch für andere Werte der EGW-Eintrittstemperatur durchzuführen. Die folgende Abbildung fasst Daten zusammen, die aus Lösungen des oben beschriebenen Modells mit einer parametrisierten EGW-Temperatur stammen. Die hier gezeigten Iso-Konturen sind gültig für $T_6 = 293 \text{ K}$ (d.h. die benötigte Mindestversorgungstemperatur für die Brennstoffzelle).

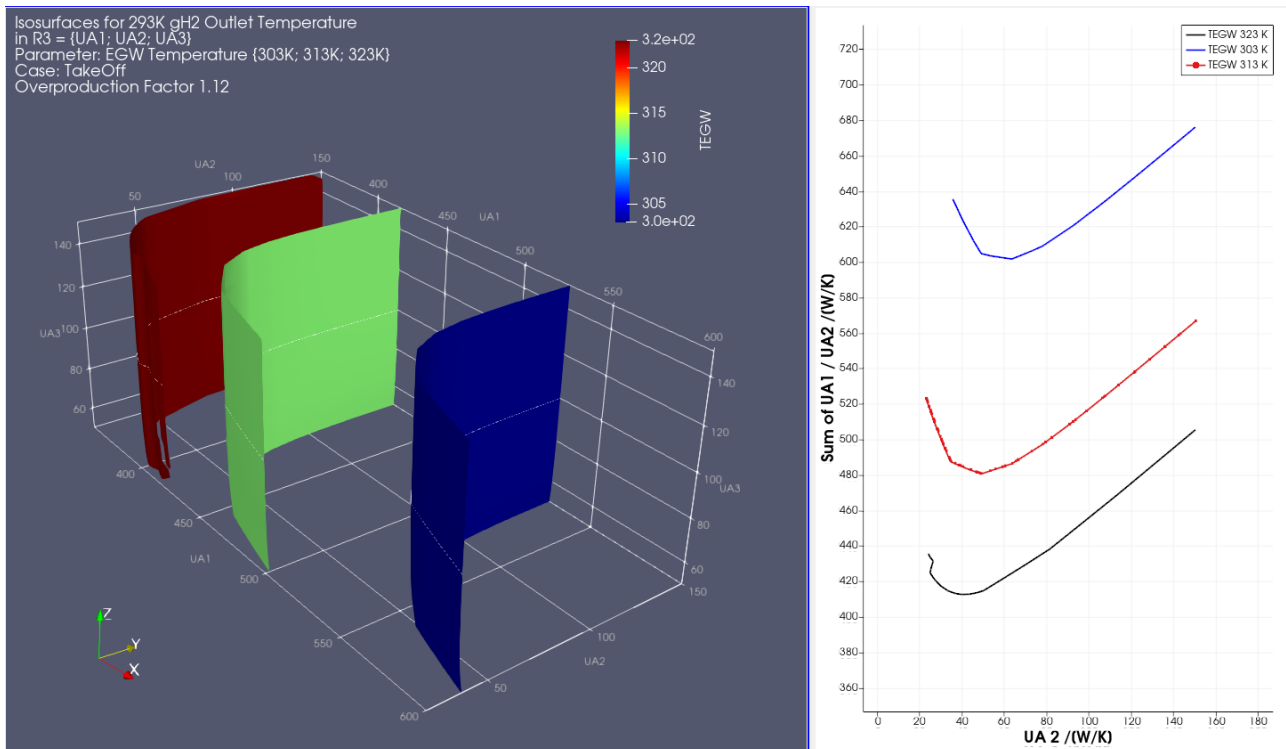


Abbildung 3-12: Iso-Konturen von T6 (I/F zur Brennstoffzelle) = 293 K als Funktion von UA₁, UA₂ und UA₃ für drei verschiedene EGW-Eintrittstemperaturen

Auf der linken Seite in Abbildung 3-12 sind die Iso-Konturen für eine Austrittstemperatur von T₆ = 293 K dargestellt. Die rechte Seite zeigt Kurvendiagramme, die durch Verbinden von (x;y)-Tupeln entlang der Schnittlinie zwischen Iso-Konturen und einer Ebene parallel zur x-y-Ebene bei einer Höhe von UA₃ = 100 W/K erstellt wurden. Die x-Daten dieser Tupel sind die entsprechenden UA₂-Werte, während die y-Daten die Summe aus UA₁ und UA₂ darstellen.

Es ist erkennbar, dass die Kurve (UA₁ + UA₂) = f(UA₂) ein deutliches Minimum durchläuft. Im Wesentlichen können die UA-Parameter qualitativ mit der Größe eines Wärmetauschers verknüpft werden, da die an der Wärmeübertragung beteiligte Fläche (A) proportional zur Größe eines WT ist. Daher wird argumentiert, dass wenn UA₁ + UA₂ am Minimum ist, die Gesamtgröße (und Masse) beider WT ebenfalls ein Minimum einnimmt.

Folglich korreliert die beste Aufteilung mit der Größe beider WT gemäß:

$$\mathbf{UA_2 = 47,7 W/K, \text{ und}}$$

$$\mathbf{UA_1 = (UA_1 + UA_2) - UA_2 = 481 W/K - 47,7 W/K = 433,3 W/K.}$$

Zu diesen gefundenen Optima muss allerdings eine Korrektur erfolgen, da für den speziellen Fall der Inbetriebnahme aus dem autonomen Boot-Up die Forderung nach einer maximal schnellen Erwärmung des flüssigen Wasserstoffs besteht. Folglich muss der HX2 auch für einen Split von S = 1 (gesamter entnommener Wasserstoff durch den Verdampfer) in der Lage sein, am Austritt die geforderte Mindesttemperatur von 20°C zu erreichen. Dies führt zu einer leichten Verschiebung der UA Werte hin zu:

UA1 = 424 W/K, und
UA2 = 57 W/K.

3.2.2.1.5 Bemessung der Haupt-Regelventile

In der Darstellung der gewählten Anordnung der Wärmetauscher auf der rechten Seite der Abbildung 3-9 sind die bereits beschriebenen beiden Regelventile zu erkennen. Neben der Bemessung verschiedener anderer Komponenten war es ebenfalls Aufgabe in der Entwicklung des Tank- und Fluidsystems, die strömungsmechanischen Vorgaben für die Ventile zu bestimmen.

Wie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben, ist die Funktion des Systems zur Regelung des Tankdruckes durch gezielte und gesteuerte Wärmeeinbringung über Wärmetauscher und Verdampfer realisiert. Hierzu muss ein bestimmtes Teiler-Verhältnis (Split) zwischen Gasmassenstrom durch den Verdampfer und am Verdampfer vorbei realisiert werden. Dies wird durch eine gegenläufige Steuerung der beiden Regelventile erreicht. Gleichzeitig ist es so, dass der Druckverlust, der sich durch den Einsatz dieser Ventile einstellt, nicht über alle Maßen steigen darf, um den erforderlichen Lieferdruck an der Brennstoffzelle nicht zu unterschreiten.

Die Bemessung der beiden Ventile erfolgte über eine mathematische Modellierung der Regelstrecke, die den sich ergebenden Split als Funktion der Kombination von zwei Verlust-Beiwerten der Regelventile, sowie dem entnommenen Gasmassenstrom errechnet. Dies basiert auf der Forderung, dass der Druckverlust über die Verdampferstrecke gleich dem Druckverlust über die By-Pass Strecke entsprechen muss:

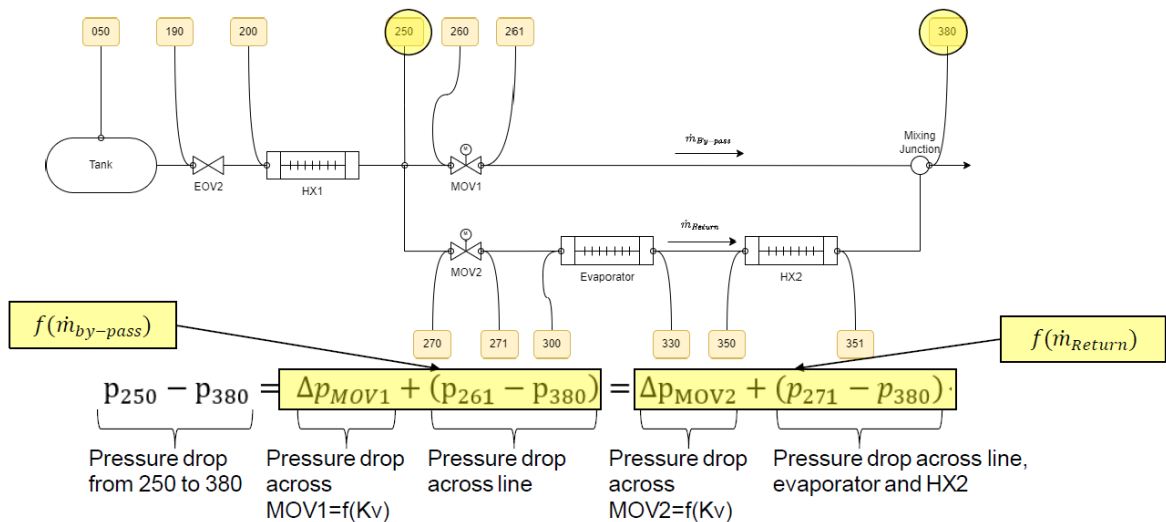


Abbildung 3-13: Schematische Darstellung der Regelstrecke mit Verdampfer- und By-Pass Pfad

Für eine vorgegebene Entnahmerate von Wasserstoff aus dem Tank (\dot{m}_{FC}) kann also errechnet werden, wie groß der Split ist, wenn die beiden Ventile MOV1 und MOV2 in einem bestimmten Öffnungsverhältnis zueinander stehen. Dabei ist der Strömungswiderstand der beiden Ventile durch den sogenannten Kv-Wert beziffert, der in der Einheit m³/h angegeben wird. Ein hoher Kv-Wert bedeutet dabei ein stärker geöffnetes Ventil und einen entsprechend geringeren Verlustbeiwert, und umgekehrt.

In dem vorangegangenen Kapitel wurde auch bereits erörtert, dass nur ein bestimmter Split-Wert zu einem Wärmeeintrag in den Tank führt, der in der Folge zu einer Verdampfung führt, die exakt der entnommenen Masse an H2 entspricht. Folglich muss es auch Split-Werte geben, die zu einer „Überproduktion“ von H2-Gas im Tank führt in dem zu viel Wärme in den Tank gegeben wird. Ebenso sind Split-Werte möglich, die gegenüber der entnommenen Gasmasse nur unzureichend „neuen“ Wasserstoff durch Verdampfung produziert, weil zu wenig Wärme in den Tank gebracht wird.

Dieses Gleichgewicht aus entnommener Gasmasse und (durch Verdampfung) „neu“ produzierter Gasmasse wird im Folgenden als „Mass Imbalance“ bezeichnet und wird wie folgt definiert:

$$\dot{m}_{imb} = \dot{m}_{evap} - f \cdot \dot{m}_{FC}$$

D.h.:

$\dot{m}_{imb} = 0 \rightarrow$ Verdampfung entspricht der benötigten Menge (zero mass imbalance)

$\dot{m}_{imb} > 0 \rightarrow$ Mehr Verdampfung als benötigt, Tankdruck steigt an

$\dot{m}_{imb} < 0 \rightarrow$ Weniger Verdampfung als benötigt, Tankdruck fällt ab

Man kann also nun die obige Gleichung in einem dreidimensionalen Parameterraum lösen, der durch die drei Basisvektoren $K_{v,MOV1}$, $K_{v,MOV2}$ und \dot{m}_{FC} aufgespannt wird. Wenn als Ergebnis dann die Flächen dargestellt werden, die einem bestimmten Split entsprechen, sieht das Ergebnis wie folgt aus:

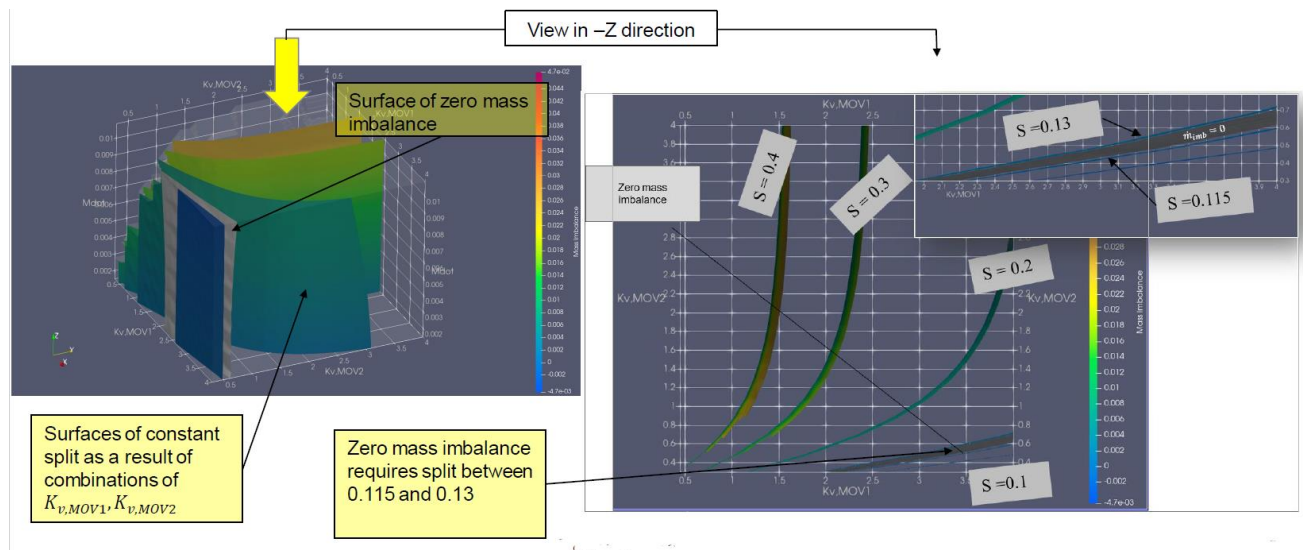


Abbildung 3-14: Konturen für gleiche Splits - Farbcodierung entspricht Mass Imbalance

Man erkennt an der nahezu senkrechten Ausrichtung der Iso-Flächen, dass ein bestimmter Split bei gleichbleibender Ventilstellung annähernd unabhängig vom Massenstrom ist. Wie an der Farbgebung der Flächen zu sehen ist steigt mit größer werdendem Split die Mass Imbalance - es wird also ab einem bestimmten Split mehr Dampf produziert als wegen der H₂-Abgabe an die BZ benötigt wird. Die in der obigen Abbildung als farblos grau gezeigten Fläche kennzeichnet den Fall einer „zero mass imbalance“ also den Fall in dem genau die Menge an H₂ verdampft wird, so dass der Tankdruck stabil bleibt. Da diese Fläche nicht exakt vertikal auf der x-y-Ebene steht, ist der notwendige Split für einen stabilen Tankdruck im Bereich von 11.5% - 13 %.

An der Lage der Fläche für eine ausgeglichene Dampfproduktion (zero mass imbalance) erkennt man, dass für die beiden Ventile ein KV Bereich von:

$$2.0 < K_{v,MOV1} < 4.0 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$0.3 < K_{v,MOV2} < 0.7 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Ausreichend wäre, um einen stabilen Betrieb sicherzustellen. Allerdings spielen nun weitere Auslegungskriterien eine Rolle, die bei der Dimensionierung der Ventile relevant werden:

- Für den Fall des autonomen Boot-Up werden höhere Split-Raten gefordert, da hier da möglichst viel Wärme in den Tank eingebracht werden soll, um den Tank möglichst schnell auf den erforderlichen Tankdruck von 5 bar zu bringen.
- Eine Kombination von zu kleinen KV-Werte für beide Ventile würde einen großen Druckverlust vom Tank zur Brennstoffzelle bewirken. Daher können die KV-Kombinationen nicht beliebig kleine Werte annehmen.

Wenn man beide Kriterien in ein Diagramm einfügt, dass den dreidimensionalen Lösungsraum aus Abbildung 3-14 als Projektion auf die x-y-Ebene ($K_{v,MOV1}$ vs. $K_{v,MOV2}$) darstellt, kommt man auf folgendes Ergebnis:

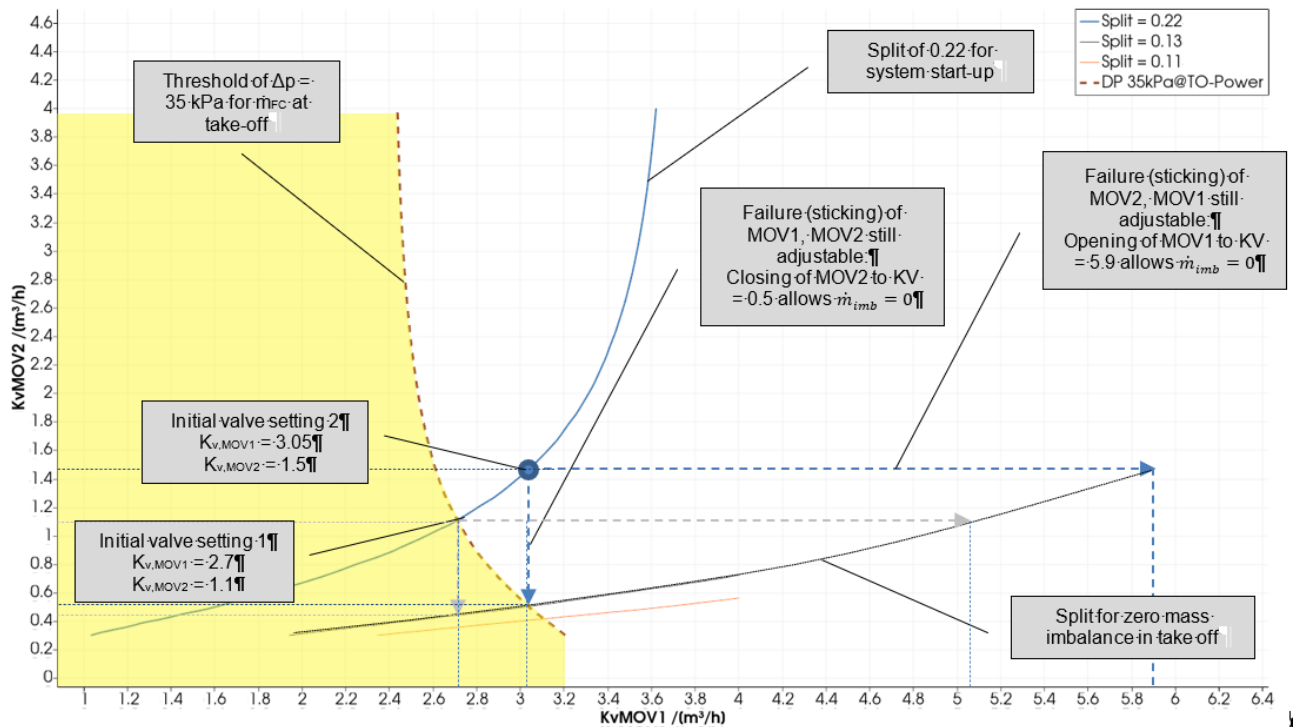


Abbildung 3-15: Auswahl der KV-Werte für MOV1 und MOV2

In dem Diagramm sind zwei zusätzliche Grenzen eingezeichnet: Zum einen ist angedeutet, welche minimalen K_v -Kombinationen möglich sind, um im Take-Off Fall den Druckverlust über die Regelstrecke nicht über einen gesetzten Grenzwert von 35 kPa steigen zu lassen (gelber Bereich). Zum anderen ist eine Kurve eingezeichnet, die einen Split von 22% markiert. In einer vereinfachten Analyse ist dieser Split als minimal möglicher Wert ermittelt worden, mit dem das System im Fall eines Autonomen Boot-Up innerhalb der vorgegebenen Zeit von 5 Minuten gerade eben noch einen Druck von 5 bar zum Beginn des Starts erreichen kann.

Nun können verschiedene K_v Kombinationen in Frage kommen. Eine erste Möglichkeit, in der $K_{v,\text{MOV1}} = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$ und $K_{v,\text{MOV2}} = 1.1 \text{ m}^3/\text{h}$ würde als Startstellung einen Split von 22% bewirken. Ein Nachregeln auf $2.0 < K_{v,\text{MOV1}} < 4.0 \text{ [m}^3/\text{h]}$

$$0.3 < K_{v,\text{MOV2}} < 0.7 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

würde dann den Split reduzieren, um in eine ausgeglichene Dampfproduktion zu kommen (zero mass imbalance). Allerdings würde ein so enger Regelbereich im Falle von einer Blockade eines der Ventile in Startstellung (Fehlerfall) unmittelbar zu einem nicht mehr ausregelbaren Zustand führen. Man kann also nach einer Möglichkeit Fragen, die ein Ausregeln möglich macht, selbst wenn eines der beiden Ventile in der Startstellung blockieren sollte.

Dies ist in der zweiten Auswahl von K_v -Werte berücksichtigt, in der die Ventile einen Bereich von:

$$3.0 < K_{v,\text{MOV1}} < 5.9 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

$$0.5 < K_{v,\text{MOV2}} < 1.5 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

abdecken.

Sollte eines der beiden Ventile in der Startposition von $K_{v,MOV1} = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ und $K_{v,MOV2} = 1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ beharren (Defekt), kann durch Ausregeln des jeweils anderen Ventils auf den jeweils maximalen oder minimal möglichen Kv-Wert immer noch der Fall einer „zero mass imbalance“ erreicht werden.

Auf Basis dieser Überlegung wurde demnach die Dimensionierung der Ventile so gewählt, dass MOV1 bis zu einem Kv-Wert von $6.0 \text{ m}^3/\text{h}$ und MOV2 bis zu einem Kv-Wert von $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ regeln können.

Diese Auslegung demonstriert, wie bereits in einer frühen Phase der Auslegung und Bemessung einzelner Komponenten Aspekte der Ausfallsicherheit und der Betriebssicherheit des Systems mit in Betracht gezogen wurden.

3.2.2.1.6 Bemessung und Design der Wärmetauscher

Als Basis für das Design und den Nachweis der Wärmetauscher dient die Ermittlung der notwendigen Wärmeübertragungsraten, die sich in den UA-Werte abbildet, wie sie in §3.2.2.1.4 bestimmt wurden.

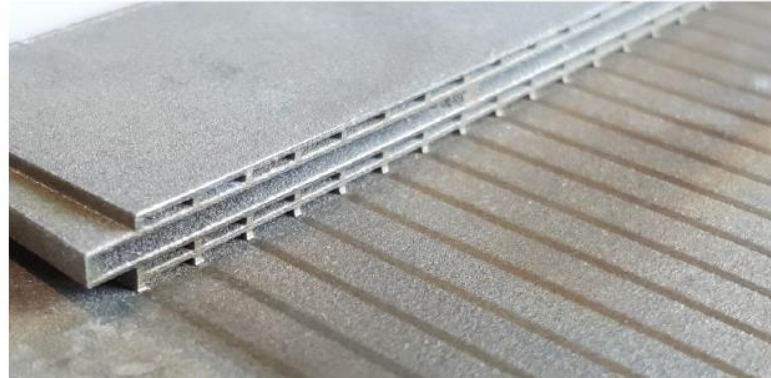
Als grundsätzliches Bauprinzip für die beiden HX hat sich in einer ersten Konzeptauswahl ein Design als favorisiert herausgestellt, dass als zu Grunde liegendes Funktionsprinzip den Effekt nutzt, durch eine Aufteilung der Strömung in eine Vielzahl von sehr kleinen Kanälen sehr hohe Wärmeübertragungskoeffizienten zu ermöglichen:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{hyd}}$$

Für sehr kleine Kanäle wird die Strömung in den laminaren Bereich gezwungen, so dass $Nu = 3.66 = \text{const.}$ wird. Gleichzeitig wird der hydraulische Durchmesser sehr klein, so dass letztlich sehr hohe α -Werte erreicht werden.

Da dieses Prinzip direkt mit dem geringen Kanal-Querschnitt eines einzelnen Strompfades zusammenhängt, wird dieses Bauprinzip im Allgemeinen als „**Microchannel Heat Exchanger**“ (MCHX) bezeichnet.

Ein weiterer Aspekt bei der Auswahl eines Bauprinzips hat das Herstellverfahren gespielt. Hierbei kam zum Tragen, dass wegen der hohen Effizienz der MCHX insgesamt geringe Baugrößen realisiert werden können. Dies ermöglicht den Einsatz von additiven Fertigungsverfahren - hier speziell das LPBF (Laser Powder Bed Fusion) Verfahren. Die Entscheidung für diesen Herstellungsprozess hat auch beeinflusst, dass die Fertigung über LPBF - insbesondere in der Anfangsphase der Entwicklung - eine schnelle Realisierung von Prototypen ermöglicht. Dadurch wurden in der Entwicklung Anpassungen im Design möglich, die bis kurz vor Beginn der Herstellung einzelner Baueinheiten implementiert werden konnten. Eine solche hohe Design-Flexibilität hätte wahrscheinlich kein anderes Fertigungsverfahren ermöglicht.



**Abbildung 3-16: Test für die Realisierung von Micro-Channels
(Die gezeigten Kanäle haben eine Abmessung von 0.5 mm x 3.5 mm)**

Die konkrete Auslegung der Wärmetauscher wurde mittels erster Vordimensionierungsmodelle und einer nachgeschalteten Verifikation durch CFD-Analysen durchgeführt. Dabei wurde die Komplexität der Modelle inkrementell gesteigert.

1. Vorbemessung auf Basis empirischer Gleichungen zur Ermittlung grundlegender Design-Parameter (e.g. Kanalanzahl)
2. Numerische Simulation einzelner Kanalpaare mittels CFD
3. Numerische Simulation einer Gruppe von Kanalpaaren inklusive Kanaleinlauf innerhalb einer Ebene mittels CFD.
4. Simulation eines Halb / Vollmodells der gesamten Wärmeaustausch-Matrix mit allen Ebenen und den angrenzenden Verteilungs-Plena

Wesentliche Performance-Kriterien die letztlich zu erfüllen waren, sind:

- Minimal erforderliche Wärmeübertragung bei vorgegebenem Massenstrom für EGW und H₂, so dass $UA \geq \frac{\dot{Q}_{soll}}{LMTD}$, mit LMTD = logarithmische mittlere Temperaturdifferenz.
- Sicherstellung einer Grenzflächentemperatur an den benetzten Oberflächen im EGW höher als die Vereisungstemperatur des EGW, so dass eine Vereisung des EGW und eine Verblockung einzelner Kanäle oder des gesamten Wärmetauschers verhindert wird.
- Festigkeit gegen Innendruck und Temperatur-induzierter Spannungen der beiden Fluid-Domänen unter Berücksichtigung der Betriebsdrücke und der vorgegebenen Sicherheitsfaktoren für Limit und Ultimate (siehe Tabelle 3-1)

Das letztlich gefundene Design der HX ist in der untenstehenden Schnittdarstellung gezeigt.

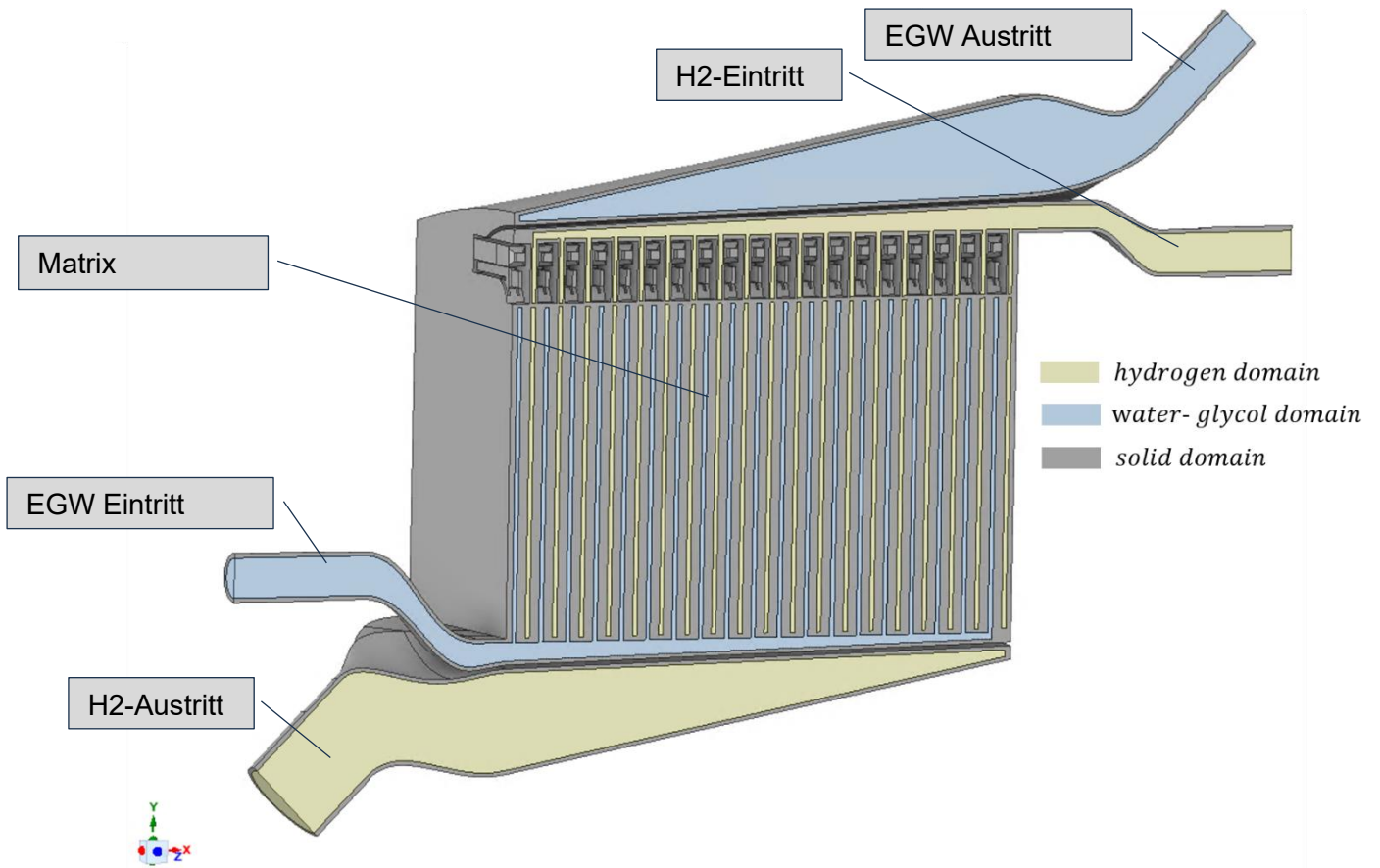


Abbildung 3-17: Schnittdarstellung des HX1

In der Abbildung sind deutlich die Verteilungsstrukturen für H2 und das EGW zu erkennen, die am Eintritt und Austritt der einzelnen Ebenen, in denen die Wärmeübertragung stattfindet, die Medien möglichst gleichverteilt auf die Ebenen aufteilen.

Die Performance-Parameter, die für die beiden Wärmetauscher sind in der untenstehenden Tabelle zusammengefasst:

	HX1		HX2	
	case 1		case 1	
	H2	EGW	H2	EGW
m [kg/s]	0.01058	1	0.0013	0.124
Tein [K]	28	313.15	28	313.15
Tout [K]	290.6	300.9	297.7	301.5
Tmin_EGW [K]	-	242.7	-	239.05
Δp_{stat} [Pa]	595	81000	975	6492
Δp_{tot} [Pa]	1427	-	642	-
u_max [m/s]	72.38	13.62	55.28	2.88
Q [W]	40800		5152	

Tabelle 3-2: Numerisch ermittelte Performance-Daten der beiden HX

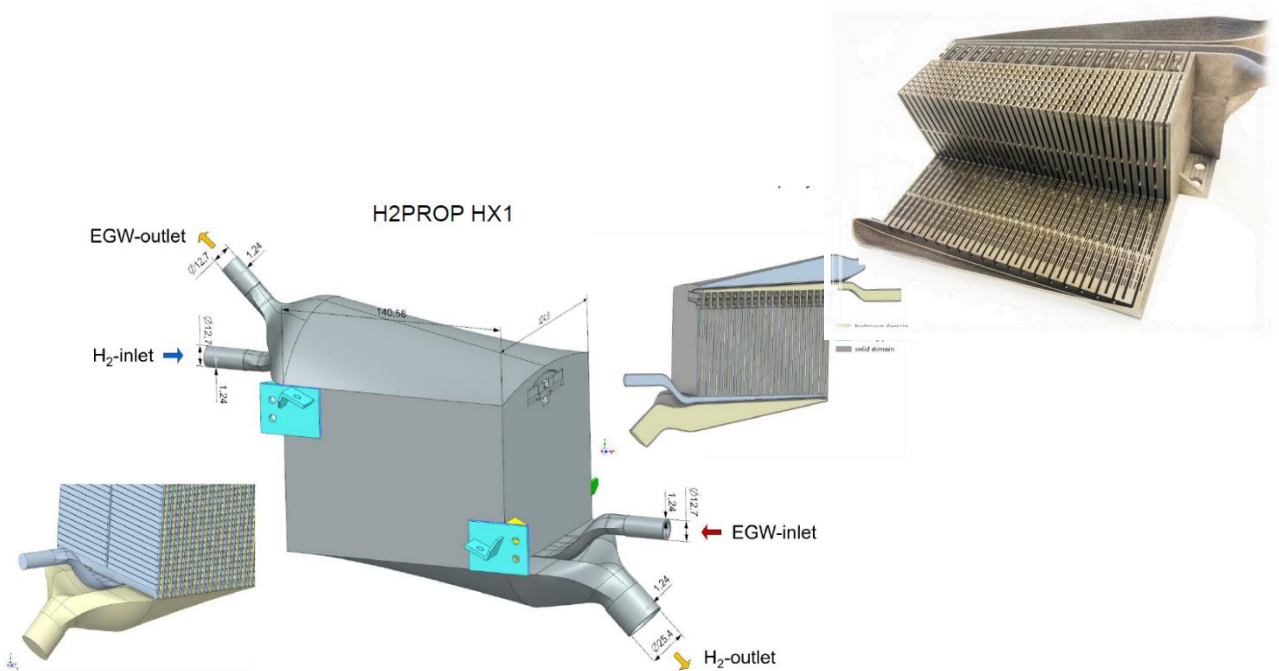


Abbildung 3-18: Darstellung des HX1 mit Abmessungen, sowie einer Aufnahme eines aufgeschnittenen Exemplars.

3.2.2.1.7 Design und Auslegung des Tanksystems

Aus den Erfordernissen des Gesamtsystems und den Auslegungsergebnissen, insbesondere zu den Tankvolumina und den Betriebsdrücken wurde ein Tankkonzept entwickelt, das die folgenden Charakteristika beinhaltet:

- Doppelwandig, vakuumisoliertes Tankkonzept mit innerem und äußerem Tank als Vakuum-Hülle, die gleichzeitig auch als zweites Containment dient.
- Mehrlagen-Superisolation im Tankzwischenraum (MLI) zur thermischen Entkopplung der beiden Tanks.
- Aufhängung des inneren Tanks im äußeren Tank mittels Streben aus thermisch schlecht leitendem Material, um parasitäre Wärmeleitung in den Innentank zu unterbinden.
- Tank-Innenraum aufgeteilt in „Heating-Compartment“, welches thermisch isoliert vom übrigen Fluid-Volumen ist. Volumetrische Aufteilung $V_{HC} = 0.25 V_{Tank}$.
- Innerhalb des Heating Compartments:
 - Tank-Interner Verdampfer für autonomen Boot-Up und stationäre Verdampfung während des Betriebs
 - Elektrische Heizung für elektrischen Boot-Up
- Anschlüsse und interne Verrohrung für
 - Befüllen (Entleeren)
 - Gasentnahme
 - Sicherheitsleitung zur Druckentlastung
 - Evaporator Zu- und Ableitung
- Elektrisches System
 - Temperatursensoren innerhalb des Tanks
 - Kapazitive Füllstands-Sonde
 - Wäge-Zellen zur Kraftmessung in den Streben²

² Das Konzept der Wägung über die Messung der Streben-Kräfte wurde im Verlauf des Vorhabens in einem separaten Testaufbau hinsichtlich der grundsätzlichen Machbarkeit untersucht, jedoch nicht final in das Designkonzept des Dewar-Tanks übernommen.

Die folgende Abbildung gibt einen detaillierteren Einblick in das Strukturkonzept des flugrepräsentativen Tanks:

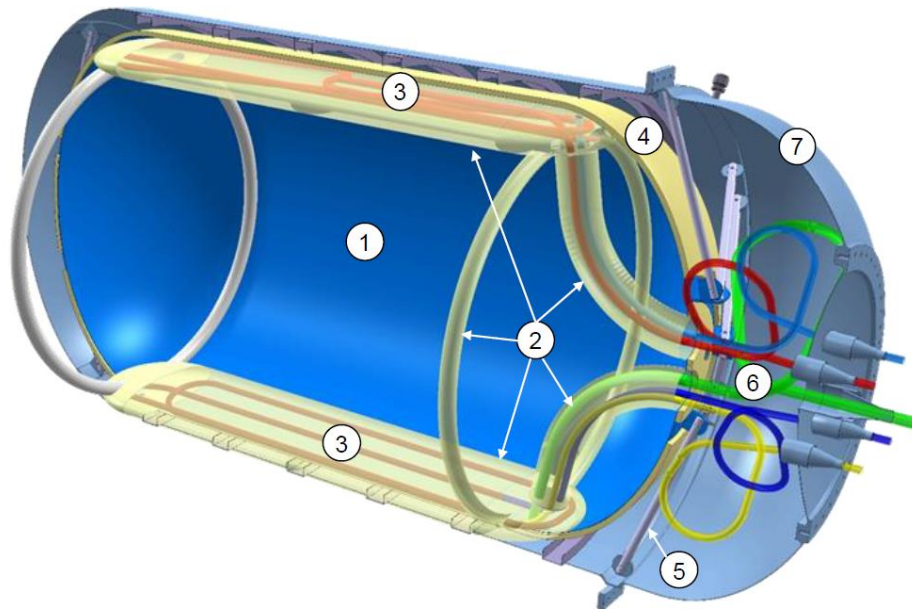


Abbildung 3-19: Darstellung des flugrepräsentativen Tanks

Die in der obigen Abbildung dargestellten Hauptkomponenten (mit 1 - 6 bezeichnet) sind mit den vorläufig abgeschätzten Massen in der Tabelle unten zusammengestellt. Als wesentliches Merkmal sind die vorgesehenen Materialien genannt, die zeigen, dass insbesondere für den Innen- und Außentank Edelstahl AISI316L vorgesehen wurde.

Die Konzeption und Ausarbeitung einzelner Features des Tanks folgte hierbei funktionalen Überlegungen, die hier kurz erläutert werden sollen:

Außentank + I/F zur Systemkapsel: Der Außentank ist als Vakuumumhüllung des Innentanks und in Folge der Außendruckbelastung eine Struktur, die eine ausreichend hohe Stabilität gegen Beulen aufweisen muss. Außerdem ist der Außentank als zweite Ummantelung ein Teil der Sicherheitsarchitektur des Systems da im Falle einer Leckage des Innentanks ein unkontrolliertes Austreten des Wasserstoffs in das Flugzeuginnere verhindert wird. Dazu muss allerdings der Außentank ebenfalls eine ausreichende Festigkeit gegenüber einem erhöhten Innendruck besitzen. Im Zuge des Bestrebens, einen möglichst leichten Außentank zu entwerfen, war also zunächst zu definieren, ob der Außentank durch einen Fehlerfall - also durch Auftreten eines Innendruckes - oder durch die erforderliche Stabilität gegen Beulen gestaltet werden muss. Der erstgenannte Fall erfordert eine gewisse Mindestwandstärke, wohingegen eine Beul-Stabilität zwar auch durch eine ausreichend hohe Wanddicke aber effizienter durch dünnwandige, aber versteifte Strukturen erreicht werden kann.

Eingehende Untersuchungen haben nun gezeigt, dass ein Konzept eines dünnwandigen, versteiften Außentanks zu einem insgesamt leichteren Tanksystem führen würde. Hierfür müsste aber der maximal auftretenden Innendruck im Fehlerfall auf Werte begrenzt werden, die unterhalb des nominalen Systemdrucks (MEWP ~ 6 bar) liegen, so dass die dimensionierende Wandstärke durch die

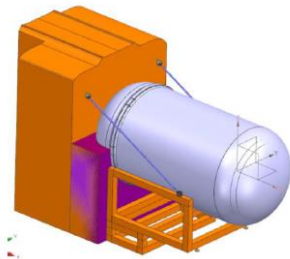
Beul-Last in Verbindung mit der Versteifung bestimmt wird.³ Dies wird in dem vorliegenden Konzept durch eine separate Absicherung des Außentanks mit einer Berstscheibe realisiert, deren Auslöseschwelle nur minimal über dem Umgebungsdruck liegt, so dass auch im Fehlerfall einer Leckage des Innentanks der Außentank keine nennenswerten Innendrucke ertragen muss.

Außerdem ist in Abbildung 3-19 zu erkennen, dass am Außentank ein Interface zu der Systemkapsel vorgesehen ist, die mittels einer dichten Flanschverschraubung direkt an den Außentank abgebracht werden sollte. Die Systemkapsel (auch bezeichnet als Balance of Plant, oder BoP) ist dabei eine ebenfalls evakuierte, aber nicht doppelwandig ausgeführte Kammer, in der sich alle kalten Komponenten zur Strömungsbeeinflussung (also Ventile, Sicherheitseinrichtungen), aber auch die Wärmetauscher befinden. Zweck der evakuierten Systemkapsel ist, eine Eisbildung oder gar Luftkondensation an sehr kalten Außenoberflächen von medienführenden Leitungen oder anderer Komponenten zu unterbinden, in dem diese Baugruppen in einer Vakuumumgebung gehalten werden.

Die Systemkapsel selbst ist (geometrisch) Teil der Entwicklungsleistung der MTU, weshalb deren Design als flugrepräsentative Baugruppe hier nicht gezeigt wird. Allerdings musste beim geometrischen Entwurf der Systemkapsel die Integrierbarkeit in den Flugzeugrumpf beachtet werden, was zu zwei verschiedenen Konzepten geführt hat:

- Konzept A: Systemkapsel und Tank werden separat im Rumpf integriert
- Konzept B: Systemkapsel und Tank werden außerhalb des Rumpfes integriert und dann gemeinsam in den Flugzeugrumpf eingebracht

Option A: HSC modules & tank assembled separately inside A/C



Option B: HSC & tank assembled outside A/C

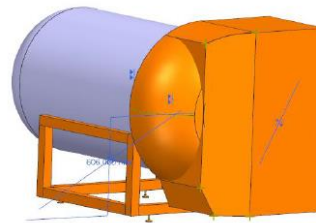


Abbildung 3-20: Integrationskonzepte von Tank und Systemkapsel

³ Sofern nicht weitergehende Restriktionen, zum Beispiel aus der Fertigung, hier einwirken.

In die Überlegung der Integrierbarkeit ging maßgeblich die Außenabmessung des gesamten Tank-systems mit ein. Eine Übersicht über die Haupt-Abmessungen zeigt die folgende Abbildung 3-21.

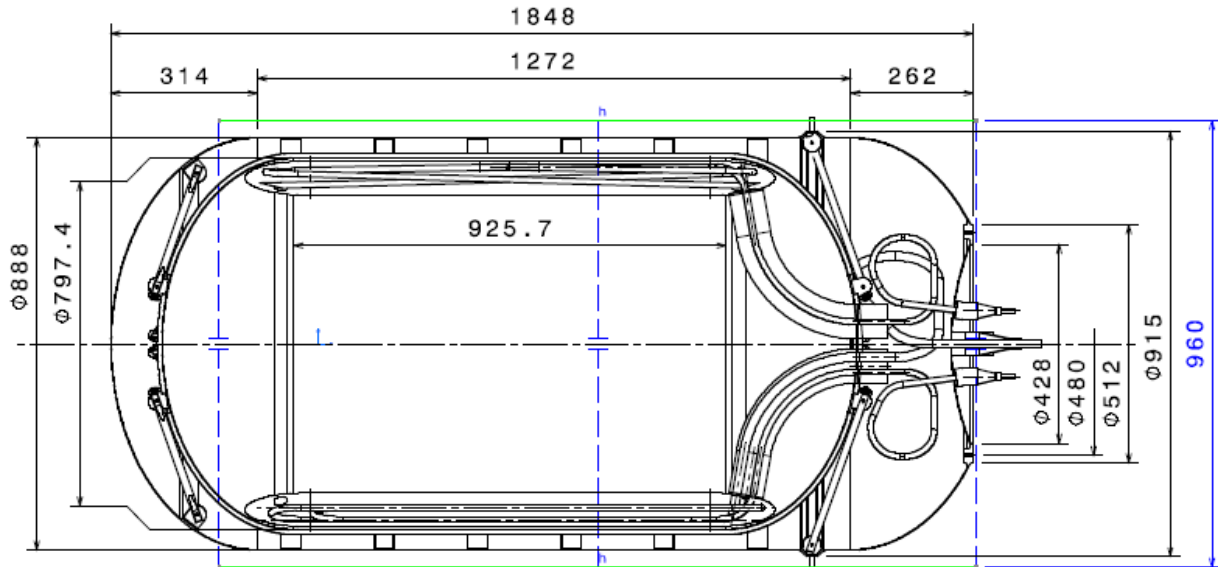


Abbildung 3-21:: Hauptabmessungen des Tanksystems

Innentank: Bei der mechanischen Auslegung, insbesondere des Innentanks sind bereits eingehende Überlegungen zu dem erwarteten Leben des Tanksystems angestellt worden, das zu einer ersten bruchmechanischen Bewertung des Tanks und einer Wanddicken-Forderung aus Seiten der Schadenstoleranz-Analyse geführt hat.

Die nachfolgende Überprüfung der Wanddicken von dann 1.2 mm im Zylinder (vorgegeben durch die Schadenstoleranz) und 1.0 mm im Dom-Bereich (vorgegeben durch Fertigungsrestriktionen) durch die Festigkeitsanalyse ergibt unter der Lastannahme eines MEWP von 6.3 bar und den Sicherheitsfaktoren aus Tabelle 3-1:

Lastfall:	Zylinder		Dom
	Grundmaterial	Schweißnaht	Grundmaterial
6.3 bar(a), Raumtemperatur			
MoS, Yield	162 %	65 %	195 %
MoS, Ultimate	169 %	65 %	237 %

Abbildung 3-22: Ermittelte Sicherheitsmargen aus Festigkeitsicht unter Berücksichtigung der Wandstärken aus der Schadenstoleranz / Fertigung

Tankaufhängung: Die Lagerung des Innentanks im Außentank wurde in dem vorliegenden Konzept als Fachwerk aus insgesamt 24 Streben gedacht, deren Anordnung eine Verschiebung des Innentanks sowie dessen Verdrehung gegenüber dem Außentank unterbindet. Die Ausrichtung der Streben wurde jedoch so gewählt, dass Zwangskräfte, die sich aus einer geometrischen Längung oder Verkürzung des Innentanks in Folge Innendruck und Temperatur ergeben, minimal bleiben und durch die Elastizität des Gesamtsystems ausgeglichen werden.

Die Streben sind dabei so konzeptioniert, dass ein thermisch schlecht leitendes Rohr aus Glasfaser-verstärktem Kunststoff an beiden Enden in zwei Lasteinleitungsstrukturen aus Titan (3d-gedruckt) eingefasst sind. Die mechanische Verbindung zwischen beiden Elementen erfolgt über eine Kraftschluss durch eine zweiseitig verklebte Verbindungsstelle, in die weiterhin formschlüssige Verbindungselemente (Niete) eingebracht sind.

Die folgende Abbildung zeigt das Konzept:

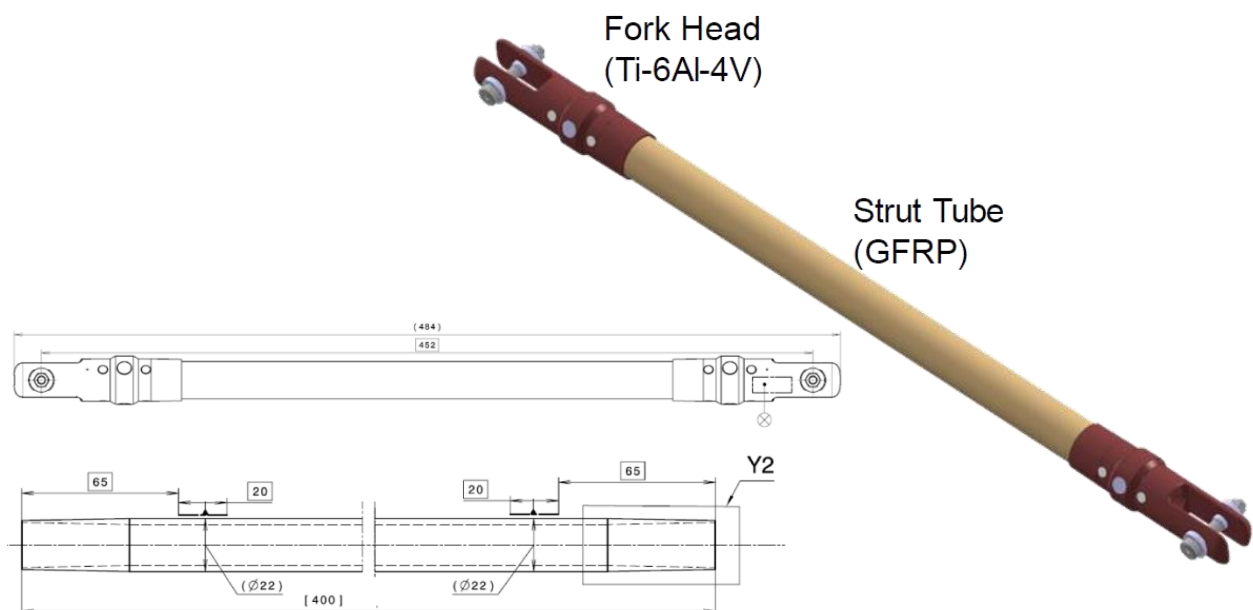


Abbildung 3-23: Strukturmechanische Konzept der Streben

3.2.2.1.8 Systemschaltbild

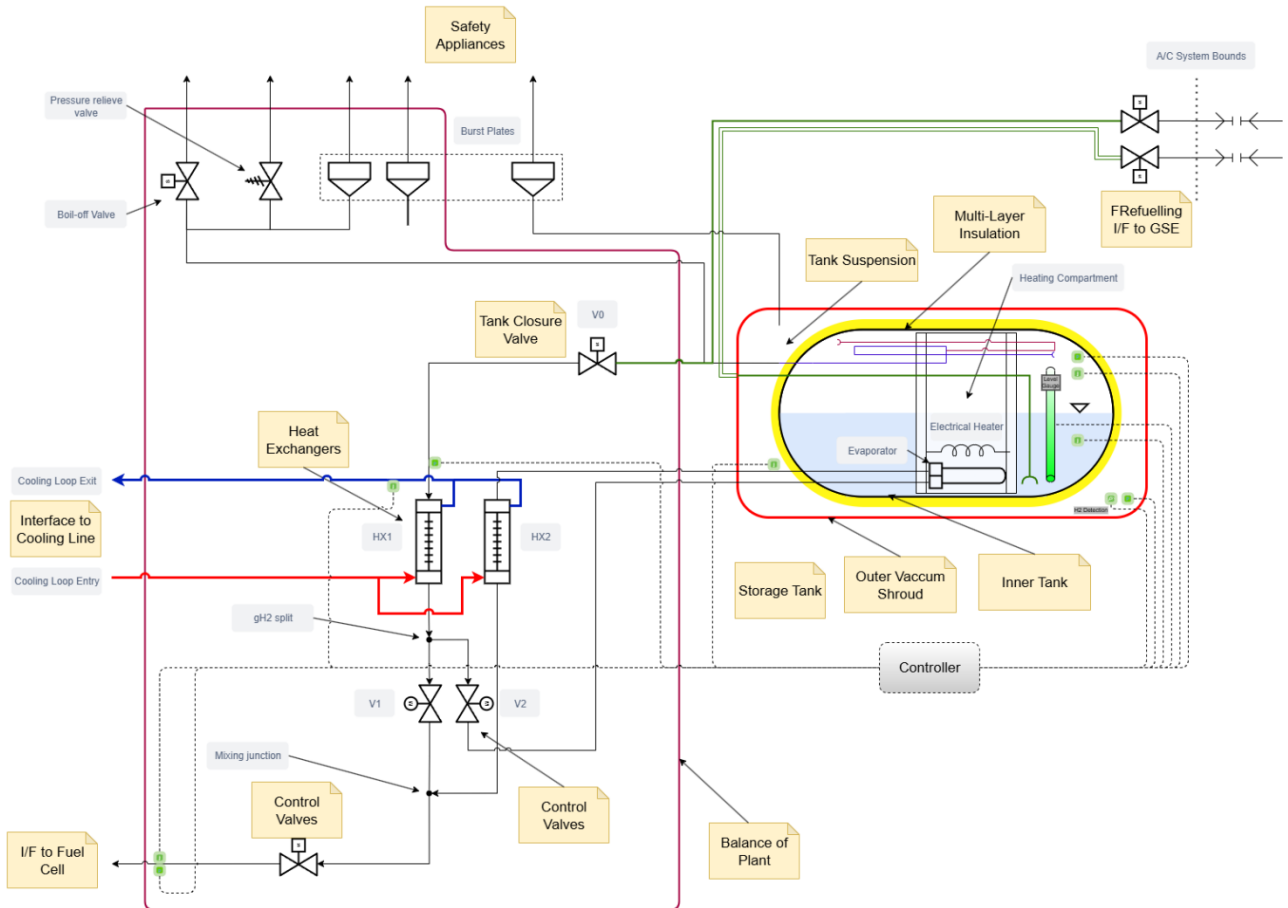


Abbildung 3-24: Baseline des gewählten Systemkonzeptes

3.2.2.2 Systemanalyse

Nachdem im vorherigen Kapitel die Vorgehensweise und die wesentlichen Ergebnisse der Systemkonzeption und der Vorbemessung einzelner Komponenten beschrieben wurde, soll in diesem Kapitel eingehender auf den Teil der Systemsimulation und Analyse eingegangen werden.

Hierbei ist wichtig zu verdeutlichen, dass beide Vorgänge durchaus in zeitlicher Parallelität durchgeführt wurden, da aus der Systemanalyse bestimmte Betriebsparameter ermittelt, oder mindestens deren Werte aus Vorbemessungen bestätigt wurden, welche dann als Input in eine detaillierte Komponentenanalyse eingegangen sind. Ebenso haben aber eben solche detaillierten Analysen auf Komponentenebene wiederum jene Performance-Parameter geliefert, mit denen das Verhalten von Komponenten und Baugruppen auf Systemebene modelliert und simuliert wurde.

3.2.2.2.1 Systemmodell

Das verwendete Modell zur Simulation wurde in der Analyse-Software SINDA/FLUINT implementiert. Dieses Software-Tool erlaubt die Modellierung von gekoppelten thermischen und fluiddynamischen Problemstellungen auf unterschiedlichen Komplexitätsebenen. So lässt sich zu Beispiel eine dreidimensional modellierte Struktur (e.g.) Tankwand mit einem eindimensionalen Modell einer Fadenströmung koppeln, so dass in der Summe eine Simulation komplexer, interagierender Komponenten und Baugruppen möglich wird. Ergänzt wird dieser Modellierungsansatz mit einer Vielzahl von Möglichkeiten über eine Programmierschnittstelle eine Beeinflussung von Steuer- und Regeleinrichtungen zu implementieren, so dass neben einer thermischen und Strömungsmechanischen Simulation auch das Systemverhalten innerhalb geschlossener Regelkreise untersucht werden kann. Das thermische / fluiddynamische System agiert dabei als Regelstrecke in dem sich Stellglieder (e.g. Ventile, Heizer, etc.) befinden, die durch Regelalgorithmen angesteuert werden, die aktuelle Ist-Zustände aus den errechneten zeitbasierten Lösungen ableiten. Dadurch ist es zum Beispiel möglich, den Vorgang der transienten Regelung des Tankdrucks über die Steuerung der beiden Regelventile MOV1 und MOV2 (siehe §3.2.2.1) zu simulieren und sogar Parameter für einen Regelkreis abzuleiten. Die grundlegende „Anatomie“ des verwendeten Modells ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

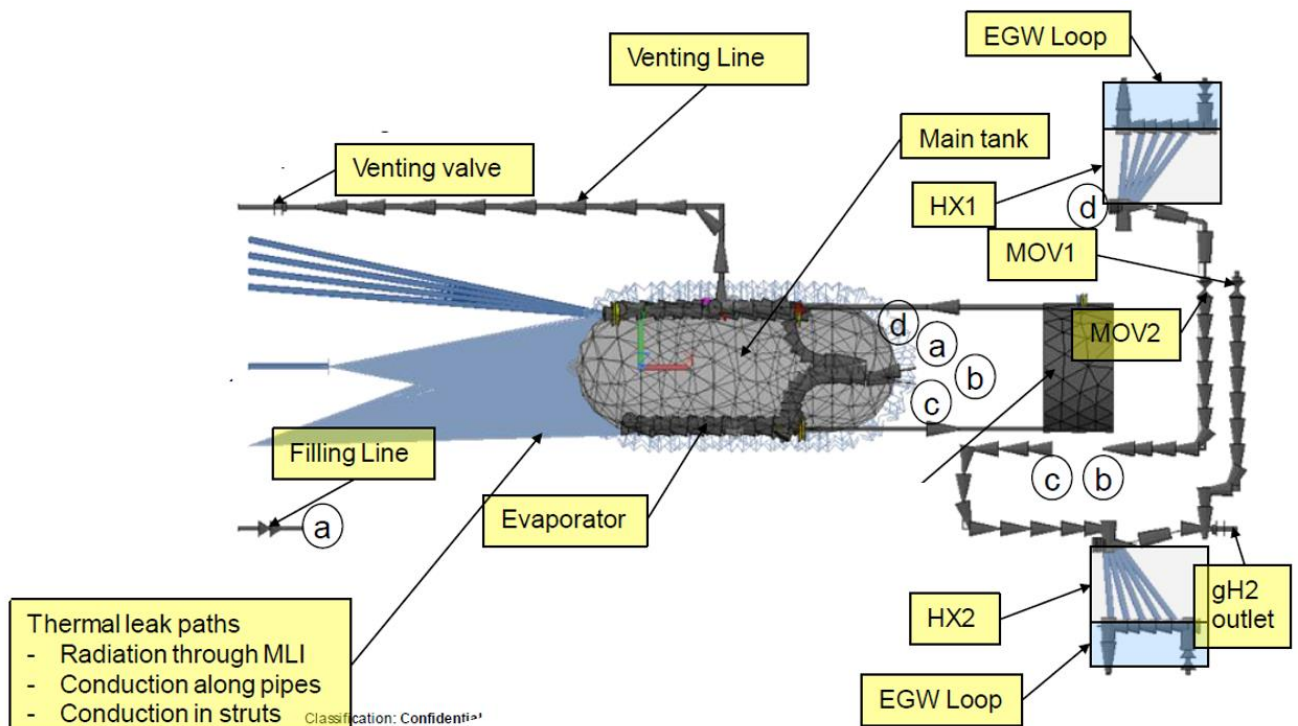


Abbildung 3-25: Darstellung des HFS in der Simulationsumgebung SINDA/FLUINT

Man erkennt, dass das Modell die wesentlichen Komponenten des Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystems abbildet. Im Wesentlichen sind hier zu nennen:

- Der Haupt-Tank
- Die beiden Wärmetauscher HX1 und HX2, die mit ihren jeweils zwei aneinander gekoppelten Fluidkreisläufen für EGW und H2 dergestalt abgebildet sind, dass jeweils ein paar gegenüber liegender Fluid-Kanäle explizit simuliert werden (unter Angabe der Kanallänge und dem hydraulischen Durchmesser). Die beiden Kanäle sind dann entlang ihrer Stromlänge über eine Reihe thermischer Widerstände aneinandergeschaltet (Gegenstrom-Prinzip), so dass eine Wärmeübertragung von einer Kanalströmung (EGW) zur anderen Kanalströmung (H2) simuliert wird). Die Summe der Wärmeübertragung aller Kanäle (e.g. 1520 Kanäle für HX1) wird dann über die Ausnutzung der Symmetrie im Design der HX durch die Einführung von Multiplikationsfaktoren erreicht
- Die Steuer- und Regelventile, maßgeblich MOV1 und MOV2, sowie ein Regel-Element, das einen kontrollierten Abfluss des H2 ermöglicht, so dass ein vorgegebenes Leistungsprofil ($\dot{m}_{FC} = f(t)$) simuliert werden kann.
- Tank-interne und externe Rohrleitungen, die neben der Möglichkeit der Simulation von nicht-adiabaten Rohrströmungen (e.g. für thermische Ankopplung des Verdampfers an die Flüssigkeit im Tank) auch die Effekte von Strömungsverlusten auf Grund von Reibung in die Modellierung mit einbeziehen.
- Wärmeübertragung über Wärmeleitung und Strahlung, um die auftretenden Wärmeströme in den Tank auf Grund einer nicht idealen Isolation zwischen Innen- und Außentank zu simulieren.

Die wesentlichen mathematischen Modellierungsansätze, die hier implementiert wurden, sind:

- Zweiphasige thermische Nichtgleichgewichtsmodellierung von Tank und HC
- Wärme- und Stoffübertragung an der Phasengrenze
- Modellierung der einphasigen Strömung mit Wärmeübertragung in Leitungen
- Wärmeleitung entlang von Leitungen über Streben und durch die Tankwand
- Zweiphasen-Wärmeübertragung an über beheizten und unterkühlten benetzten Wänden (Tankwände und Rohrleitungsoberflächen)
- Dynamische Aktualisierung der benetzten Oberfläche
- Spaltabstrahlung durch MLI

Außerdem wurde das bereits beschriebene Regelkonzept in das Modell implementiert in dem das Tanksystem als Regelstrecke im Zusammenwirken mit einem programmierten PID -Regelalgorithmus einen geschlossenen Regelkreislauf bildet. Dabei regelt das System auf einen vorgegebenen Druck im Tank, in dem die beiden Ventile MOV1 und MOV2 gegenläufig angesteuert werden - d.h. ein Öffnen des einen Ventils geht einher mit dem Schließen des anderen Ventils und umgekehrt. Dabei wurden zwei wesentliche Merkmale einer Regelung über Proportionalventile berücksichtigt,

1. Das Ausgangssignal des PID Reglers, welches zwischen 0 und 1 liegt und der Öffnungsgrad der Ventile stehen in nicht-linearem Zusammenhang.
2. Die Ventile reagieren mit einer endlichen Änderungsrate ihrer Öffnungsweite auf eine sprunghafte Änderung des Steuersignals.

Das Grundkonzept der implementierten Regelung des Systems ist in der nachfolgenden Abbildung gezeigt:

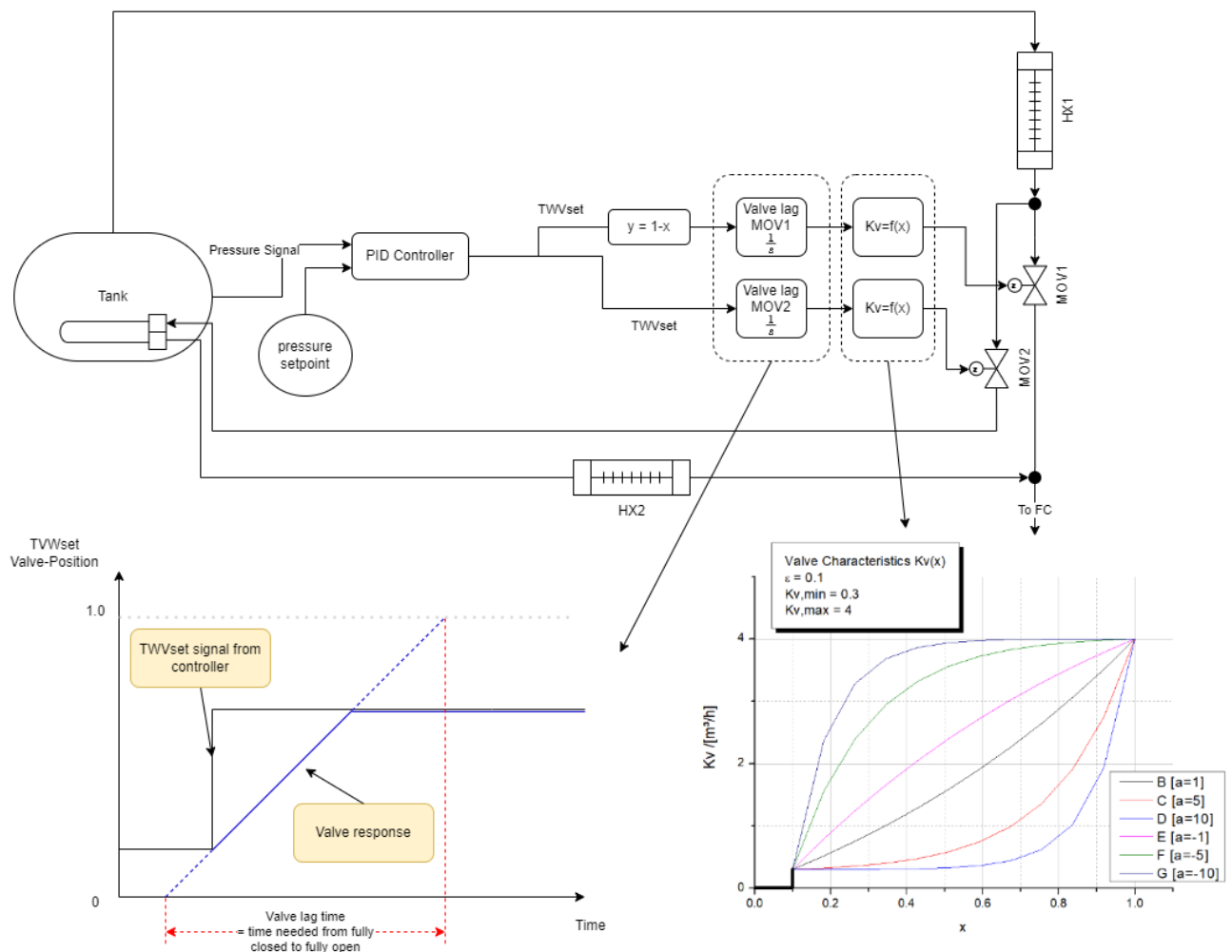


Abbildung 3-26: Grundkonzept der implementierten Regelung des HFS

3.2.2.2.2 Simulationsergebnisse

3.2.2.2.2.1 Simulation des Betankungsvorgangs

Als erster Fall der Simulationsanalyse wurde die Betankung simuliert. Hauptziel war hier nicht der Nachweis über die grundsätzliche Fähigkeit des Systems betankt zu werden, denn dies wird unter den gegebenen Bedingungen und dem System-Design vorausgesetzt. Hintergrund dieser Analyse war es, für die nachfolgende Simulation des System-Starts realistische Anfangsbedingungen zu generieren. Nichtsdestotrotz wurden aus der Simulation der Betankung Ergebnisse abgeleitet, die wiederum zur Dimensionierung von Systemkomponenten herangezogen werden - beispielsweise die entstehenden Gasmassen, die während der Betankung als Dampf wieder aus dem Tankk zurückgeführt werden müssen.

Das folgende Diagramm zeigt den Druck im Tank, der während der Befüllung auf einem Niveau von 6 bar gehalten werden sollte, um unmittelbar nach dem Tanken ein nahezu startbereites System vorliegen zu haben in dem das vorhandene Druckpolster einen direkten autonomen Boot-Up ermöglichen sollte.

Dach dem Beendigen des Tankens erkenn man aber, dass der Tankdruck in Folge einer Annäherung an ein thermodynamisches Gleichgewicht zwischen Dampf und Flüssigkeit im Tank zunächst ein Minimum durchläuft, bevor der natürliche Wärmeeintrag später wieder zu einer Erhöhung des Druckes führt.

Dies bedeutet, dass ein autonomer Boot-Up nur unmittelbar nach dem Betanken möglich ist, oder erst wieder nach einer längeren Wartezeit, nach der der Tankdruck nach Durchschreiten eines Minimalwertes wieder einen Wert > 6 bar erreicht. Für einen Systemstart zu Zeiten eines Druck-Minimums (e.g. 1.86 bar) wäre der vorhandene Tankdruck unzureichend, um das Brennstoffzellensystem zu starten.

Aus dieser Analyse wurde die Notwendigkeit eines zweiten Startprozesses abgeleitet, der mit Hilfe einer externen Energiequelle realisiert werden muss. Das Systemkonzept eines elektrischen Heizers wird also durch diese Analyse erklärt und begründet (siehe hierzu die Erläuterungen zum elektrischen Boot-Up §0 und Darstellung des Heizers im Systemschaltbild Abbildung 3-24).

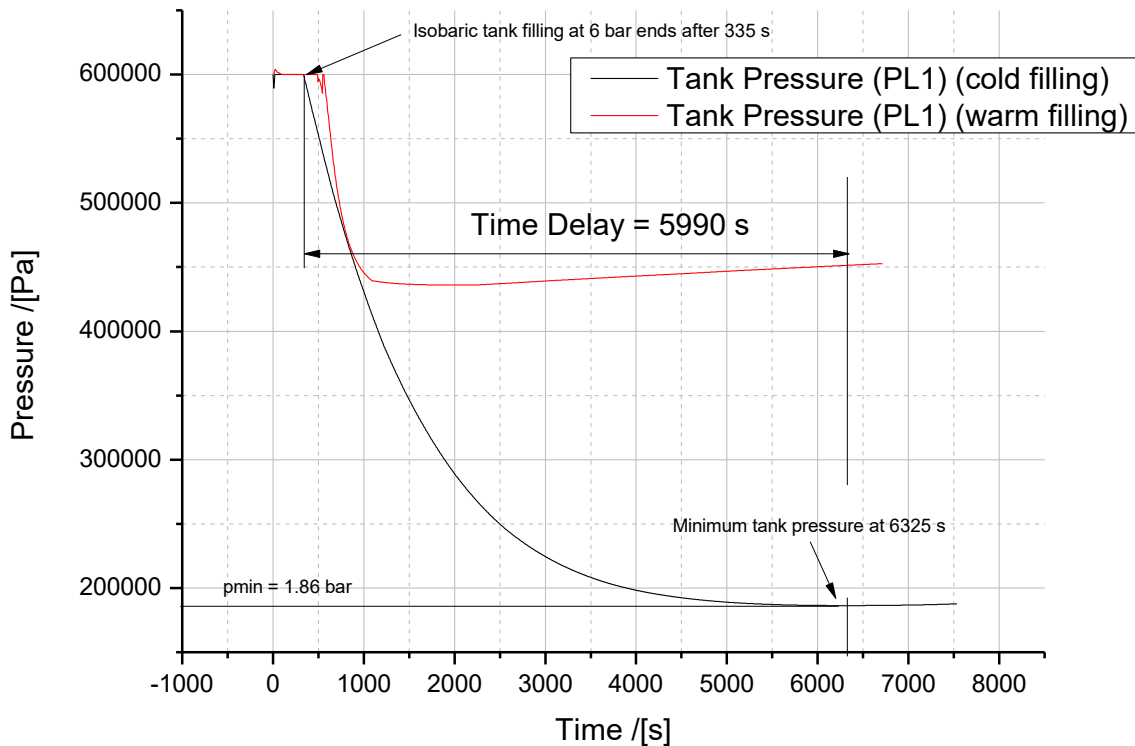


Abbildung 3-27: Verlauf des Tankdrucks während und unmittelbar nach dem Betanken, wenn kein System-Start erfolgt

Ein weiteres Ergebnis der Analyse des Betankungsvorgangs ist die Menge an Dampf, der in Folge des Befüllens des (warmen) Tanks entsteht und demzufolge wieder abgeführt werden muss.

Diese Analyse hat gezeigt, dass im Falle einer Betankung mit einem konstanten Zustrom von 100 g/s in einen warmen Tank die maximal abzuführende Gasmasse bis zu 30 g/s erreichen kann. Ein Befüllen in einen kalten Tank führt hier nur zu deutlich geringeren Massenströmen im Bereich von 7.5 g/s.

3.2.2.2.2 Simulation des System-Starts

Nachdem die Analyse des Betankungsvorgangs den potentiell ungünstigsten Fall eines Starts aus einem Druck-Minimum heraus identifiziert hat, wurden für die Simulation des Startens des Systems die beiden relevanten Fälle identifiziert und simuliert:

- Start aus einem Druck-Minimum bei 1.86 bar (nach Befüllen des Tanks im kalten Zustand)
- Start unmittelbar nach Betanken bei einem Startdruck von 6 bar.

Für beide Fälle gilt, dass in der Anfangsphase die Brennstoffzelle mit einem Druck von 3.5 bar angefahren werden kann, dass dann aber der Druck innerhalb der ersten 5 Minuten (300 s) auf einen Wert von 5 bar ansteigen muss, um die erforderliche Nenn-Leistung des Systems für den dann erfolgenden Take-Off zur Verfügung stellen zu können.

Die durchgeführten Analysen zeigen nun folgendes Bild:

1. Die Verwendung eines elektrischen Heizers mit einer Nennleistung von 1 kW führt zu einer Druckanstiegsrate bei vollem Tank von 500 Pa/s. Demzufolge ist ein Vorheizen des Tanks über den Heizer erforderlich, dass in etwa 500 Sekunden andauert, bis bei einem Druck von 3.5 bar die Entnahme von H₂ aus dem Tank starten kann.
2. Für die weitergehende Erhöhung des Drucks von 3.5 bar auf 5 bar in 300 s ist eine Anstiegsrate von ebenfalls 500 Pa/s ($\frac{500000-350000}{300} \frac{\text{Pa}}{\text{s}} = 500 \frac{\text{Pa}}{\text{s}}$) erforderlich.
3. Da nun H₂ entnommen wird, kann nun der weitere Druckanstieg über den Einsatz des Verdampfers bewirkt werden. Eine Analyse unter der Annahme eines Splits von S = 1 hat ergeben, dass der Verdampfer in der vorliegenden Bauweise etwa einen Druckanstieg von 2200 Pa/s erzeugt. Linear skaliert würde also ein Split von etwa 22% ausreichen, um die erforderliche Rate von 500 Pa/s zu erreichen.
4. Der Startvorgang des Hochfahrens der Brennstoffzelle ab t = 0 erfolgt nun also ohne Unterstützung einer externen elektrischen Energiequelle und nutzt zum weiteren Konditionieren die Wärme aus dem EGW Kreislauf. Ausgehend von einem Druck von etwa 3.5 bar bei t = 0 steigt der Druck in den nachfolgenden Phasen weiter an. Allerdings lässt sich aus dem Diagramm des Druckanstiegs entnehmen, dass bei t = 0 - also beim Umschalten von der externen elektrischen Energiequelle auf den Verdampfer - eine kurzzeitige Verzögerung im weiteren Druckaufbau eintritt. Diese Verzögerung führt in der Folge nun dazu, dass der Zieldruck von 5 bar nicht - wie erforderlich bei t = 300 s erreicht wird, sondern erst bei etwa 500 s.
5. Ab t = 500 s regelt das System präzise auf einen Druck von 5 bar aus.

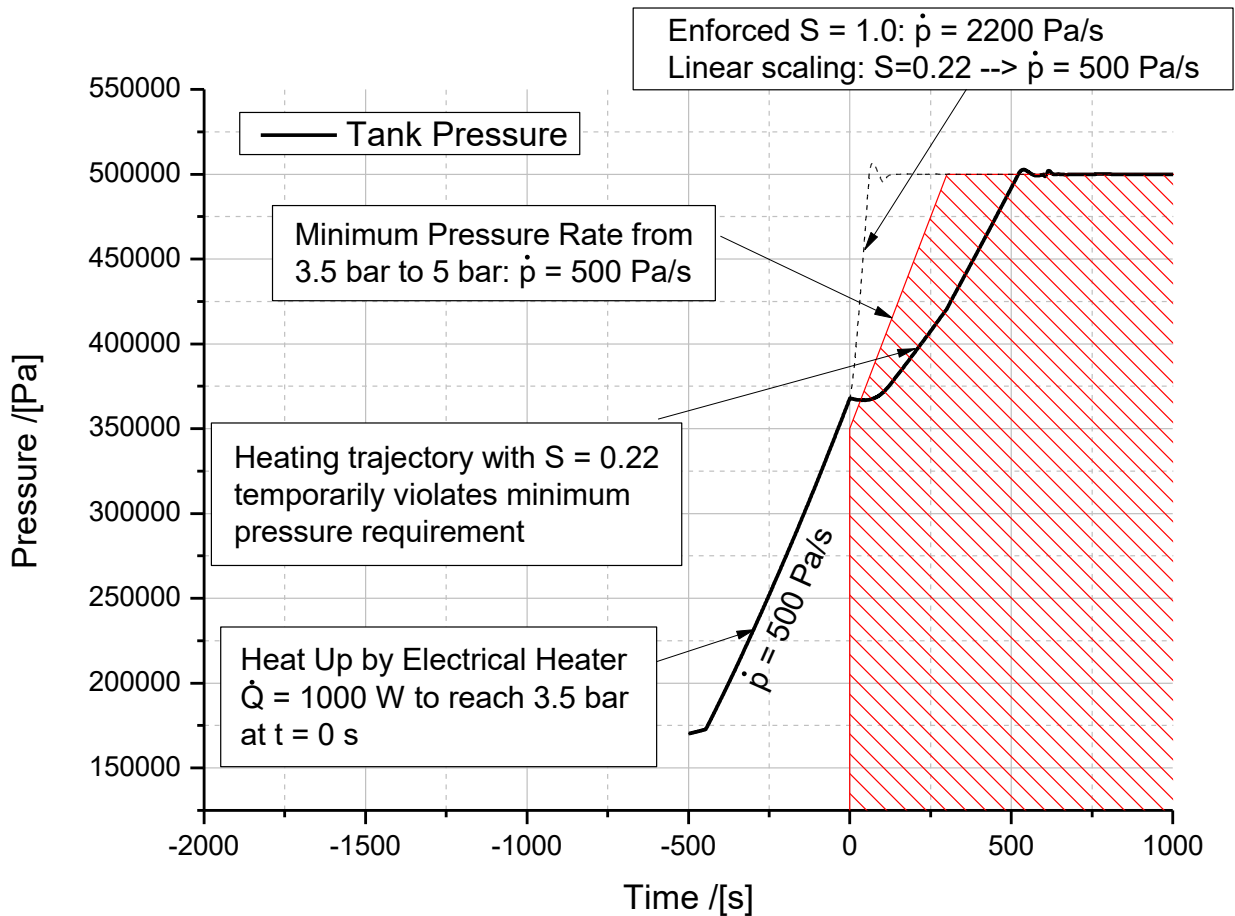


Abbildung 3-28: Druckverlauf beim elektrischen Boot-Up mit einer Vorheizzeit von 500 s und einer elektrischen Leistung von 1 kW.

Der Grund für das abweichende Verhalten und die zwischenzeitliche Verzögerung im Verlauf des Druckaufbaus hängt damit zusammen, dass der sich einstellende Split unmittelbar zu Beginn der Entnahme nicht bei $S = 22\%$ liegt, sondern offenbar erst innerhalb der ersten 120 s auf diesen Wert ansteigt - obwohl die Ventilstellung bei den in §3.2.2.1.5 ermittelten Startwerten von $K_{v,MOV1} = 3.05 \text{ m}^3/\text{h}$ und $K_{v,MOV2} = 1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt. Dies wird durch die Analyse des Splits durch die Berechnung $S = \frac{\dot{m}_{Evaporator}}{\dot{m}_{FC}}$ aus den Simulationsergebnisse deutlich. Man erkennt in dem folgenden Diagramm auch, dass sich durch diese Verzögerung die Wärmeeinbringung durch den Verdampfer erst allmählich dem Zielwert von 1000 W nähert.

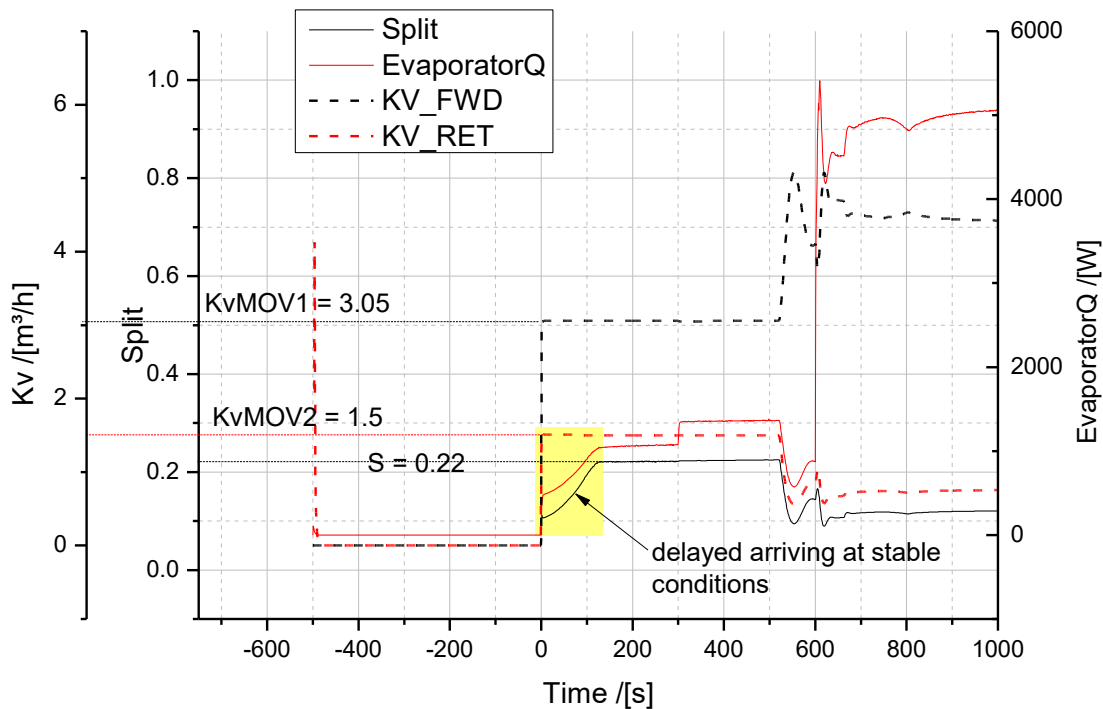


Abbildung 3-29: Ventilstellung und Split während der Startphase

Da in Bezug auf die Zeit, die zum Konditionieren mittels elektrischer Heizung zur Verfügung steht, keine unmittelbare maximale Grenze aus dem Betrieb des Luftfahrzeugs definiert wird, wurde für ein sicheres Hochfahren des Systems über den elektrischen Boot-Up Process eine längere Zeit zum Konditionieren zugestanden. In der Folge kann nun also der Tank mittels elektrischer Energiezufuhr auf einen Druck von 5 bar gebracht werden, von wo aus die Entnahme des H2 aus dem Tank startet. Das System ist dann in der Lage, mittels Verdampfer den Druck auf dem geforderten Niveau zu halten und in den stabilen Betriebszustand über zu gehen. Das Ergebnis dieses modifizierten Verfahrens des elektrischen Boot-Up ist im nachfolgenden Diagramm gezeigt.

Hier ist zu sehen, dass mit einer verlängerten Phase des elektrischen Konditionierens der Systemstart erfolgreich durchgeführt werden kann.

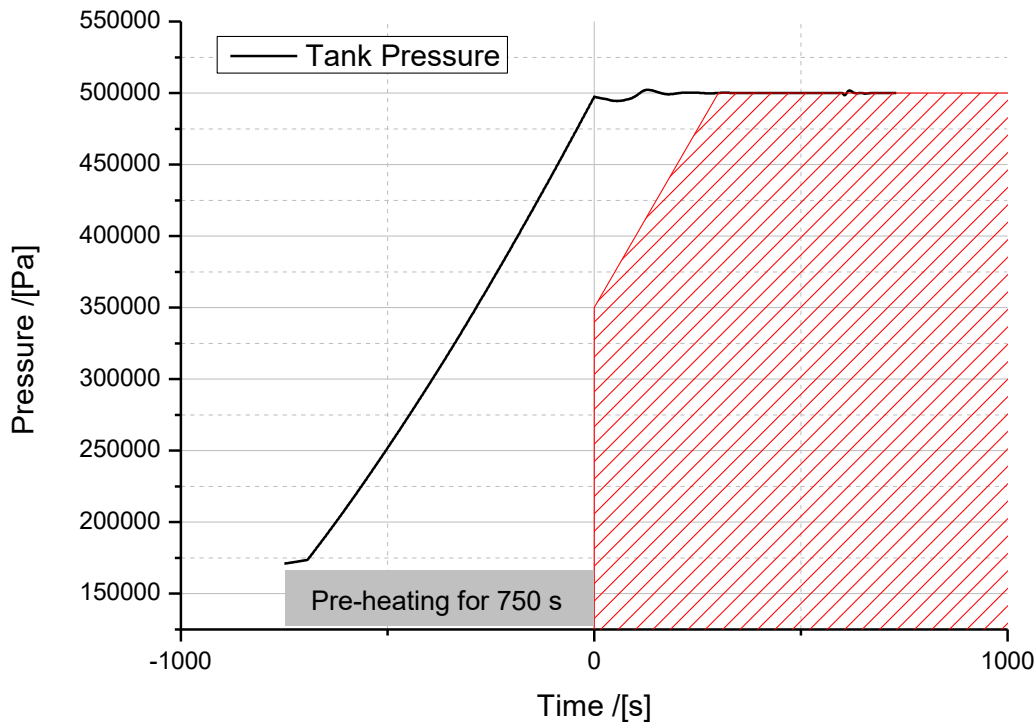
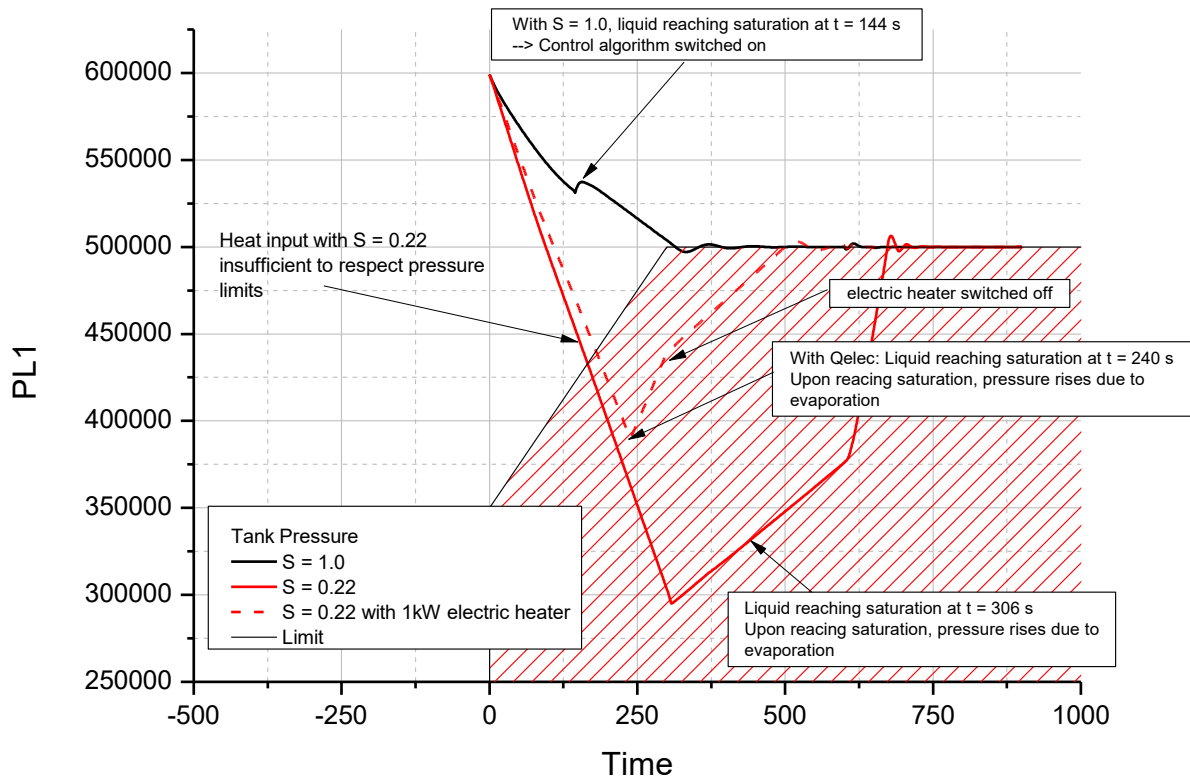


Abbildung 3-30: Druckverlauf beim elektrischen Boot-Up mit einer Vorheizzeit von 750 s und einer elektrischen Leistung von 1 kW.

Ähnlich wie für den elektrischen Boot-Up wurde die Systemsimulation auch für den Nachweis des autonomen Boot-Up durchgeführt. Hier soll das Brennstoffzellensystem gestartet werden, in dem der Tank ausgehend von einem Druckniveau über dem erforderlichen Lieferdruck Wasserstoff abgibt und dabei die Konditionierung des H₂ im Tank (Erwärmung bis zur Sättigungstemperatur) ausschließlich durch Nutzung des Wärmereservoirs des EGWs und der Abwärme der Brennstoffzelle erreicht wird. Hierbei soll sichergestellt werden, dass die Sättigungsbedingungen im Tank erreicht werden und damit die Verdampfung beginnt, bevor der Druck unter den minimalen Lieferdruck abgesunken ist.

Hier hat die Analyse gezeigt, dass der autonome Boot-Up möglich ist, hierfür aber ein Split erforderlich ist, der höher liegt, als der zuvor diskutierte Split von 22%. Im folgenden Diagramm ist das Ergebnis der Simulation des Prozesses des autonomen Boot-Up gezeigt. Wie anhand der schwarzen Kurve zu sehen ist, führt ein erzwungener Split von 100% zum Erreichen der Sättigungsbedingungen bereits nach 125 s und bei einem Druckniveau von etwa 5.3 bar. Hier könnte also auch mit einem geringen Split (jedoch in jedem Fall > 22%) operiert werden, um die Sättigungsbedingungen erst zu t = 300 s zu erreichen, ab dem der Druck dann auf 5 bar eingeregelt werden sollte.

Grundsätzlich zeigt diese Analyse jedoch, dass ein Hochfahren des Brennstoffzellensystems über beide Prozessführungen (elektrisch, autonom) möglich ist.



**Abbildung 3-31: Druckverlauf beim autonomen Boot-Up
(Fall 1 (rot): Split von 22%, Fall 2 (schwarz): Split von 100%)**

3.2.2.2.3 Simulation des Betriebs mit stabilen Lieferbedingungen

Nachdem die Systemanalyse die Möglichkeiten der beiden Wege des Startens des Brennstoffzellensystems gezeigt hat, wurde durch die Simulation einer kompletten Mission ebenfalls der numerische Nachweis geführt, dass das Druckregelsystem in der Lage ist, die Brennstoffzelle mit dem erforderlichen Lieferdruck zu versorgen. Diese Versorgung muss sichergestellt sein, auch wenn die entnommene Wasserstoffmenge pro Zeit verschiedene System-Leistungen abbildet, also sich der entnommene Massenstrom un stetig ändert.

Das Ergebnis dieser Analyse ist kondensiert anhand von zwei Diagrammen gezeigt. Das folgende Diagramm zeigt den Verlauf verschiedener Massenströme. Anhand deren Profil kann man gut die verschiedenen Leistungs-Anforderungen erkennen - ausgehend vom Rollen am Boden, über die Maximalleistung für den Start und den Steigflug und über den lange andauernden Reiseflug bis hin zu geringen Leistungsanforderungen beim Sinkflug. Eine kurze Leistungsspitze am Ende der Mission kennzeichnet die Situation eines Durchstarte-Manövers.

Die beiden wesentlichen Massenströme in der Abbildung 3-32 sind der entnommene und an die Brennstoffzelle gelieferte Massenstrom ($\dot{m}_{\text{H2Supply}}$) und der Massenstrom der durch den Verdampfer als Phasenwechsel im Tank (flüssig zu Dampf) erwirkt wird. Man erkennt hier sehr deutlich, dass der Verdampfer durchweg mehr Dampfmasse aus der flüssigen Phase erzeugen, als letztlich von der BZ angefordert wird. Dieser Unterschied ist durch die bereits in §3.2.2.1 angesprochenen Re-kondensationseffekte verursacht, die in der Auslegung der Wärmetauscher relevant wurden.

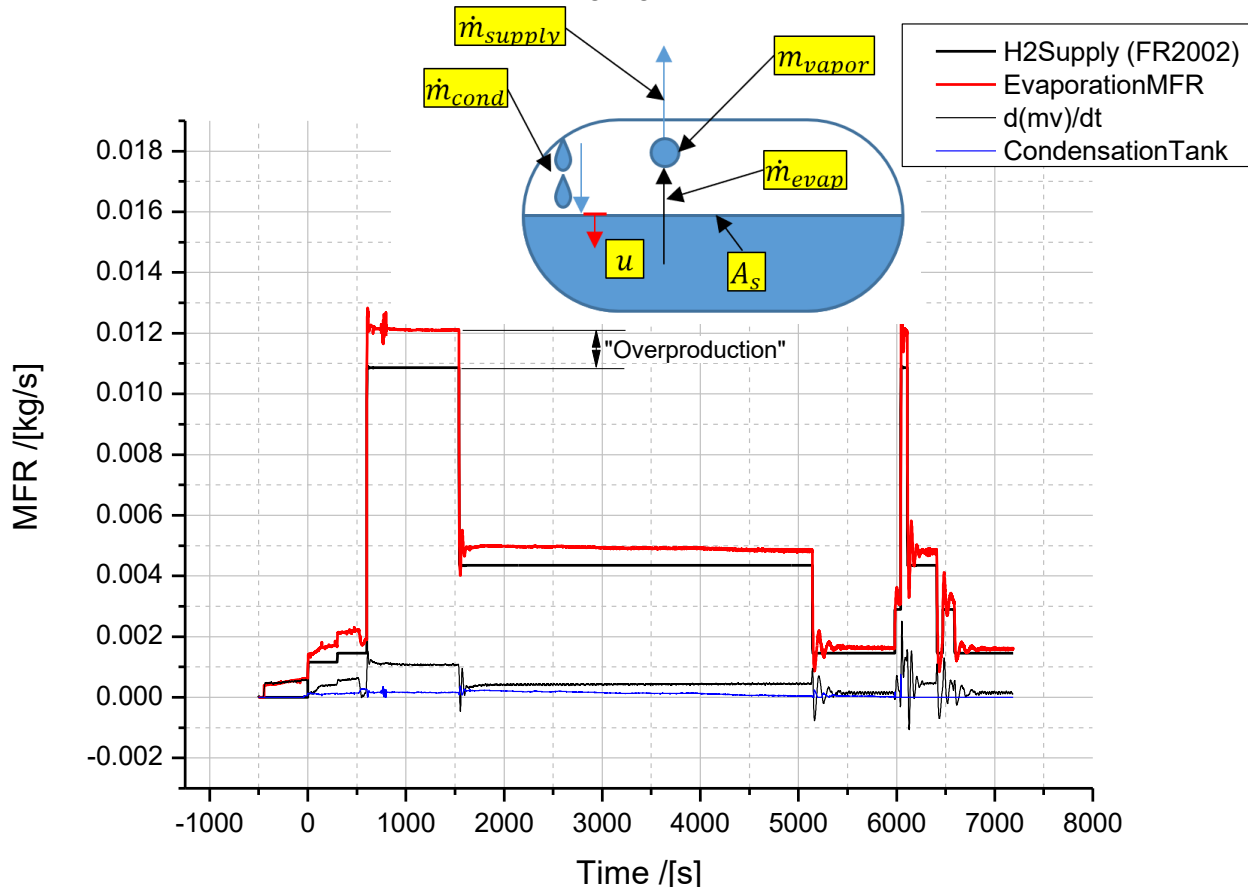


Abbildung 3-32: Massenströme im System während einer Flugmission

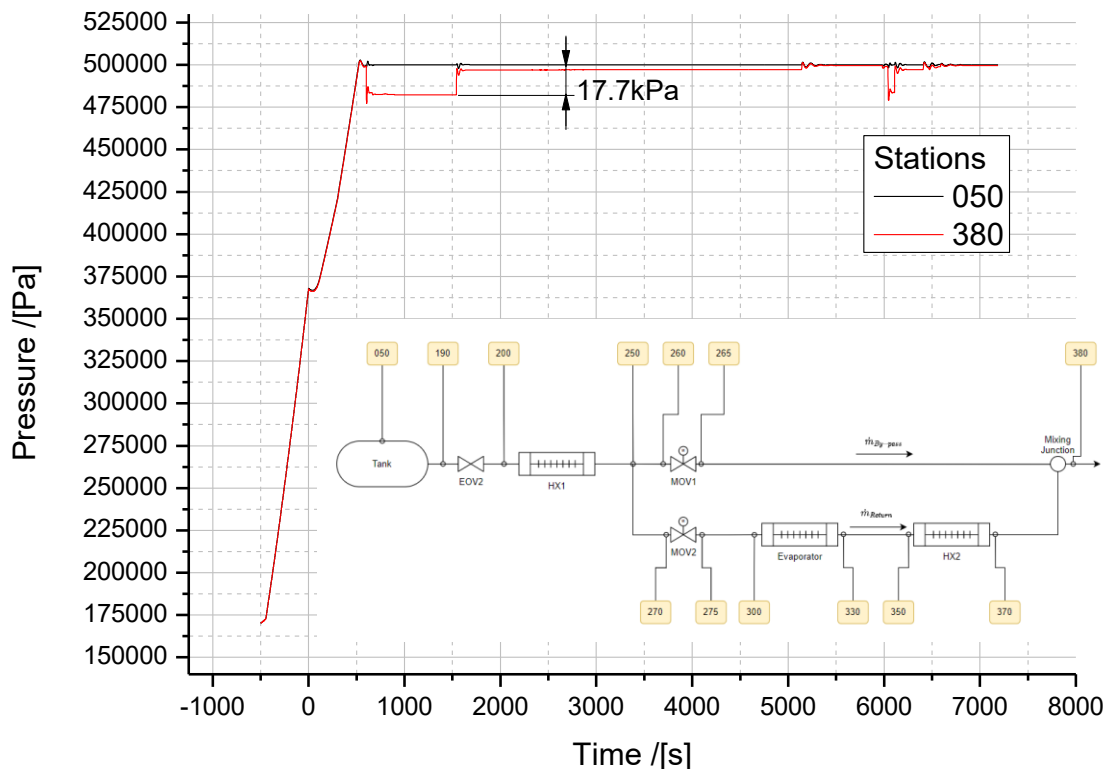


Abbildung 3-33: Druckverlauf während der Flugmission

In der Abbildung 3-33 ist der Verlauf des Drucks an zwei Stellen im System gezeigt, wie er sich über den Verlauf der gesamten Flugmission entwickelt. Die Kurve, die den Druck im Tank wiedergibt (schwarze Kurve) zeigt eindrücklich, dass die Regelung des Systems den Tankdruck präzise auf 5 bar einstellt. Während der steilen Transienten im Lastprofil kann man geringste Änderungen im Druck erkennen, die durch das Nachregeln auf die veränderte Leistungsanforderung entstehen. Die im Diagramm rot dargestellte Kurve zeigt den Druck am Ausgang des Systems und damit den Lieferdruck am Brennstoffzellen-Eingang. Hier erkennt man, dass sich bei höheren Massenströmen ein merklicher Druckverlust in den Zuleitungen einstellt, der bewirkt, dass der Lieferdruck um bis zu 17.7 kPa vom Tankdruck abweicht.

Die Abweichung von 17 kPa (0.17 bar) wurde bisher als nicht kritisch bewertet - wirksame Gegenmaßnahmen, die ergriffen werden könnten, wurden im Rahmen der Entwicklung identifiziert und diskutiert:

1. Vergrößerung des Tank-Solldrucks um den erwarteten maximalen Druckabfall in den Leitungen zur BZ um eine Kompensation der Verlauste zu erreichen.
2. Konzept-Änderung des Regelsystems, so dass als Regelgröße nicht der Tankdruck, sondern der Druck am Eintritt der Brennstoffzelle genutzt wird.

Als letztes Diagramm sei hier noch die Wärmeübertragung der beiden HX und des Verdampfers gezeigt, welche aus den Ergebnissen der Simulation errechnet wurden. Aus diesem Diagramm können die beiden Spitzenleitungen, wie die beiden HX1 und HX2 vom EGW auf den Wasserstoff übertragen müssen bei 42.4 und 5.2 kW betragen. In Summe wird dem EGW System also eine Leistung von 47.6 kW entnommen.

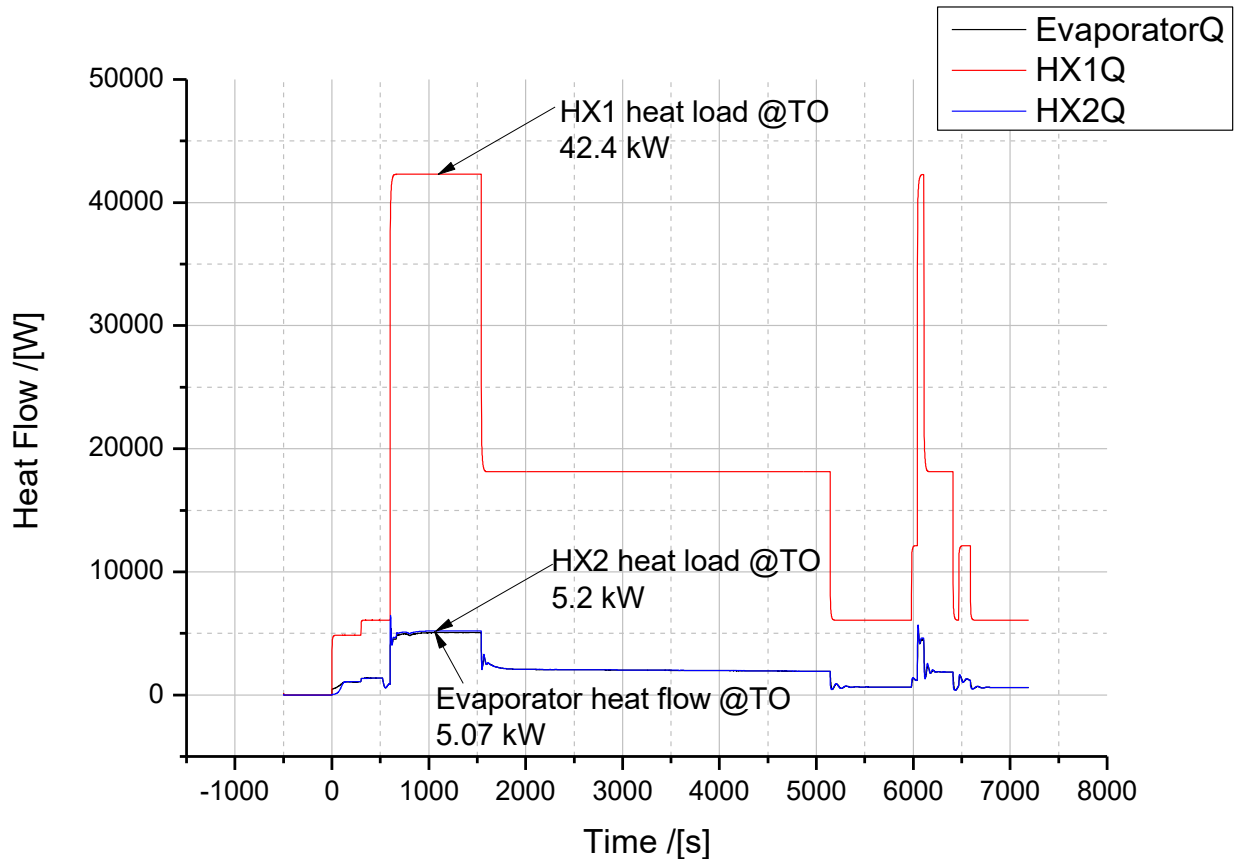


Abbildung 3-34: Profiler der Wärmeübertragung der HX und des Verdampfers

3.2.2.3 Tests und experimentelle Nachweise

Neben den bisher dokumentierten Arbeiten auf dem Gebiet der Systementwicklung, und der Auslegung und Simulation auf System- und Komponentenebene wurden im H2Prop-Vorhaben eine Reihe von maßgeblichen Tests durchgeführt, die zum Ziel hatten, die im Vorfeld gemachten Vorhersagen zu bestätigen, bzw. Daten zu generieren, anhand derer die Modellierungs- und Berechnungsmethoden verfeinert werden können.

Insgesamt umfasste die Testkampagne drei Haupt-Testkampagnen:

- Tests der Wärmetauscher auf Komponentenebene
 - Druck- und Dichtigkeitstests
 - Tests bezüglich Reinheit
 - Performance-Tests unter relevanten Betriebsbedingungen - also tiefkalter Wasserstoff
- Tests des Tanksystems mit angeschlossenem System zur Realisierung der Druckregelung mit einem Ersatzfluid (flüssiger Stickstoff)
- Tests des Tanksystems in Kombination mit der (von der MTU entwickelten und bereitgestellten) Systemkapsel, in der wiederum u.a. die beiden HX integriert wurden. Diese Tests wurden unter relevanter Umgebung durchgeführt - also mit tiefkaltem Wasserstoff

In diesem Kapitel sollen die genannten Testkampagnen und deren relevante Ergebnisse dargestellt werden.

Hierbei soll als Vorbemerkung noch verdeutlicht werden, dass alle Tests der Wärmetauscher auf Komponentenebene mit dem Wärmetauscher-Design HX1 durchgeführt wurden. Für den (kleineren) HX2 wurden vor Auslieferung an die MTU lediglich die Proof- und Leckagetests durchgeführt. Tests bezüglich der thermischen- und fluiddynamischen Performance wurden stellvertretend am HX 1 vorgenommen und per Analogie auf den kleineren HX2 übertragen.

3.2.2.3.1 Wärmetauscher-Tests

3.2.2.3.1.1 Druck- und Leckagetests

Ein wesentliches Merkmal für die Qualität der 3d-gedruckten Wärmetauscher ist deren Dichtigkeit gegenüber einem Durchtritt eines Fluids entweder von einem Kreislauf in den gegenüberliegenden oder von einem Fluid-Kreislauf in die Umgebung des HX.

Außerdem muss der Wärmetauscher so gestaltet sein, dass dieser den Innendrücken der Medien (die untereinander unterschiedlich sein können) standhält.

Um diese beiden Merkmale zu überprüfen, wurde der Wärmetauscher HX1 einem Druck- und Dichtigkeitstest unterzogen.

Hierfür wurde der Wärmetauscher in einer Vakuumammer platziert und mit entsprechenden Prüfdrücken an den beiden Fluid-Domänen (EGW / Wasserstoff) beaufschlagt. Der Testaufbau in schematischer Darstellung ist unten gezeigt.

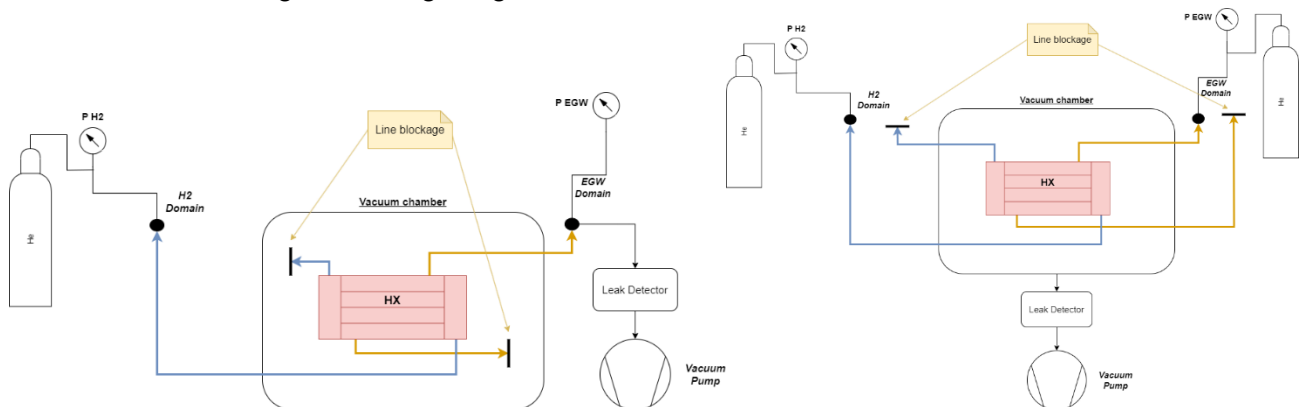


Abbildung 3-35: Testaufbau für den internen und externen Leckage-Test

In den folgenden Diagrammen ist beispielhaft die Druckbeaufschlagung und die zugehörige Leckage-Messung gezeigt.

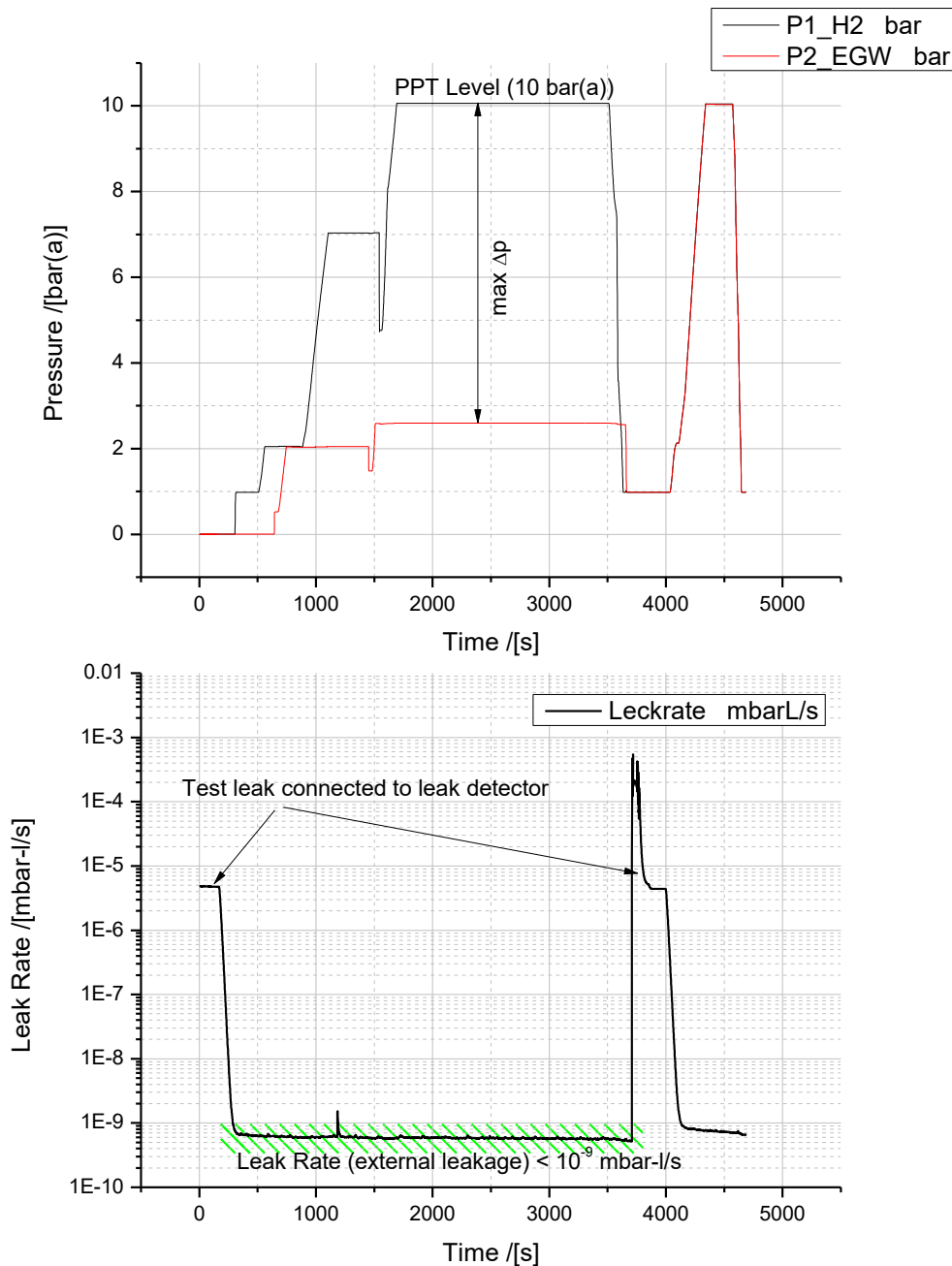


Abbildung 3-36: Druckbeaufschlagung und Leckagerate für den PPT / Dichtigkeitsstest (Dichtigkeit nach Extern)

Neben der Prüfung der Leckagen und dem Nachweis der strukturellen Integrität des Wärmetauschers unter Limit loads (SF = 1.5) wurde bei einem ersten Baumuster (HX1.1) ebenfalls ein Burst-Test durchgeführt.

Hierbei wurde der HX1 schrittweise - ausgehend vom Proof Pressure Level von 9 bar(g) [10bar(a)] - bis zum berechneten Burst Pressure Level von 18 bar belastet. Gleichzeitig haben aufgebrachte Dehnungsmesser die lokalen Dehnungen an relevanten Stellen der HX Außenoberfläche gemessen. Nachdem der Wärmetauscher beim Druck von 18 bar keine Versagen gezeigt hat, wurde die

Druckbelastung weiter gesteigert, um ein Versagen zu forcieren und um so die tatsächliche Druckbelastbarkeit festzustellen. Allerdings wurde bei einem Druckniveau von ~ 60 bar die Grenze der Möglichkeiten des verwendeten Testequipments erreicht, ohne das ein Versagen des HX eingetreten ist.

Auch wenn also die tatsächliche Versagens-Schwelle nicht experimentell gefunden wurde, so lässt das Ergebnis doch den Schluss zu, dass das Design der Wärmetaucher in Bezug auf das nominelle Betriebsdruck-Level eine ausreichende Sicherheit gegen Versagen und Leckage besitzt.

3.2.2.3.2 Tests des Tanksystems (Dewar Tank Tests) - MT-interne Tests mit LN2

3.2.2.3.2.1 *Ableitung des Dewar-Tanks und der Einbettung in ein funktional-repräsentatives Druckregelsystem*

Im §3.2.2.1.7 wurde die Entwicklung des flug-repräsentativen Tanksystems genauer beschrieben und deren Ergebnis dokumentiert, woraus ein Tank-Design hervorging, das alle wesentlichen Funktionen des HFS berücksichtigt, das aber darüber hinaus auch jenen Anforderungen genügt, die aus der Integration mit anschließenden Komponenten (Systemkapsel) erwachsen und jene, die sich aus der Installation des Tanks in einem fliegenden Testbett (Do228) ergeben. Demzufolge waren Überlegungen zu Dimensionen und Form des Tanks ein wesentlicher Bestandteil der Entwicklung, ebenso wie Fragen zu Leichtbau und Sicherheitsarchitektur.

Allerdings steht außer Frage, dass ein derart gestalteter Tank (siehe Abbildung 3-19) nach der Integration keinerlei Zugriff auf Tank-Interne Einbauten mehr bietet und der deswegen im Sinne von Ad-hoc Modifikationen und spät in der Entwicklung eingefrorene Design-Merkmale keinerlei Flexibilität bietet.

Es wurde daher beschlossen, als Test-Bauteil einen Tank zu entwickeln und zu fertigen, der abgeleitet von dem flug-repräsentativen Tank zwar funktional alle Eigenschaften des Flug-Tanks in sich vereinigt, der aber in seiner Bauweise so geartet ist, dass jederzeit Zugriff auch auf innere Tankeinbauten möglich ist, um im Falle unerwarteter Erkenntnisse und Situationen, Modifikationen, Reparaturen oder Inspektionen durchführen zu können.

Es war daher Kernaufgabe, die folgenden Funktionen, Merkmale und Eigenschaften des Flug-Tanks in einen Testtank zu überführen:

- Möglichst gleiche Volumina, um Skalierungseffekte hier nicht betrachten zu müssen sondern Ergebnisse unmittelbar auf den Flug-Tank übertragen zu können.
- Möglichst gleiche, oder mindestens ähnliche Betriebsparameter (Betriebsdruck), um die Komponenten der Konditionierung und Steuerung in der Systemkapsel mit relevanten (ähnlichen, vergleichbaren oder bestenfalls identischen) Bedingungen betreiben zu können.
- Realisierung des doppelwandig- Vakuum-isolierten Bauprinzips, um vergleichbare Wärmestromdichten an der benetzten Behälterwand zu erreichen
- Realisierung der beiden Konzepte zur Wärmeeinbringung: Elektrischer Heizer und Verdampfer
- Möglichkeiten zur Erfassung physikalischer Größen im Tank: Temperaturen, Druck, Füllstand - sowohl direkt in der Flüssigkeit als auch an der Behälterwand

Neben den oben genannten Funktionen und Eigenschaften war eine grundlegende Forderung für den Test-Tank, dass dieser wiederholt zu öffnen ist um Zugang zum Inneren des Tanks, sowie zum zwischenliegenden Vakuumpalt zu erhalten.

Dies hat dann zu der Bauweise eines klassischen Labor-Dewars geführt, der zwar über eine doppelwandige und Vakuum-Isolierte Hülle verfügt, dessen oberer Abschluss aber durch einen einwandigen Deckel realisiert ist, der über eine abgedichtete Schraubenverbindung geöffnet und geschlossen werden kann. Dieser Deckel ist zum Zwecke der thermischen Isolation mit einer innenliegenden und äußeren Schaumisolation ausgestattet.

Im Innern des Tanks befindet sich ein zylindrisches Sub-Compartment, in dessen unteren Teil eine Rohrspule als Verdampfer eingelassen ist. Ebenso befindet sich am Tankboden unterhalb des Heating-Compartments eine elektrische Heizmatte.

Innerhalb des Sub-Compartments und im Haupt-Tankvolumen liegen zwei Sensorträger, an denen in verschiedenen vertikalen Höhen Temperatursensoren angebracht sind, um Temperaturen in der Flüssigkeit, wie auch in der Dampfphase zu messen. Die elektrischen Signale werden über eine Druckdichte elektrische Durchführung am Deckel nach außen geführt.

Die Befüllung des Tanks erfolgt über eine zentral eingebrachte Lanze, die über eine Rohrleitung das Medium bis kurz von den Tankbodenführt. Damit ist es auch möglich, den Tank über die Bedrückung im Gasraum und über eine Umkehrung der Strömungsrichtung in der Befüll-Lanze den Tank auch wieder zu entleeren.

3.2.2.3.2.2 Test Setup

Um die Kernfunktionen des HFS und des Tanks als eines seiner Kernelemente zu testen, musste der Dewar in ein Test-Setup integriert werden, das den Testaufbau um weitere Komponenten ergänzt um die nachzuweisenden Funktionen bereit zu stellen, bzw. in Verbindung mit dem Tank zu realisieren:

- Befüllen des Tanks mit tiefkaltem Medium (hier flüssiger Stickstoff als Ersatzmedium)
- Externe Bedrückung mit Stickstoff-Gas (e.g. für Entleerung, Herstellen von Startbedingungen)
- Druckentlastung über manuelle und automatisch auslösende Sicherheitsventile
- Elektrische Energieversorgung für den Heizer im Dewar-Tank
- Thermische Energieversorgung über einen Kreislauf mit Wärmeübertragungsfluid (e.g. zur Simulation des EGW-Kreislaufs)
- Druckregelung gemäß Abbildung 3-26 mit den Hauptkomponenten
 - MOV1
 - MOV2
 - HX1

sowie eines zusätzlichen Massenstrom-Regelventils („Flow Control Valve“) um eine kontrollierte Massenstromrate zu simulieren, wie sie durch einen angeschlossenen Verbraucher (Brennstoffzelle) hervorgerufen werden würde.

- Sensor-System, bestehend aus Temperatur-, Druck-, Massenstrom, Füllstand, Spannungs- und Strom-Messungen
- Datenerfassungssystem zur Aufnahme der Sensor-Signale
- Regel- und Kontroll-System mit Datenvisualisierung zur Steuerung des gesamten Setups, welches beinhaltet
 - Graphische Oberfläche zur Visualisierung von Messungen und virtuellen Steuerelementen (Soft-Buttons)
 - Steuerungs-Software, welche sowohl die Druckregelung des Systems, sowie die Überwachung und Ansteuerung der Sicherheits-Komponenten durchführt

Diese Funktionalitäten wurden durch ein eigens entwickeltes Steuerungsprogramm in Labview realisiert.

Insgesamt wurde für die MT internen Tests also ein Setup realisiert, wie es im nachfolgenden P&ID schematisch dargestellt ist.

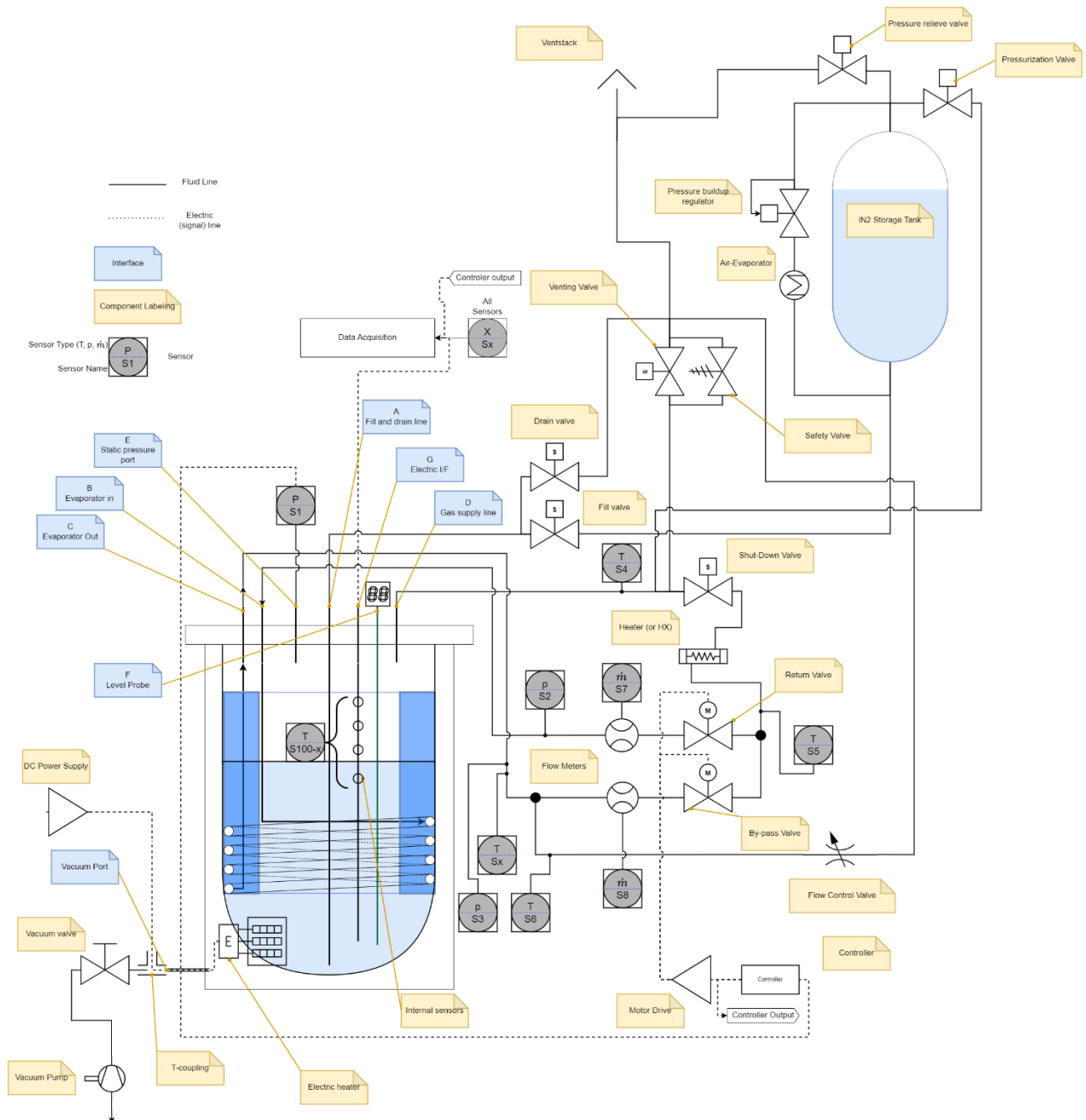


Abbildung 3-37: Piping und Instrumentation Diagramm (P&ID) des Testaufbaus bei MT Aerospace.

Insbesondere, da der Test mit flüssigem Stickstoff durchgeführt wurde, war es nicht notwendig die Komponenten der Konditionierung und der Druckregelung (Ventile, HX, Rohrleitungen) in eine Vakuum-Umgebung zu bringen, so wie sie von der Systemkapsel bereitgestellt werden würde. Daher konnte der Testaufbau einfacher und weniger stark integriert realisiert werden, was Zugänglichkeit und Überwachung während der Tests ermöglicht hat. Lediglich einige Komponenten wurden lokal

durch Ummantelung durch thermisch isolierende Werkstoffe (Schaum, Armaflex) von der thermischen Umgebung abgekoppelt.

Das folgende Foto vermittelt einen Eindruck vom Testaufbau. Nicht zu sehen sind verschiedene Teile, insbesondere der Steuerstand mit der Datenerfassung ist nicht abgebildet, da er aus Sicherheitsgründen in einem separaten Raum installiert war.

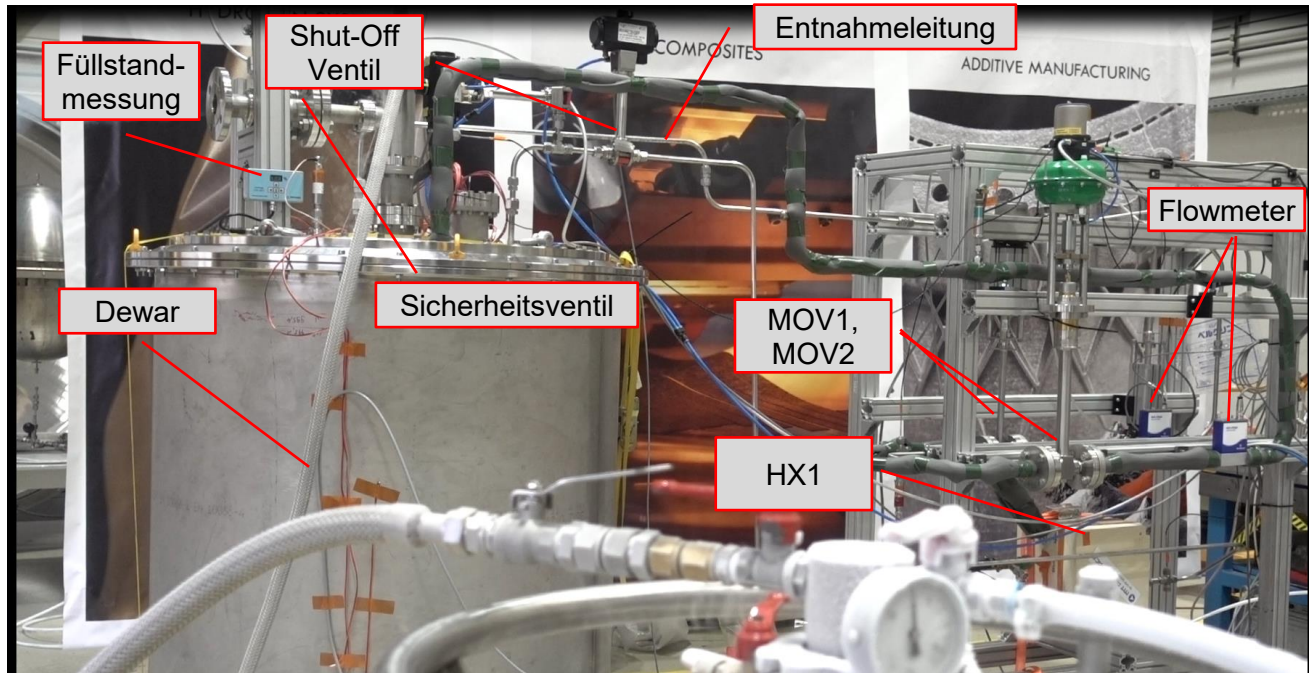


Abbildung 3-38: Testaufbau des Dewar-Tests bei MT Aerospace

3.2.2.3.2.3 Durchgeführte Tests und relevante Ergebnisse

Die mit dem beschriebenen Aufbau durchgeführten Tests hatten zum Ziel, die wesentlichen Funktionen eines HFS zu simulieren, die das Starten eines Brennstoffzellensystems, sowie die stabile Versorgung eines Verbrauchers mit gasförmigem Medium betreffen. Die Funktion der stationären Lagerung des Mediums wurde in der Testreihe nur am Rande untersucht, da das Isolationssystem einer nur teilweise vakuum-isolierten Ummantelung nicht repräsentativ für einen vollständig vakuum-isolierten und mit Streben aufgefangenen Tank gewesen ist. Außerdem lassen sich Ergebnisse mit flüssigem Stickstoff diesbezüglich nicht ohne weiteres auf eine Anwendung mit flüssigem Wasserstoff übertragen.

Zusammengefasst wurden demnach Testreihen gefahren, die zum Ziel hatten:

- Das elektrische Boot-Up zu simulieren und nachzuweisen
- Das autonome Boot-Up zu simulieren und nachzuweisen
- Nachzuweisen, dass das System einer Druckregelung mittels Tank-interner Verdampfung durch Wärmeeinbringung über rückgeführtes Gas funktioniert und zu stabilen Lieferbedingungen führt

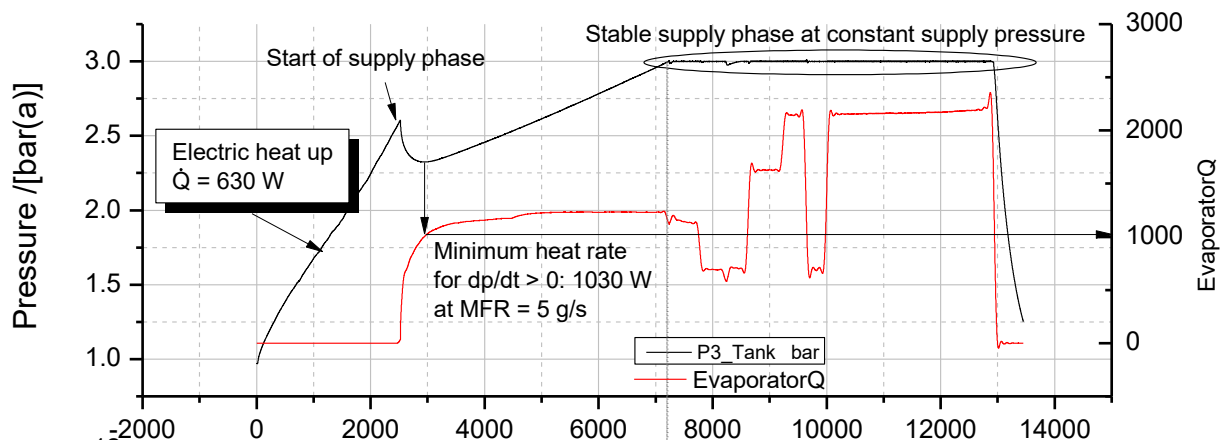
- Zu ermitteln, wie das System auf abrupte Änderungen von Steuer-Eingaben, bzw. Lastanforderungen reagiert - hiermit sollen Erkenntnisse über die Robustheit des Regealgorithmus gesammelt werden.
- Daten zu generieren, die zur Korrelation von mathematischen Modellen herangezogen werden können

Im Folgenden werden nun die wichtigsten Tests und die daraus abgeleiteten Ergebnisse dargestellt.

3.2.2.3.2.3.1 Elektrischer Boot-Up mit anschließender Versorgung

Für die Simulation und den grundsätzlichen Funktionsnachweis des Startens des Systems über eine externe elektrische Energiequelle wurde der Dewar-Tank bei Umgebungsdruck betrankt. Über die installierte elektrische Heizung sollte dann der Tankdruck vor Beginn einer Entnahme von Gas auf den minimalen Lieferdruck angehoben werden, bevor der Energieeintrag nach Beginn einer simulierten Entnahme über den Verdampfer realisiert wird.

Dieser simulierte elektrische Boot-Up hat im Test zu dem Ergebnis in Bezug auf den Tankdruck, die eingebrachte Wärmemenge und denn entnommenen Massenstrom geführt, wie es in nachstehendem Diagramm gezeigt ist:



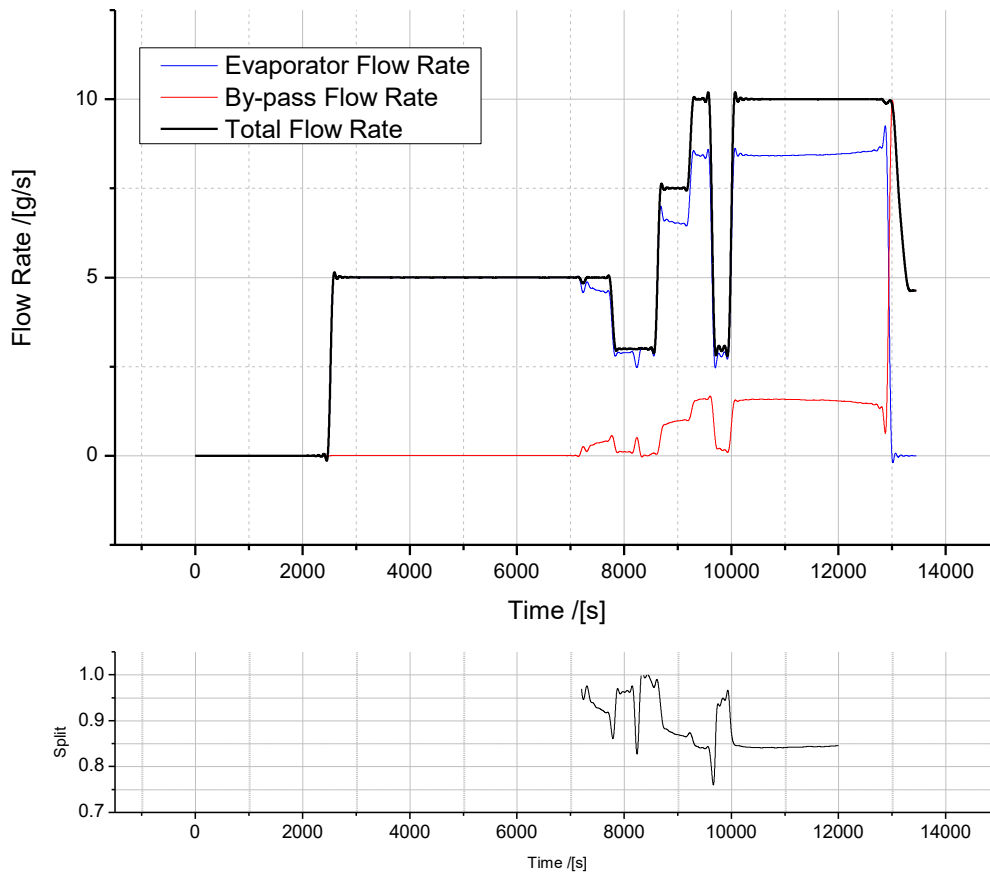


Abbildung 3-39: Elektrischer Boot-Up

In Abbildung 3-39 lassen sich verschiedene relevante Daten und Erkenntnisse ablesen.

Zunächst ist erkennbar, dass zu Beginn des Prozesses das Betreiben des elektrischen Heizers zu einem Druckanstieg führt, der den Tankdruck von 1 bar auf einen Startdruck von 2.6 bar anhebt. Da während dieser Zeit keine Masse entnommen wird, ist die eingebrachte Energie über den Verdampfer gleich null.

Ab etwa 2500 s wird die simulierte Entnahme gestartet. Nun wird die elektrische Heizung ausgeschaltet und der Verdampfer übernimmt die Aufgabe, Wärme aus dem EGW Kreislauf über den HX und die Rückführung über MOV2 in den Stickstoff zu übertragen. Man erkennt nun, dass der Massenstrom unmittelbar nach Start des Prozesses auf den Vorgabewert von 5 g/s ansteigt und auf diesem Niveau über das Massenstrom-Kontrollventil sauber ausgegeregelt werden kann. Der Anstieg der eingebrachten Wärme zeigt jedoch, dass hier eine zeitliche Verzögerung vorliegt, bevor die eingebrachte Wärme sich auf einem Wert von etwa 1250 W stabilisiert. In der Folge entsteht eine temporäre Unterversorgung des Tanks mit Prozessenergie, so dass der Tankdruck unmittelbar nach Beginn der Entnahme zunächst auf einen Wert von 2.3 bar sinkt, bevor ein weiterer Anstieg auf den simulierten Entnahmedruck von 3.0 bar erreicht wird.

Sobald der Tankdruck einen Wert von 3 bar erreicht, beginnt die Phase der simulierten stabilen Versorgung aus dem HFS in einen Verbraucher. Man erkennt hier ab etwa $t = 7000$ s, dass der Tankdruck stabil auf dem Wert von 3 bar ausgeregelt werden kann, auch wenn der Massenstrom, der aus dem Tank entnommen wird, zwischen 3.0 g/ und 10 g/s variiert wird.

Es lässt sich hier also zusammenfassend sagen:

- Der prinzipielle Ablauf und die Machbarkeit eines System-Starts über eine elektrische Vorconditionierung aus einem unbedrückten Tank heraus ist möglich und wird durch die Tests (mit LN2) bestätigt.
- Als relevant und für die Auslegung des Systems wichtiger Einflussfaktor ist eine zeitlich verzögerte Einbringung von Wärme in der Anfangsphase des Betriebs des Verdampfers. Hier ist zu erwägen, die elektrische Wärmezufuhr ggf. noch über den Systemstart hinaus eine Zeit aufrecht zu erhalten, bis der Verdampfer-Kreislauf eine stabile Wärmeversorgung erbringen kann.
- Die Regelung des Tankdruckes auf einen stabilen Wert über eine Modulation des Split-Verhältnisses und damit über eine gesteuerte Wärmeerbringung in den Tank ist möglich. Wie über den Test gezeigt wird, kann der Tankdruck auch bei abrupten Änderungen des Massenstroms auf nahezu konstantem Wert gehalten werden. Das Regelungssystem zeigt darüber hinaus ein sehr robustes Verhalten. Es werden keinerlei Tendenzen hin zu einem instabilen Regelverhalten (Überschwinger, Oszillationen) erkannt - selbst bei sprunghaften Änderungen des Massenstroms.
- Die Regelung auf einen vordefinierten Massenstrom über ein Regelventil und einem zweiten PID Regelkreis funktioniert wie gewünscht und kann dem System eine simulierte Leistungsanforderung im Sinne eines Missionsprofils $\dot{m}_{FC} = f(t)$ auferlegen.

3.2.2.3.2.3.2 Autonomer Boot-Up mit anschließender Versorgung

Ähnlich dem elektrischen Boot-Up war es Ziel des Tests auch den Prozess des autonomen Boot-Ups zu simulieren und die Möglichkeit eines Systemstarts ohne elektrische Energiequelle nachzuweisen.

Zu diesem Zweck wurde der Tank auch zunächst unter Umgebungsdruck befüllt, so dass für die flüssige Phase eine Temperatur nahe an der Sättigungstemperatur bei 1 bar, also etwa 77 K, sichergestellt werden konnte. Danach wurde der Tank über die Zuführung von gasförmigem Stickstoff über den Bedrückungs-Port sehr schnell auf einen Startdruck von annähernd 4 bar gebracht, so dass nun alle Flüssigkeit im unterkühlten Zustand vorgelegen hat.

Ausgehend vom Startdruck von 4 bar sollte nun über die Entnahme von gasförmigem N₂ und der Rückführung des im HX erwärmten N₂ durch den Verdampfer die Flüssigkeit auf Sättigungsbedingungen gebracht werden, ohne dass der Tankdruck dabei auf zu geringe Druckwerte entspannt wird.

Das in diesem Testszenario ermittelte Ergebnis ist in der folgenden Abbildung gezeigt:

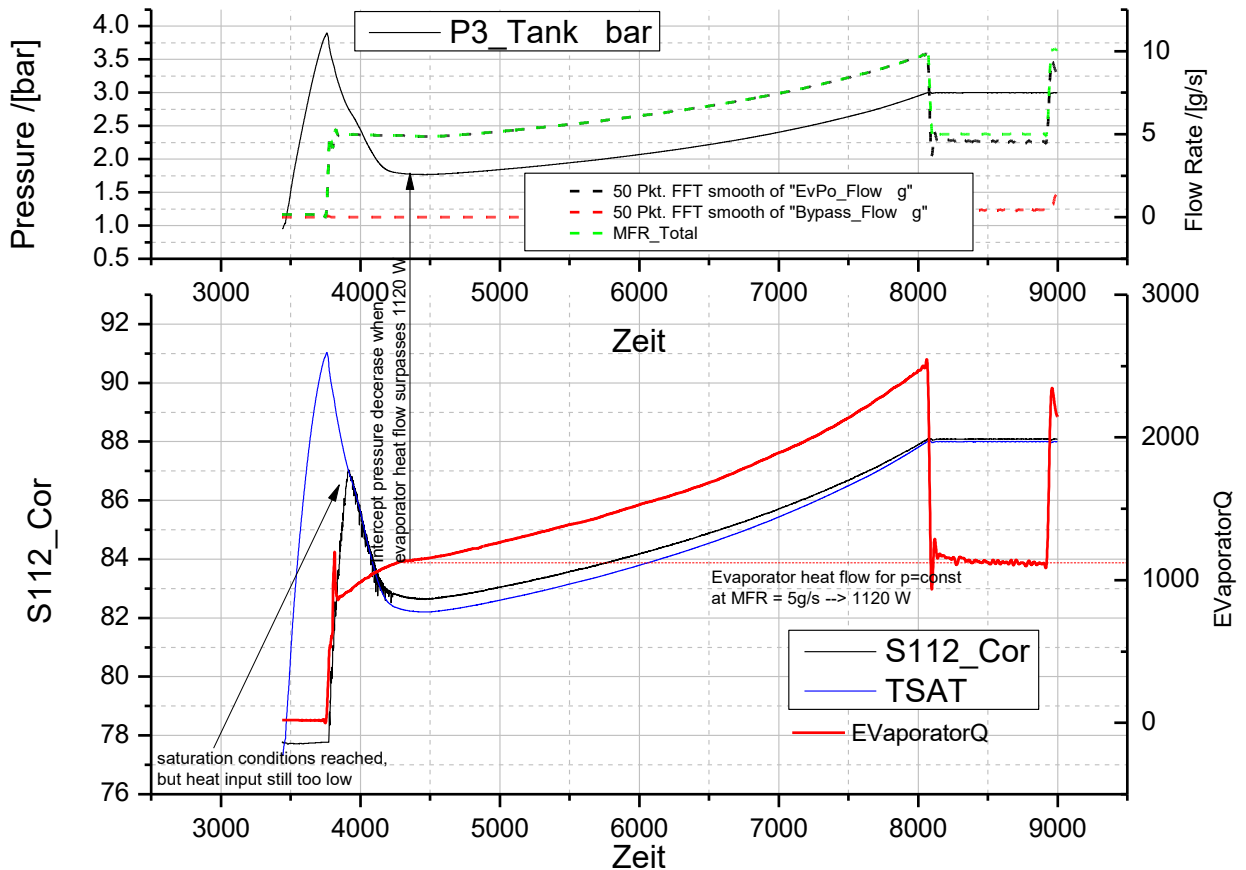


Abbildung 3-40: Autonomer-Boot-Up

Man sieht zunächst an der Druckkurve die schnelle Bedrückung von 1 bar auf 4 bar. Innerhalb dieser Phase ändert sich die Temperatur der Flüssigkeit nicht, wie an der unteren Temperaturkurve (S112_Cor) zu sehen ist.

Nach Beginn der Entnahme von gN2 aus dem Tank bei etwa 3750 s fällt der Tankdruck erwartungsgemäß ab, während der Wärmeeintrag über den Verdampfer ansteigt und sich daher auch die Temperatur im HC erhöht. Die andauernde Entnahme führt nun zu einer Reduktion des Druckes, die sich auch dann noch fortsetzt, wenn die Bedingungen im HC den Sättigungsbedingungen entsprechen. Man erkennt im unteren Diagramm, dass die Medientemperatur S112_Cor und die Sättigungstemperatur ab $t = 3930$ s zusammenfallen. Erst bei einem Druck von etwa 1.75 bar kommt die Entspannung im Tank zum Erliegen und der Druck im Tank steigt dann wieder in Folge des Wärmeeintrags in den Tank an, bis er wieder den gesetzten simulierten Versorgungsdruck von 3 bar erreicht.

Man erkennt ebenfalls wieder, dass der Wärmeeintrag in den Verdampfer nicht unmittelbar zu Beginn der Entnahme auf den für einen stabilen oder ansteigenden Druck im Tank notwendigen Wert kommt, sondern dass auch hier eine zeitliche Verzögerung eintritt. Sobald der Wärmeeintrag aber den erforderlichen Wert von etwa 1120 W erreicht (im elektrischen Boot-Up lag dieser Wert mit 1030 W in der gleichen Größenordnung), beginnt die Phase des Druckaufbaus auf den Lieferdruck von 3 bar.

Ab etwa 8000 s ist dieser Druck dann erreicht und das System geht im weiteren Verlauf dann in die stabile Supply-Phase über, in der der Druck wieder - wie im Falle des elektrischen Starts gezeigt - stabil auf 3 bar ausgeregelt wird.

Um die stabile Versorgung mit einem geregelten Tankdruck zu untersuchen und die Robustheit des Systems zu testen, wurden jeweils nach den Startprozeduren die Tests gefahren, bis der Tank vollständig entleert war, bzw. die Benetzung der Verdampfer-Spule im Innern des Tanks nicht mehr ausgereicht hat, um genügend Wärme zur Verdampfung in die Flüssigkeit einzubringen.

Während dieser Phasen wurde der Entnahmemassenstrom in weiten Bereichen sprunghaft verändert und die Reaktion des Systems in Bezug auf den Tankdruck überwacht. In folgendem Diagramm sieht man eine solche Phase im Detail:

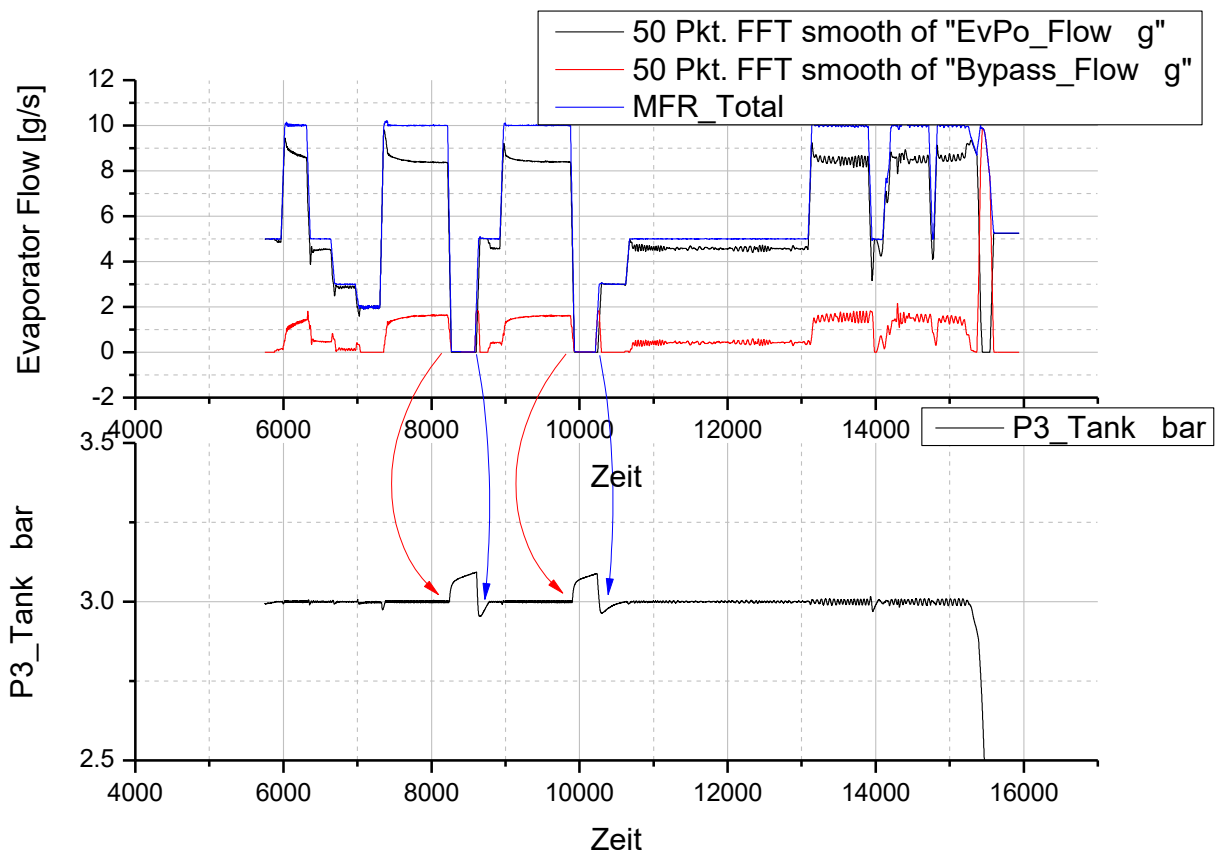


Abbildung 3-41: Test der Druckregelung

Im oberen Teil des Diagramms sieht man die Verläufe des insgesamt entnommenen Massenstroms und der Massenströme durch den Verdampfer, bzw. den By-Pass (also am Verdampfer vorbei). Kann erkennt die sprunghaften Änderungen, die im Extremfall bis hin zu einem Stopp der Entnahme gehen.

Im unteren Bereich des Diagramms sieht man den Tankdruck im zeitlichen Verlauf. Es wird eindrücklich gezeigt, dass selbst harte Übergänge zwischen minimalen und maximalen Massenströmen nicht zu einer nennenswerten Reaktion im Tankdruck führen. Lediglich ein Stopp der Ent-

nahme zieht einen Anstieg im Druck nach sich, da die verbleibende Restwärme im Verdampfer zusammen mit dem natürlichen Wärmeeintrag in das System zu einem Druckanstieg führt. Ebenso führt das Wiederauffahren zu einer kleinen Unterschreitung des Soll-Druckes, was wiederum mit der verzögerten Wärmeeinbringung in den Tank durch den Verdampfer erklärt wird.

Für den autonomen Boot-Up lässt sich somit folgendes Fazit zusammenfassen:

- Der prinzipielle Ablauf und die Machbarkeit eines System-Starts ohne eine externe Energiequelle nur über einen Energievorrat aus dem berücksichtigten Gasvolumen heraus ist möglich und wird durch die Tests (mit LN2) bestätigt.
- Ähnlich wie beim elektrischen Start tritt auch beim autonomen Boot-Up eine zeitliche Verzögerung ein, bis der Wärmeeintrag über den Verdampfer einen stabilen Wert erreicht, der ausreichend für die Stabilisierung des Tankdruckes während der Entnahme von Gas aus dem Tank ist.
- Ebenso, wie bereits in den Testdaten des elektrischen Starts gezeigt, reagiert das System im stabilen Betrieb robust auf Änderungen der Lastanforderungen. Das Regelsystem ist in der Lage, auch zeitlich abrupte Änderungen des entnommenen Gasmassenstroms so auszugleichen, dass der Tankdruck keine nennenswerten Schwankungen erkennen lässt.

3.2.2.3.2.3.3 Weitergehende Systemtests

Neben den Tests, die die Hauptziele der experimentellen Untersuchung und der grundsätzlichen Validation des Gesamtsystems verfolgen - also den Nachweis der beiden Prozesse des Systemstarts und die stabile Versorgung mit geregelter Tankdruck - sind im Rahmen der Kampagne weitergehende Tests durchgeführt worden, die der Entwicklung eines tiefergehenden Systemverständnisses und der Wirkung einzelner Komponenten dienen.

Eine dieser Untersuchungen betraf die Effizienz des Tank-internen Verdampfers, der als zentrales Element im Tanksystem wesentlich für die Funktion ist. Eine der wesentlichen Fragestellungen hierbei war, welcher Prozentsatz der angebotenen Wärmemenge, die über die Rückführung von erwärmtem Prozessgas für die Konditionierung an den Verdampfer gegeben wird, tatsächlich an den flüssigen Stickstoff im Tank abgegeben wird.

Dazu wurden für die verschiedenen Betriebspunkte (\dot{m}_{FC}) anhand der Messungen der Temperaturdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Verdampfers und des zurückgeführten Massenstroms die zugeführte Wärmemenge verglichen, mit der Wärmemenge, die zur Verdampfung bei der jeweiligen Entnahmerate tatsächlich notwendig gewesen wäre. Hier zeigte sich, dass insbesondere bei sehr geringen Massenstromraten, eine Reduktion der Effizienz gegenüber moderaten bis hin zu sehr hohen Massenströmen zu erwarten ist.

In der Konsequenz bedeutet dies, dass bei Betriebspunkten mit nur geringen Entnahmeraten ein im Verhältnis höherer Split einzustellen ist. Dieser Zusammenhang ist in den folgenden Diagrammen kurz gezeigt, in denen auch ein Vergleich zwischen den Messungen und Vorhersagen aus der Modellierung des Verdampfers dargestellt ist.

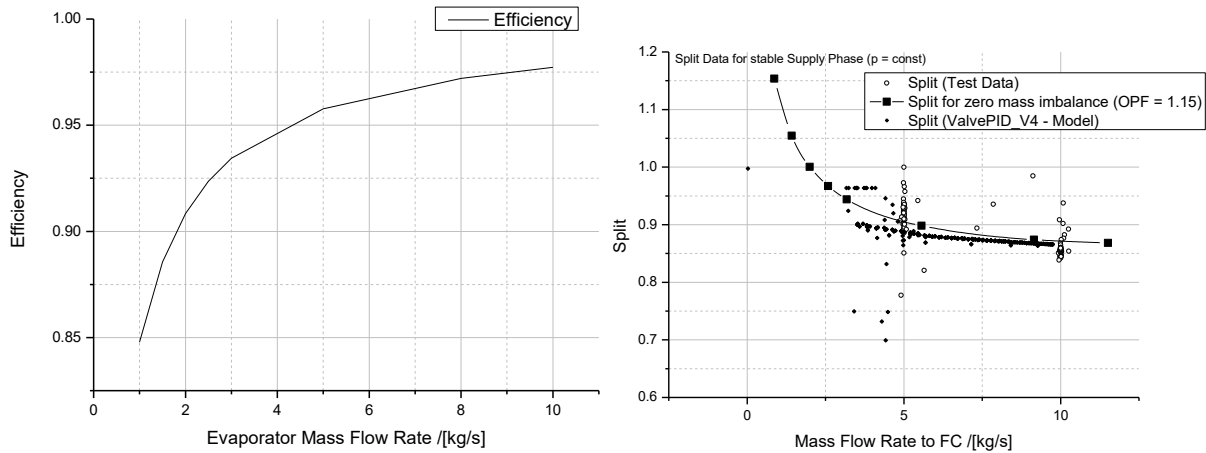


Abbildung 3-42: Wirkungsgrad des Verdampfers über m_{FC} und resultierender erforderlicher Split

3.2.2.3.2.4 Ergebnisse der MT-internen Systemtests mit LN2

Aus den in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Tests und den Messungen werden für die Testkampagne der MT-internen Tests mit LN2 die folgenden Schlussfolgerungen gezogen:

- 1) Das grundlegende Funktionsprinzip einer druckgeförderten Entnahme von gasförmigem Prozessgas (hier N2 als Ersatz zu H2) aus einem kryogenen Lagertank in Verbindung mit einer Tank-internen Verdampfung zur Regelung des Tankdruckes wurde in den Tests bestätigt.
- 2) Die Möglichkeit eines Systemstarts mittels externer elektrischer Energiequelle wurde bestätigt. Ebenso konnte der Systemstart unter Ausnutzung der in einem überdrückten Gasvolumens enthaltene Energie nachgewiesen werden, der ohne zweite, externe Energiequelle auskommt.
- 3) Die Fähigkeit des Systems auch unter (schnell) wechselnden Lastbedingungen einen konstanten Druck im Tank zu halten, in dem über ein Regelsystem die Menge an rückgeführtem Gas jeweils so eingestellt wird, dass die genau benötigte Menge von Gas aus der flüssigen Phase heraus verdampft wird, wurde im Test ebenfalls bestätigt.
- 4) Das Regelsystem zeigt auch bei erzwungenen sprunghaften Änderungen im Lastprofil ein stabiles Regelverhalten.
- 5) Die verwendeten Sensoren - insbesondere die Messung des Füllstandes im Tank über eine kapazitive Messsonde - haben in den Tests die erwarteten Messergebnisse geliefert. Die Nutzung einer kapazitiven Messeinrichtung erscheint daher auch für zukünftige Problemstellungen eine erwägenswerte Alternative - zum Beispiel zu punktuellen Füllstandsmessungen über temperatur-basierten Grenzwertgebern.

- 6) Die Messungen an den verschiedenen Komponenten haben im Grundsatz die Vorhersagen aus den Simulationen bestätigt. Allerdings wurden verschiedene Aspekte erkannt, die in zukünftigen Auslegungen von kryogenen (Treibstoff) Speicher- und Versorgungssystemen beachtet werden müssen:
- Verzögerte Reaktion des Systems zur Einbringung von Energie über die Rückführung erwärmten Gases in den Verdampfer. In Verbindung hiermit die Berücksichtigung der thermischen Trägheit von Komponenten (Ventile), deren Erwärmung - insbesondere beim Systemstart - einen signifikanten Teil der zugeführten Prozesswärme binden.
 - Energieverlust über unzureichende Isolation der Leitungen vom HX zum Verdampfer
 - Abnahme der Effizienz des Verdampfers bei sehr geringen Entnahmeraten

Aus den geschlussfolgerten Ergebnissen wird die MT Aerospace- interne Testkampagne des Dewar-tanks mit angeschlossenem Regelsystem als erfolgreich bewertet. Der Tank mit angeschlossenem Mess-System wurde gemäß der Gesamtplanung nach De-integration des Testaufbaus an die MTU überstellt, in deren Haupt-Verantwortung dann der Systemtest mit flüssigem Wasserstoff bei dem externen Testinstitut ET Energietechnologie GmbH durchgeführt wurde.

3.2.2.3.3 Test des HFS mit Wasserstoff

3.2.2.3.3.1 Testaufbau

Der wesentlichste Unterschied im Testaufbau des HFS Tests mit flüssigem Wasserstoff bestand darin, dass nun das gesamte System zur Konditionierung des H₂ außerhalb des Tanks und die Regelung durch eine Baugruppe von Ventilen und Wärmetauscher in einer Systemkapsel integriert war, deren Design und Realisierung in der Verantwortung von MTU stand.

Die beiden in der Systemkapsel verbauten Wärmetauscher (HX1 und HX2) sind jedoch direkte Bestellungen der MT Aerospace, deren Auslegung und Design, sowie Fertigung Bestandteil der Entwicklung der MT Aerospace war (siehe §3.2.2.1.6 und §3.2.2.3.1).

Vom Grundkonzept ähnelt der Testaufbau des HFS Tests dem des Dewar-Vortests mit N₂ bei der MT Aerospace. Unterschiede im Detail liegen aber in folgenden Teilen des Aufbaus:

- Sicherheitsarchitektur:** Neben federbelasteten und elektrisch aktuierten Ventilen zur Druckentlastung des Dewars wurden weitere Ventile eingebaut. In den Ableitungen des H₂ in die Umgebung über einen Kamin wurde außerdem noch ein Massenstrom-Messgerät eingebaut, um Verluste durch Boil-Off, bzw. gezielte Druckentlastung feststellen zu können.
- Mess-System:** Die Messungen von Temperaturen im Tank wurden durch zusätzliche Sensoren an verschiedenen Stellen im Tank erweitert, so dass nun insgesamt mehr Informationen über die vertikale Temperaturschichtung des H₂ im Dewar verfügbar war.

An verschiedenen Stellen innerhalb der Systemkapsel Messwerte abgenommen, um mehr Daten über lokale Drücke, bzw. Druckverluste über einzelne Komponenten zu ermitteln, bzw. um lokale Temperaturen in der Strömung zu ermitteln.

Zusätzlich zu der Messung des Füllstandes im Tank über die kapazitive Sonde wurde der gesamte Dewar-Tank auf einer Wage platziert, die über das Gewicht des Tanks Rückschlüsse auf die enthaltene Menge an H₂ gegeben hat.

- Ventil-System: Die im Vortest verwendeten pneumatisch angesteuerten Ventile wurden durch elektromotorisch angesteuerte Ventile ersetzt, deren fluid-dynamische Kennwerte denen der Auslegung aus §3.2.2.1.5 entsprachen
- EGW-Kreislauf: Entsprechend dem höheren Wärmebedarf des Systems beim Betrieb mit H₂ wurde ein leistungsfähigeres System zur Erwärmung des EGW verwendet, das auch höhere Massenstromraten des EGWs durch die beiden HX aufrecht erhalten konnte.
- Regelsystem: Eine grundsätzliche Änderung im Systemkonzept liegt darin, dass das Regelkonzept als Regelgröße nicht den Tankdruck, sondern den Druck am Austritt des Wasserstoffs am Austritt (also an der Übergabestelle an die BZ) nutzt. Dazu hat die MTU den zu Grunde liegenden Regelalgorithmus von dem im MT Test verwendeten einfachen PID-Algorithmus zu einem kaskadierten Algorithmus weiterentwickelt.
- HX2: Im Gegensatz zum MT-internen Test, bei dem es keine Erfordernisse für das Erreichen einer Mindest-Austrittstemperatur des N₂ gab, war es Ziel des Tests mit H₂, die erreichte Austrittstemperatur zu messen und gegen die Anforderungen zu vergleichen. Daher war nun auch der HX2 zur Wieder-Erwärmung des durch den Verdampfer geleiteten H₂ teil des Testaufbaus.

In dem folgenden schematischen Diagramm in Abbildung 3-44 ist der prinzipielle Testaufbau mit dem angeschlossenen Sensorsystem, bestehend aus Druck-, Temperatur-, Massenstrom-, und Füllstands-Sensoren zu sehen. Die 5 Haupt-Baugruppen - Dewar-Tank, Systemkapsel, Sicherheits- und Venting-System, sowie das Befüll- und das EGW-System - sind darin gruppiert angeordnet.

Die reale Testanordnung (ohne EGW-System) ist in der fotografischen Abbildung unten gezeigt. Zu erkennen sind die Haupt-Baugruppen Dewar-Tank und Systemkapsel. Letztere ist in zwei Komponenten unterteilt - ein „kalter“ Bereich, in dem alle Ventile untergebracht sind, die tiefkaltes Medium führen und ein „wärmer“ Bereich, in dem die Steuerventile (MOV1 und MOV2) sowie die beiden Wärmetauscher untergebracht sind.

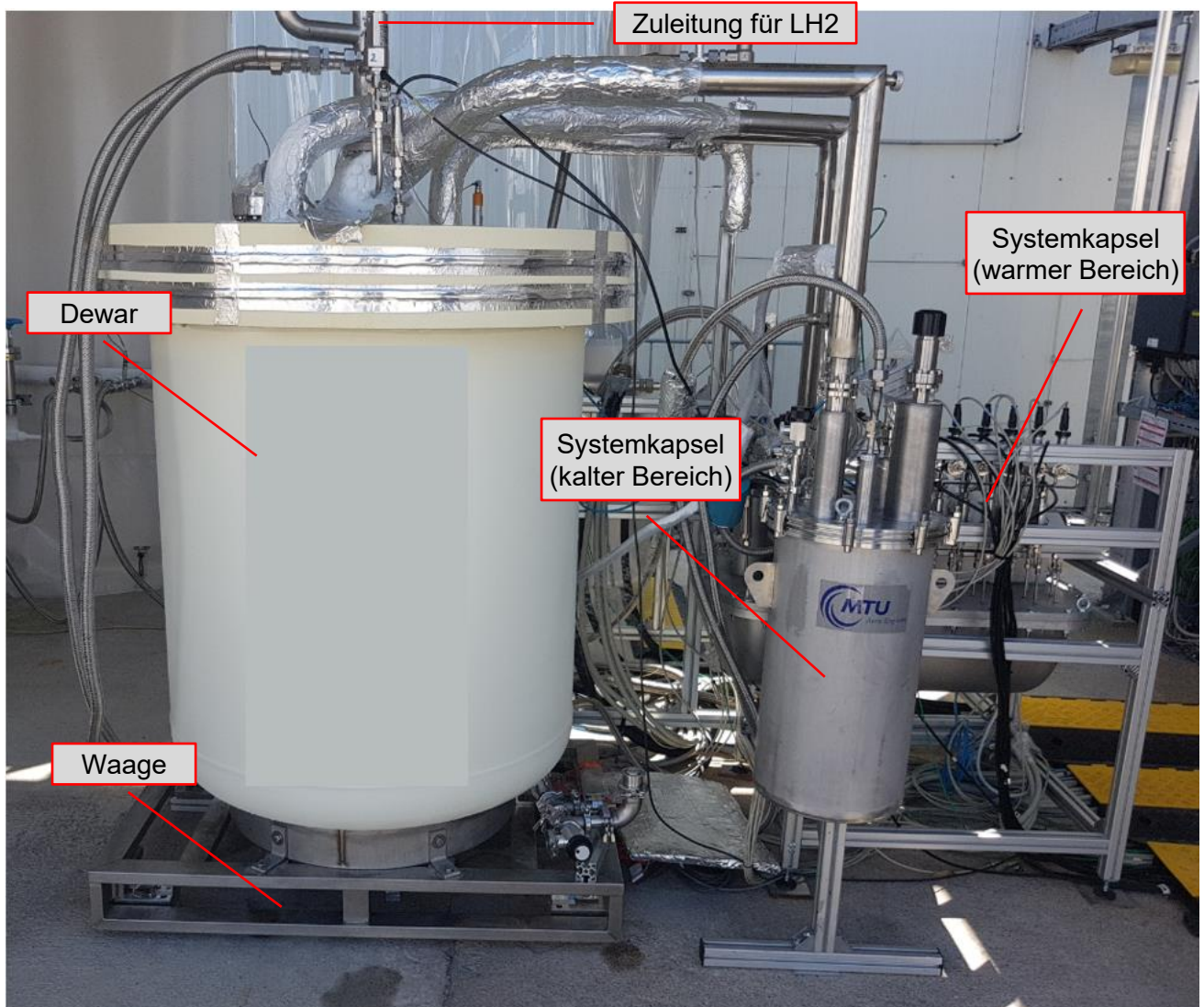


Abbildung 3-43: Testaufbau bei ET

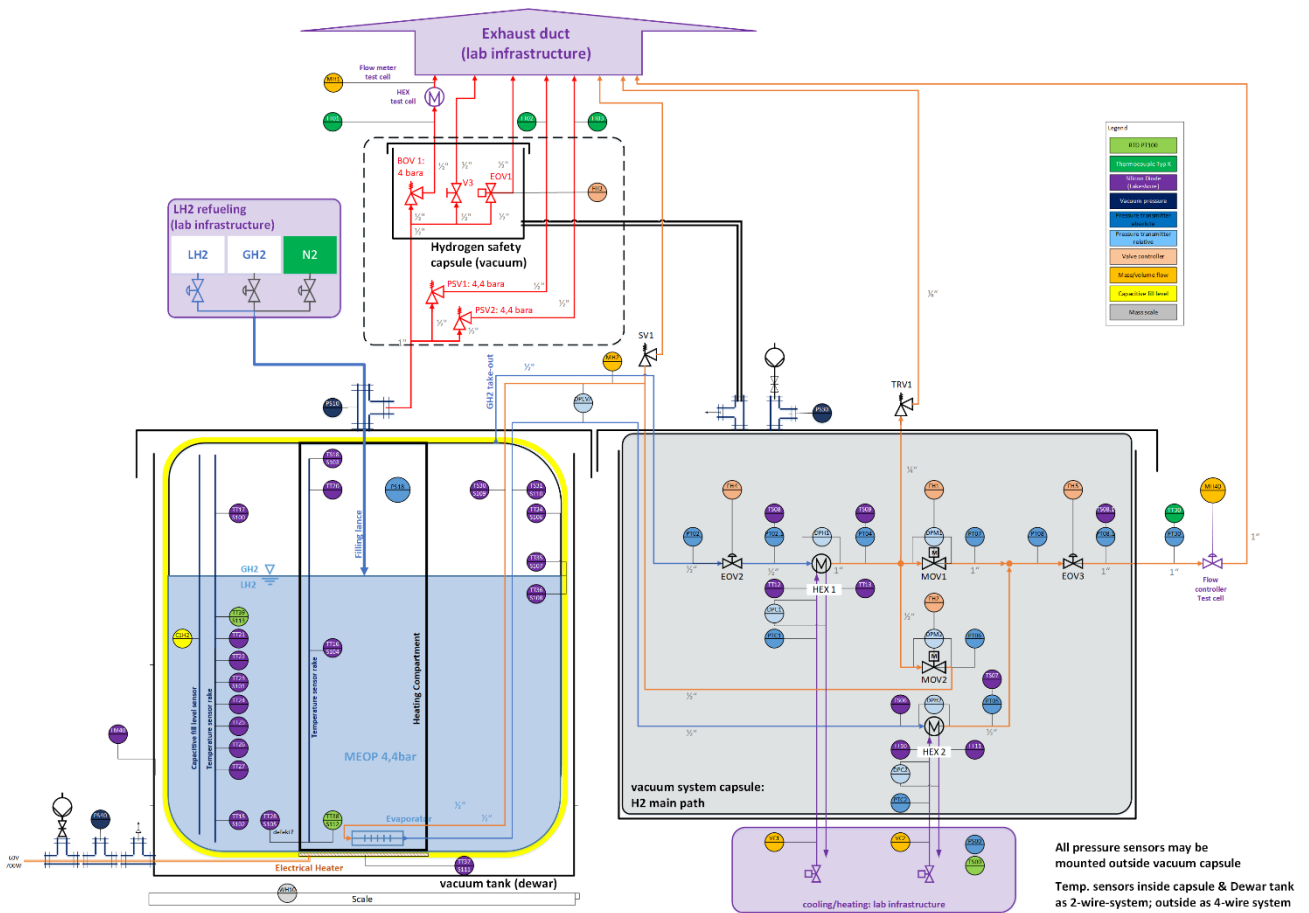


Abbildung 3-44: P&ID für den Testaufbau, wie er für die H2-Test bei ET Energietechnologie realisiert wurde

3.2.2.3.3.2 Durchgeführte Tests und relevante Ergebnisse

Die bei ET durchgeführten Tests waren im Grundsatz so angelegt, dass der Nachweis der Systemfunktion - also das Starten des Systems mittels elektrischem Heizer oder mittels Druckpolster im Ullage-Volumen, sowie die stationäre Versorgung mit konstant gehaltenem Tank-Druck - durchgeführt werden konnte.

Daneben sind eine Vielzahl von Versuchsreihen gefahren worden, die Detailfragestellungen beleuchten sollten, beispielsweise die strömungsmechanische Charakterisierung der Ventile (Kv über Schließwinkel), oder die Parameter-Abstimmung des MTU-eigenen Regelalgorithmus.

Im Folgenden werden die relevantesten Ergebnisse aus den Tests dargestellt und diskutiert.

3.2.2.3.3.2.1 Systemstart und Übergang in die stabile Versorgung mit konstantem Tankdruck

Die Simulation des Hochfahrens über einen elektrischen Heizer ist für die wesentlichen Parameter in der Abbildung 3-45 gezeigt.

Zunächst erkennt man anhand des Druckverlaufs ab etwa 380 s einen Anstieg des Tankdrucks von etwas mehr über 1 bar (Druck nach Betanken) auf etwa 2 bar, was dem simulierten minimalen Entnahmedruck zu Beginn der Betriebsphase entsprach. Ab Erreichen des Druckniveaus von 2 bar bei $t = 560$ s wurde der elektrische Heizer abgeschaltet und die Entnahme von H₂ begann. In Folge der Rückführung von erwärmtem H₂-Gas steigt die eingebrachte Wärmeenergie über den Evaporator rasch an und erreicht in der Spitze einen Wärmeeintrag von etwa 2 kW.

Dies bewirkt einen nur sehr geringen zwischenzeitlichen Abfall des Drucks auf 1.9 bar, bevor der Tankdruck dann weiter steigt und auf den zunächst eingestellten Set-Point von 2.5 bar gebracht und dann gehalten wird.

In der weiteren Folge erkennt man, dass der Druck im Tank einem sich ändernden Soll-Druck folgt, während die Entnahmerate ebenfalls ein zeitliches Profil „abfährt“, das durch einen zeitlich-veränderlichen, vorgegebenen Massenstrom definiert ist.

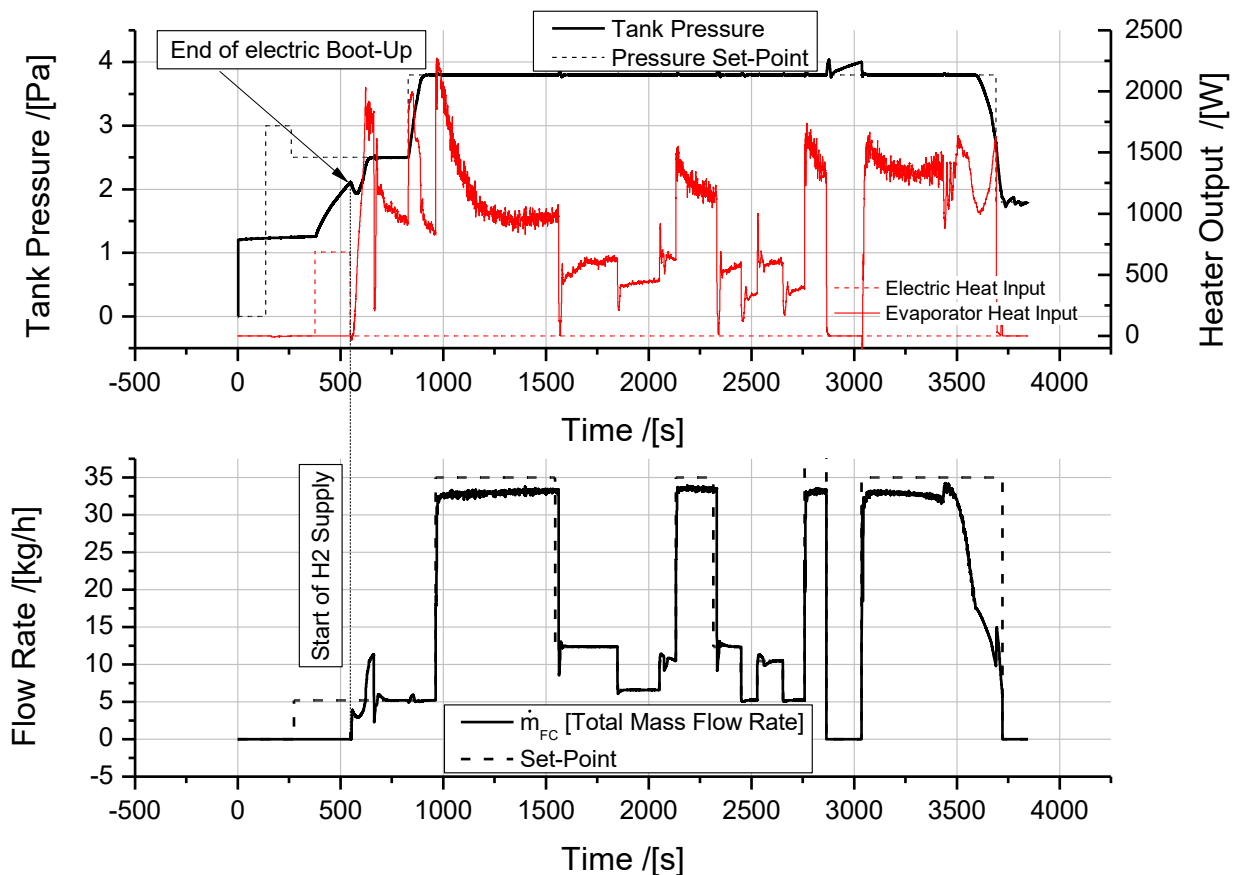


Abbildung 3-45: Elektrischer Systemstart und anschließende Phase der stabilen Versorgung

Anhand der Daten erkennt man, dass sowohl die Änderung des vorgegebenen Soll-Drucks, als auch eine Änderung der entnommenen Gas-Masse pro Zeiteinheit nicht zu Unstetigkeiten im Tankdruck führen. Das Regelsystem über eine modulierte Wärmeeinbringung in den Tank zeigt hier - wie auch bereits in den Vortests mit N₂ - ein sehr stabiles und robustes Verhalten.

Man erkennt im unteren Bereich des Diagramms, dass das System nicht die angeforderte Menge von 35 kg/h abgibt, sondern beim Ist-Massenstrom bei etwa 33 kg/h verharret. Dies liegt an dem Umstand, dass mit dem maximal gefahrenen Tankdruck von knapp 4 bar in Folge der Druckverluste in den Ableitungen kein höherer Massenstrom zu erzielen war. Zwar hätte man den Druck im Tank auf Werte über 4 bar vergrößern können - allerdings wurde sich im Hinblick auf die Betriebssicherheit entschieden, den Tank nicht oberhalb des nominellen Design-Drucks zu betreiben (der Prüfdruck des Tanks lag jedoch bei > 4.4 bar, so dass hier eine ausreichende Sicherheit bestand.)

Der Systemstart aus einer Situation eines bedrückten Tanks heraus (autonomer Boot-Up) wurde in den Testreihen - analog zu den Vorversuchen mit N₂ - ebenfalls experimentell untersucht. Die folgende Abbildung zeigt exemplarisch für einen durchgeführten Test den Verlauf des Tankdrucks, sowie den der entnommenen Massenstromraten und dem Durchfluss durch den Verdampfer.

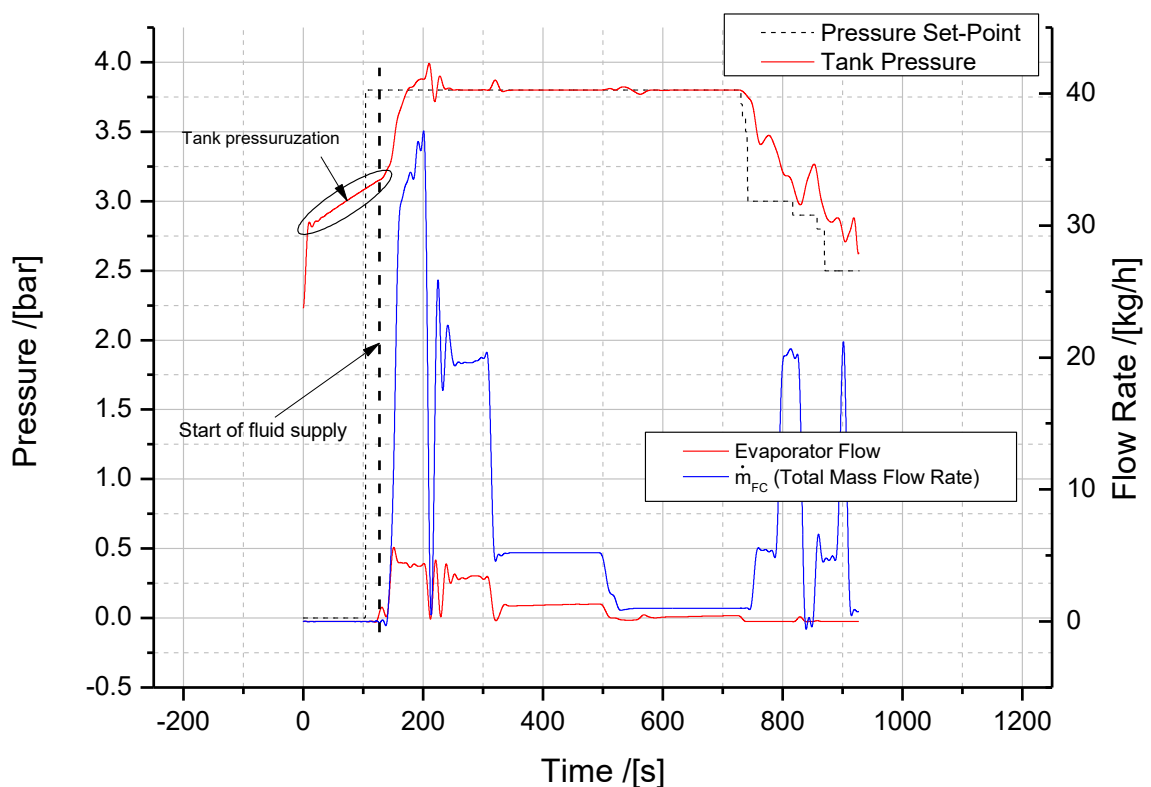


Abbildung 3-46: Autonomer Systemstart mit Entnahmephase

Der Abbildung 3-46 ist zu entnehmen, wie noch vor Beginn der Entnahme von Gas zunächst der Druck im Tank durch Bedrückung von Außen auf einen Wert von etwas mehr als 3 bar gebracht

wurde (Zielgröße waren etwa 3 bar zum Starten des Systems). Ab $t = 130$ s startete dann die Entnahme von H₂ aus dem Tank, wobei ein Massenstrom von etwa 5 kg/h durch die Stellung der Ventile MOV1 und MOV2 durch den Verdampfer geleitet wurde, um Prozesswärme in den Tank einzubringen.

Nach Beginn der Entnahme und dementsprechend dem Durchfluss des Verdampfers steigt der Tankdruck dann deutlich an und erreicht den vorgegebenen Soll-Druck von 3.8 bar auf den das System dann im weiteren Verlauf der Entnahme einregelt. Es kommt in der anschließenden Entnahmephase, neben der bereits diskutierten Änderung der vorgegebenen Entnahmerate, auch kurzzeitig zu einem kompletten Stopp der Entnahme, was allerdings nicht durch eine entsprechende Vorgabe im Soll-Wert bewirkt wurde, sondern an einer fehlerhaften Einstellung von Regelparametern des Massenstrom-Controllers. Man erkennt speziell zu den Zeiten, zu denen der Massenstrom zum Erliegen kommt, kurzzeitige Abweichungen vom Soll-Druck, die durch Rest-Wärme im Verdampfer verursacht werden.

Was im Vergleich zu den Test-Ergebnissen mit N₂ deutlich wird, ist, dass sowohl im elektrischen Systemstart und insbesondere auch im autonomen Systemstart eine kurzzeitige Druck-Abnahme zu Beginn der H₂-Förderung an den Verbraucher im Falle des Betriebs mit Wasserstoff deutlich geringer ausfällt als bei N₂. Dies wird auf zwei Gründe zurückgeführt:

- Im Testaufbau bei ET (Wasserstoff) sind sowohl die Ventile, als auch die Verbindungsleitungen zwischen den Komponenten der Konditionierung und Regelung und dem Tank sehr viel effektiver isoliert. So sind alle Komponenten der Konditionierung (HX, MOV1/2) in eine Vakuum-Kammer untergebracht und auch die Verbindungsleitungen sind Vakuum-Isoliert. Daher kann mit einem deutlich geringeren Wärmeverlust bei der Übertragung der Prozesswärme vom HX1 in den Verdampfer gerechnet werden.
- Das Prozessgas - also H₂ - ist wegen der sehr viel größeren spezifischen Wärmekapazität im Vergleich zu N₂ in der Lage, signifikant mehr Wärme in den Verdampfer zu tragen.

Setzt man für ein zwei-atomiges Gas vereinfachend an, dass $c_v = 5/2R$ und $R = \frac{R_m}{M}$, woraus

folgt $c_v = \frac{5}{2} \frac{R_m}{M}$, dann ist wegen $\frac{M_{H_2}}{M_{N_2}} = \frac{2.015 \frac{g}{mol}}{28 \frac{g}{mol}} = 0.07$ die spezifische Wärmekapazität des N₂

nur ein 14tel so groß, wie die des H₂.

Dies bedeutet, dass der Wasserstoff pro transportierter Masse im Vergleich zum Stickstoff sehr viel mehr Energie in den Tank einbringt, selbst wenn das Prozessgas (N₂ oder H₂) mit identischer Temperatur den HX 1 verlassen würde, was dem Idealfall eines HX mit einer Effizienz von 1.0 entspräche.

Der Gesamtwärmebedarf des Systems in der Phase einer geregelten Versorgung lässt sich anhand der gemessenen Daten von Massenstrom und Enthalpie-Differenz zwischen Ein- und Austritt am den beiden Wärmetauschern ermitteln. Die so generierten Wärmeübertragungsraten des HX1 und es HX2 sind im folgenden gezeigt:

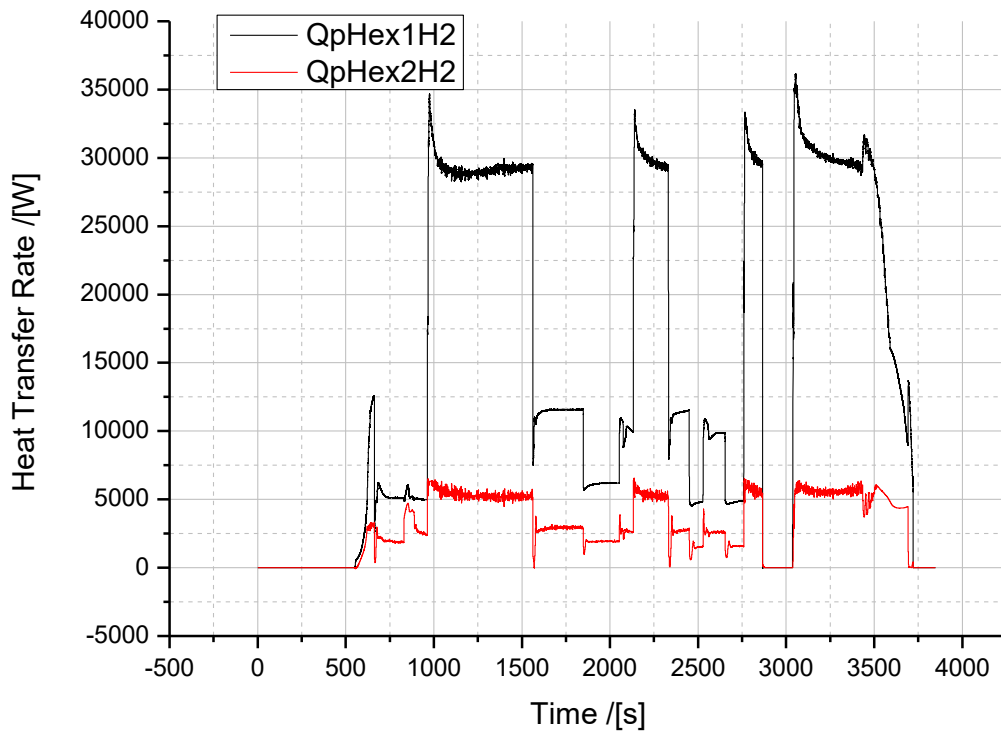


Abbildung 3-47: Erreichte Wärmeübertragung in den Wärmetauschern.

3.3 Fazit

Im Rahmen des Fördervorhabens „H2Prop“ wurden zentrale Entwicklungsschritte hin zur Realisierung von Wasserstoff-betriebenen Flugzeugantrieben durchgeführt. Die beschriebenen Arbeiten wurden mit dem Ziel der Konzeption und Demonstration eines Systems durchgeführt, welches kryogen gespeicherten Wasserstoff an eine Brennstoffzelle liefert, die das chemische Energiepotenzial in elektrische Energie umwandelt und einen elektrischen Motor zum Antrieb eines Propellers versorgt.

Die folgende Zusammenfassung listet die wichtigsten Ergebnisse und Erkenntnisse der Entwicklung auf:

- **Systemkonzept für kryogene Lagerung und Bereitstellung von flüssigem Wasserstoff:**
Auf Basis von zunächst in Zusammenarbeit mit der MTU erarbeiteten Anforderungen wurde zur Speicherung des Wasserstoffs ein doppelwandiges, vakuumisoliertes Tanksystem entwickelt (HFS). Die Aufhängung des Innentanks im Außentank erfolgt über eine Struktur aus 24 Streben aus thermisch schlecht leitendem Material, um parasitäre Wärmeeinträge in den Tank zu minimieren.
- **Konzept zur Konditionierung und Förderung des H2 an den Verbraucher:**
Aus verschiedenen möglichen Verfahren, Wasserstoff in einem wohl-definierten Zustand in Bezug auf Druck und Temperatur an einen Verbraucher (Brennstoffzelle) zu liefern wurde ein Konzept entwickelt, dass die Förderung von gasförmig aus dem Tank entnommenen H2 durch ein Druckgefälle an den Verbraucher liefert. Hierzu wird innerhalb des Tanks gezielt Energie eingebracht, die entweder durch eine elektrische Heizung oder über die Abwärme der Brennstoffzelle bereitgestellt wird. Dieses Konzept der **internen Verdampfung** wurde gegenüber anderen Verfahren, wie einer externen Verdampfung oder einer Förderung durch eine Pumpe bevorzugt, da es als robuster, zuverlässiger und weniger komplex bewertet wurde.
- **Komponentenentwicklung:**
Neben der Entwicklung auf Systemebene, zu der die Konzeption der Systemarchitektur und die numerische Simulation des Systemverhaltens zur Vorhersage verschiedener Leistungsparameter und zum Nachweis der Kern-Funktionalitäten des Systems gehören, wurden auch Einzelne Komponenten und Baugruppen im Detail entwickelt, realisiert und getestet.

- Hierzu gehören:
 - Tankstruktur: Als eine der Haupt-Baugruppen des Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystem HFS wurde die Tankstruktur entworfen und strukturell und thermisch untersucht. Hierzu zählen die strukturelle Festigkeit des druckbelasteten Innentanks, sowie der Untersuchung des Außentanks, der als Vakuumschale dem Außendruck standhalten muss. Der Außentank ist im Sinne eines zweiten Containers aber auch Teil der Sicherheitsarchitektur, so dass seine Konstruktion im Fehlerfall auch einer Innendruckbelastung standhalten soll, um ein unkontrolliertes Austreten von H₂ in die unmittelbare Umgebung zu verhindern. Neben den beiden Tankwänden war auch das Design der Aufhängung ein wichtiger Bestandteil des Entwurfs, da das Aufhängungskonzept auf der einen Seite nur einen minimalen Wärmeeintrag in den Innentank verursachen sollte, gleichzeitig aber mechanische Lasten aus Beschleunigung und thermischem Schrumpfen des Innentanks abtragen können muss.
 - Wärmetauscher zur Erwärmung tiefkalten Wasserstoffs mit Hilfe von Prozesswärme, die über einen Zustrom von Kühlmittel bereitgestellt wird. In einem Auswahlverfahren wurde das Arbeitsprinzip eines Microchannel-Wärmetauschers als effizientes Arbeitsprinzip identifiziert und in ein Design umgesetzt, das mit der Herstellung mittels 3d-Druckverfahren verträglich ist.
 - Ventilkonfiguration und Regelkonzept für die Regelung des Tankdrucks. Es wurde ein Konzept entwickelt, das über zwei gegenläufig angesteuerte Regelventile eine Modulation der in den Tank eingebrachten Prozesswärme ermöglicht. In Verbindung mit den strömungsmechanischen Charakteristika der Ventile wurde ein Regelalgorithmus entwickelt und im Rahmen von Systemtests in Labview implementiert und auf seine Funktion hin untersucht.
- Ableitung von Test-Hardware. Gegenüber den gestellten Anforderungen eines Wasserstoff Speicher- und Versorgungssystems wurde ein Konzept und ein Design eines HFS entwickelt, das insbesondere den geometrischen Zwangsbedingungen - also Integrierbarkeit in ein Flugzeug als Experimentträger (Do228) und Integrierbarkeit mit der Systemkapsel - Rechnung trägt. Für die Durchführung von (bodengebundenen, da in Laborumgebung) geplanten Systemtests wurde jedoch ein Design angestrebt, das auch innerhalb des Tanks eine Zugänglichkeit für Inspektionen und Wartungsarbeiten, bzw. für Modifikationen am Aufbau ermöglicht. Daher wurde von dem entwickelten flugrepräsentativen Tanksystem ein funktionalrepräsentatives Tanksystem abgeleitet, das in Bezug auf verschiedene Merkmale von einem Flug-Tank abweicht, das jedoch über die gleichen Funktionen und Fähigkeiten verfügt. Im Ergebnis wurde ein Dewar-Design eines doppelwandig-vakuumsolierten Tanks entwickelt, das nahezu unskaliert in Bezug auf Volumen und Betriebsparameter war, und das somit über ein vergleichbares Systemverhalten verfügt.
- Es wurden im Rahmen verschiedener Testkampagnen experimentelle Untersuchungen auf Komponenten-Level, sowie auf System-Level durchgeführt. Die drei wesentlichen Testkampagnen umfassten:

- Tests auf Komponentenebene zum Nachweis der Wärmetauscher. Hierzu zählten sowohl Druck-Tests, wie auch Tests zur Dichtigkeit und Reinheit aber insbesondere auch Funktionstests in relevanter Umgebung - also durchgeführt mit tiefkaltem Wasserstoff. In letzteren Tests wurde das Funktionsprinzip der Micro-Channel Wärmetauscher nachgewiesen. Aus den gefundenen Testdaten wurden mit Hilfe von Korrelationsrechnungen Design-Inputs abgeleitet, die bei zukünftigen Auslegungsrechnungen mit einfließen.
- Tests auf Systemebene mit flüssigem Stickstoff. Das HFS Gesamtsystem wurde in einer vereinfachten Form in hausinternen Tests mit flüssigem Stickstoff getestet. Haupt-Ziel dieser Tests war eine erste Validierung des Systems und der grundlegenden Funktionsprinzipien - also die Versorgung eines Verbrauchers mit einem stabilen Versorgungsdruck, sowie das Starten des Systems aus einem Ruhezustand über zwei verschiedene Prozesse. Zum einen unter zur Hilfenahme einer externen elektrischen Energiequelle und zum anderen allein durch ein aufgebautes Druckpolster im Ullage (Gas-Volumen) des Tanks. Die Tests haben gezeigt, dass sowohl der Systemstart über die beiden beschriebenen Arten mit dem realisierten System möglich sind als auch, dass das Konzept der Druckregelung und Medienförderung über die interne Verdampfung von Prozessgas im Tank funktionieren. Somit konnte in den Vortests die Grundfunktionalität und das Systemkonzept erfolgreich nachgewiesen und validiert werden.

Für die MT Aerospace internen Tests wurde die Baugruppe zur Druckregelung und Erwärmung des Mediums in vereinfachter Form in offener Bauweise realisiert. Die hier verwendeten Komponenten
- Systemvalidierung in relevanter Umgebung mit flüssigem Wasserstoff. Dieser Test ist unter Federführung der MTU bei einem externe Testinstitut durchgeführt worden. Beistellung seitens der MT Aerospace waren der Testtank (Dewar), sowie die beiden Wärmetauscher, die in der ebenfalls zum Testaufbau gehörenden Systemkapsel vorintegriert und für den Test mit dem Tank verbunden wurden. Diese Testkampagne hatte zum Ziel ein funktional-repräsentatives Tanksystem mit den relevanten Median - also im Kern mit Wasserstoff - zu testen und die Funktionalität nachzuweisen und zu validieren. Daher gehörten wieder Testläufe des Systemstarts über die beiden beschriebenen Prozessführungen, sowie die simulierte Entnahme entlang eines vorgegebenen Leistungsprofils zu den wichtigsten Bestandteilen der Tests. Daneben wurden aber auch bestimmte Versuche durchgeführt, um verwendete Bauteile und Baugruppen unter relevanten Betriebsbedingungen mit Wasserstoff zu charakterisieren und um Testdaten für die Korrelation mathematischer Modelle zu generieren. Zusammenfassend führten die Tests zu dem Ergebnis, dass das Systemkonzept und die Funktionsweise über die Tests bestätigt werden konnten. Insbesondere das Starten des Systems und die Versorgung einer Brennstoffzelle mit Wasserstoff innerhalb einer geregelten Spanne von Druck und Temperatur wurde durch die Tests nachgewiesen. Das verwendete Regelkonzept und die zu Grunde liegende Regel-Software hat gezeigt, dass das System robust gegenüber von außen aufgetragenen Änderungen der Leistungsanforderung reagiert.

Zusammenfassend wurde im Rahmen des Projekts ein funktionsfähiges Demonstrator-System entwickelt, das die Grundprinzipien eines Wasserstoff-betriebenen Flugzeugantriebes nachweist. Die Ergebnisse tragen maßgeblich zur Weiterentwicklung und Validierung von kryogenen Speichersystemen im Luftfahrtbereich bei.