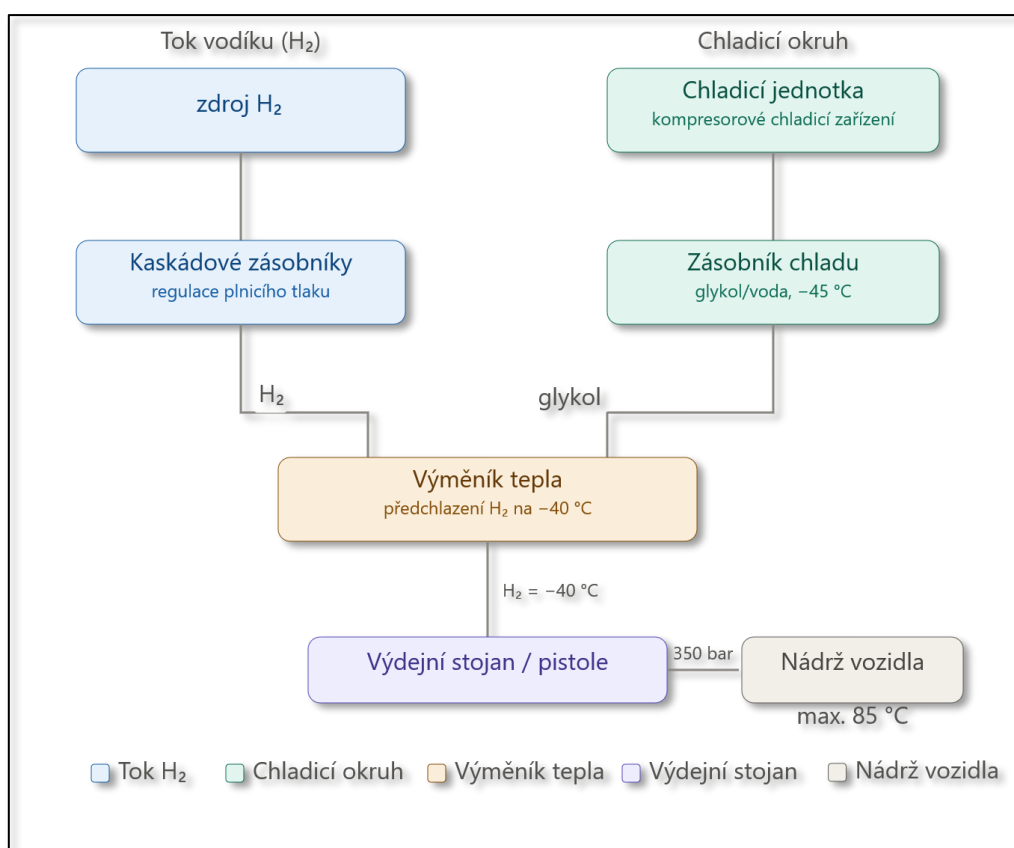


Model teplotní stabilizace



Tento výsledek je spolufinancován se státní podporou Technologické agentury ČR
v rámci Programu Národního centra kompetence.

NÁZEV VÝSLEDKU

Model teplotní stabilizace

PROJEKT

Národní centrum vodíkové mobility (TN02000007)

NÁZEV DÍLČÍHO PROJEKTU

Ekosystém plnění vodíku rychlostí přesahující 60 g H₂/s

ZPRACOVATEL

Vysoké učení technické v Brně (VUT v Brně)

APT, spol. s r.o. (APT)

Centrum dopravního výzkumu, v. v. i. (CDV)

AUTORSKÝ TÝM

Ing. Michael Böhm, Ph.D., VUT v Brně

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D., VUT v Brně

doc. Ing. Pavel Charvát, Ph.D., VUT v Brně

Ing. Vladimír Dynda, CSc., APT

Ing. Bronislav Vahalík, CDV

Obsah

1	Úvod	3
2	Teplotní stabilizace při rychlém plnění	4
2.1	Mechanismy teplotních změn.....	4
2.2	Způsoby předchlazení vodíku.....	4
2.3	Teplotní a provozní limity	6
3	Rozložení teploty v tlakové láhvi při plnění	7
3.1	Vliv geometrie a proudění	7
3.2	Kvalitativní vyhodnocení.....	7
4	Simulační model chlazení.....	9
4.1	Rozsah a hlavní předpoklady	9
4.2	Samostatný model chladiče	9
4.2.1	Model a okrajové podmínky.....	9
4.2.2	Výsledky pro jednotlivé výstupní teploty	11
4.2.3	Požadovaná výstupní teplota -40 °C.....	12
4.2.4	Požadovaná výstupní teplota -30 °C.....	13
4.2.5	Požadovaná výstupní teplota -20 °C.....	14
4.2.6	Požadovaná výstupní teplota -10 °C.....	15
4.2.7	Požadovaná výstupní teplota 0 °C.....	16
4.2.8	Vyhodnocení samostatného modelu	17
4.3	1D model chladiče integrovaný do výdejního zařízení	18
4.3.1	Popis modelu	18
4.3.2	Vliv okolní teploty na stav naplnění	19
4.3.3	Teploty plynu a konstrukce láhve.....	20
4.3.4	Požadovaný výkon integrovaného chladiče	21
4.4	Omezení modelu	22
5	Doporučení pro návrh chladicího systému.....	23
6	Závěr	24
7	Literatura	25
8	Seznam obrázků.....	26
9	Seznam tabulek	27

1 Úvod

Chlazení vodíku ve vodíkových plnicích stanicích umožňuje rychlé a bezpečné plnění nádrží vodíkových vozidel. Vodík má při podmínkách v plnicích stanicích záporný Joule-Thomsonův koeficient, takže se na rozdíl od většiny plynů, při expanzi ohřívá. K ohřevu při škrcení se při plnění nádrže vozidla přidává ohřev způsobený stlačováním vodíku v nádrži vozidla. Rychlé plnění vodíkových nádrží vozidla trvá pouze několik minut, takže v průběhu plnění není dostatek času na to, aby se teplo z nádrže odvedlo do okolního prostředí. Teplota vodíku v nádrži a teplota samotné nádrže tak mohou v průběhu plnění velmi rychle stoupat. Proces plnění ovlivňují klimatické podmínky, kdy v letních měsících již na začátku plnění může teplota nádrže přesahovat 40 °C (např. v důsledku ohřevu vozidla slunečním zářením). Nádrže vozidel jsou většinou kompozitního typu IV s polymerovou vystýlkou, takže mají povolenou maximální provozní teplotu okolo 85 °C. Je to dáno používanými materiály, především polymerovou membránou zabraňující pronikání vodíku stěnou nádrže. Použité materiály mohou při vysokých teplotách rychle degradovat. Dalším důvodem pro omezování maximální teploty nádrže při plnění je životnost nádrže a snížení bezpečnostních rizik. Aby nedošlo při rychlém plnění k překročení teplotního limitu, musí se vodík před vstupem do nádrže ochladit na nízkou výchozí teplotu, obvykle kolem -40 °C (kategorie T40 dle protokolu SAE J2601), případně -33 °C u méně náročných protokolů). Tím se vytvoří teplotní rezerva, která umožní rychlé plnění bez překročení limitu. Teplota -40 °C byla pro chlazení vodíku zvolena (vypočtena) jako optimální kompromis pro udržení teploty nádrže pod 85 °C při přijatelné energetické náročnosti chlazení a spolehlivosti komponent chladicího systému.

Rychlé plnění tlakových nádrží vodíkem je spojeno s výraznými přechodovými změnami tlaku a teploty. Při přívodu vodíku do nádrže se zvyšuje jeho vnitřní energie v důsledku stlačování, přeměny kinetické energie přiváděného proudu a reálného chování plynu při škrcení. Protože doba plnění činí pouze několik minut, probíhá odvod tepla přes stěnu nádrže do okolí pomaleji než přívod energie do plynu. Bez vhodného řízení plnění a předchlazení vodíku proto může teplota plynu i konstrukce nádrže dosáhnout nepřipustných hodnot [1–4].

Předchlazení vodíku před výdejním zařízením vytváří tepelnou rezervu pro následný nárůst teploty v nádrži. Potřebný chladicí výkon však není konstantní. Mění se s okamžitým hmotnostním tokem, tlakem a teplotou vodíku na vstupu do výměníku, s požadovanou výstupní teplotou a s okolními podmínkami. Pro vysokoprůtočné plnění těžkých vozidel mohou být okamžité nároky na chladicí výkon řádově vyšší než u běžného plnění osobních vozidel, a proto je nutné rozlišovat mezi špičkovým výkonem výměníku, výkonem chladicí jednotky a energií odebranou během celého plnění [5–7].

Cílem této zprávy je popsat jednoduchý 1D model teplotní stabilizace vytvořený v prostředí GT-SUITE, vyhodnotit potřebný tepelný výkon pro ochlazení vodíku na různé výstupní teploty a posoudit chování modelu chladiče integrovaného do výdejní části plnicí stanice. Doplňkově je uvedeno kvalitativní vyhodnocení již provedené simulace rozložení teploty v dlouhé tlakové láhvi. Výsledky představují návrhový podklad pro dimenzování chladicího systému; nenahrazují detailní konstrukční návrh výměníku ani experimentální validaci.

2 Teplotní stabilizace při rychlém plnění

2.1 Mechanismy teplotních změn

Teplotní průběh při plnění je výsledkem několika současně působících mechanismů. Dominantní je komprese již přítomného vodíku v nádrži nově přiváděným plynem. Dále se uplatňuje přeměna kinetické energie proudu po průchodu ventilem a tryskou na vnitřní energii a výměna tepla mezi vodíkem, výstelkou (linerem), kompozitním pláštěm a okolím. Reálné chování vodíku se projevuje také Joule-Thomsonovým jevem; v relevantní části provozního rozsahu může škrcení vodíku přispívat k jeho ohřevu [1,2,7].

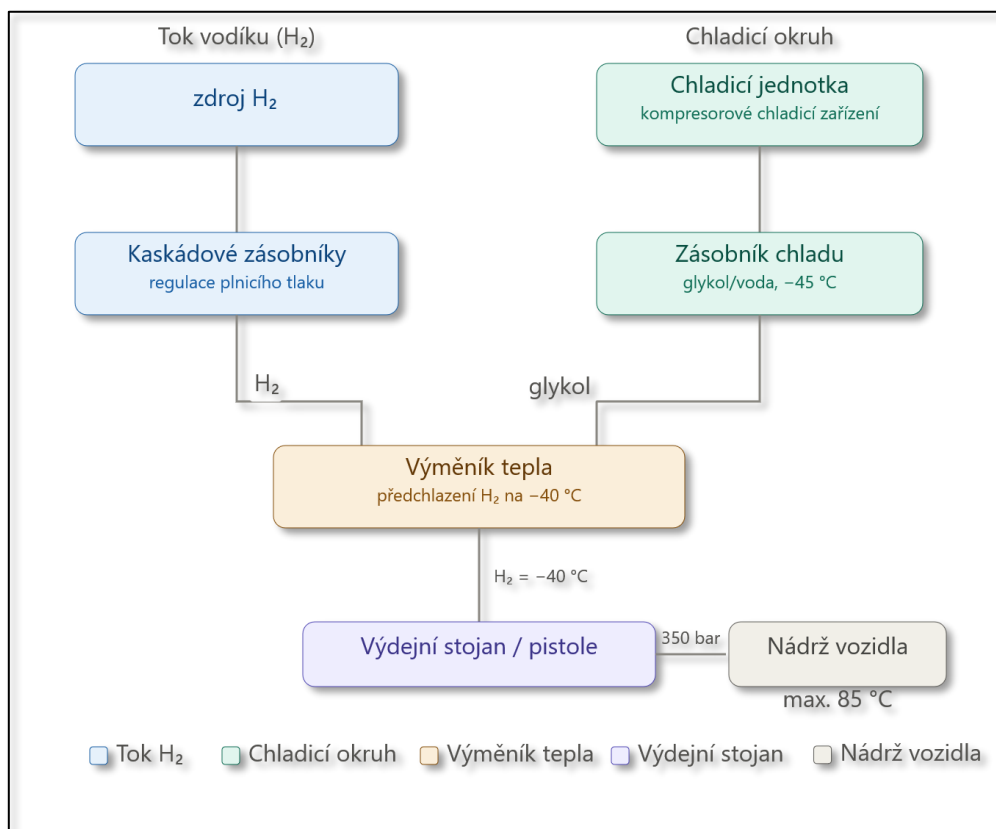
Pro stanovení tepelného toku ve výměníku je při vysokých tlacích vhodné vycházet z rozdílu měrných entalpií reálného plynu, nikoli pouze z aproximace konstantní tepelnou kapacitou. Okamžitý tepelný výkon odebraný z vodíku lze zjednodušeně vyjádřit vztahem:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m} \cdot (h_{in} - h_{out})$$

kde $\dot{m}$ je hmotnostní tok vodíku a h_{in} a h_{out} jsou měrné entalpie na vstupu a výstupu chladiče. Energie odebraná během jednoho plnění je dána časovým integrálem okamžitého chladicího výkonu. Z tohoto důvodu může krátká špička určovat dimenzování výměníku, zatímco průměrný výkon a energie za plnění jsou významnější pro dimenzování chladicí jednotky a zásobníku chladu.

2.2 Způsoby předchlazení vodíku

Chlazení vodíku v plnicí stanici probíhá nepřímo ve výměníku tepla, zpravidla prostřednictvím kapalně teplotnosné látky. Vodík a teplotnosná látka jsou od sebe odděleny stěnou tepelného výměníku a nepřicházejí do přímého kontaktu. Tepelný výměník musí být navržen tak, aby vydržel tlak vodíku, který je výrazně vyšší než u většiny běžných médií v tepelných výměnících. Zjednodušené schéma chlazení vodíku je uvedeno na obr. 1. Protože je výměník tepla umístěn těsně před výdejním zařízením, mění se v průběhu plnění vozidla tlak a průtok vodíku výměníkem tepla.



Obrázek 1: Schematické znázornění chlazení vodíku v plnicí stanici

Pro přípravu chladicího média, kterým je nemrznoucí směs, se zpravidla používají kompresorová chladicí zařízení. Pro dosažení velmi nízkých teplot je někdy nutné použití více kompresorů (chladicích okruhů), protože jedním kompresorem (chladicím okruhem) nelze ochladit teplonosnou látku na požadovanou teplotu. V takovém případě jeden kompresorový chladicí okruh teplonosnou látku předchladí na určitou teplotu a dalším okruhem se teplonosná látka dochladí na požadovanou teplotu. Použití více kompresorů vede k nižšímu chladicímu faktoru (COP) a tedy vyšší energetické náročnosti. Je to jeden z důvodů proč se vodík zpravidla neochlazuje na teploty nižší než -40 °C.

Vzhledem k tomu, že požadavky na chladicí výkon jsou při samotném tankování velmi špičkové (krátký, intenzivní odběr), mohou stanice používat zásobník chlazené teplonosné látky. Chladicí výkon kompresorového chladicího zařízení tak může být výrazně nižší než špičkové chladicí výkony potřebné na chlazení vodíku. Méně výkonná chladicí jednotka teplonosnou látku (kapalinu) průběžně dochlazuje mezi jednotlivými tankováními, takže při samotném plnění lze čerpat z již připravené zásoby chladu, aniž by musela být instalována velmi výkonná a nákladná chladicí jednotka.

Studie zaměřené na předchlazení pro těžká vozidla ukazují, že okamžitý průtok během plnění může být výrazně vyšší než jeho průměrná hodnota. Kombinace průběžného chlazení a částečné tepelné akumulace proto může snížit požadovanou instalovanou kapacitu chladicí jednotky, aniž by se snížila schopnost pokrýt krátké průtokové špičky [6]. Výzkum strategií plnění současně ukazuje, že vhodná změna tlakové rampy nebo teploty přiváděného vodíku v čase může snížit maximální chladicí výkon bez zvýšení celkové chladicí energie [7].

Další možností je kryogenní předchlazení vodíku pomocí kapalného dusíku, kde vodík prochází výměníkem ponořeným v dusíkové lázni nebo chladicím dusíkovým okruhem. To umožňuje dosáhnout velmi nízkých teplot při velmi vysokých chladicích výkonech. Taková zařízení se však vyplatí pouze pro velké aplikace s velkými hmotnostními průtoky vodíku (např. v lodní dopravě), nebo tam, kde je kapalný dusík k dispozici pro jiné účely. Jejich využití je tedy spojeno s odlišnou infrastrukturou a v této zprávě není dále modelováno.

Celý proces chlazení vodíku je definován protokoly jako SAE J2601 nebo ISO 19880-1, které definují, jaká vstupní teplota vodíku je potřeba v závislosti na okolní teplotě, požadované rychlosti plnění a typu vozidla, aby se dosáhlo cílového stavu naplnění nádrže bez překročení teplotních a tlakových limitů.

2.3 Teplotní a provozní limity

Protokoly řady SAE J2601 používají pro výdej vodíku definované teplotní kategorie. U lehkých vozidel zahrnují standardní předchlazené kategorie zejména $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ [8]. Pro těžká vozidla při 35 MPa stanovuje SAE J2601/2 výkonnostní a bezpečnostní požadavky na proces plnění [9]. V literatuře a protokolech je jako horní hranice teploty vodíku v palubním zásobníku běžně uváděno $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7,8].

3 Rozložení teploty v tlakové láhvi při plnění

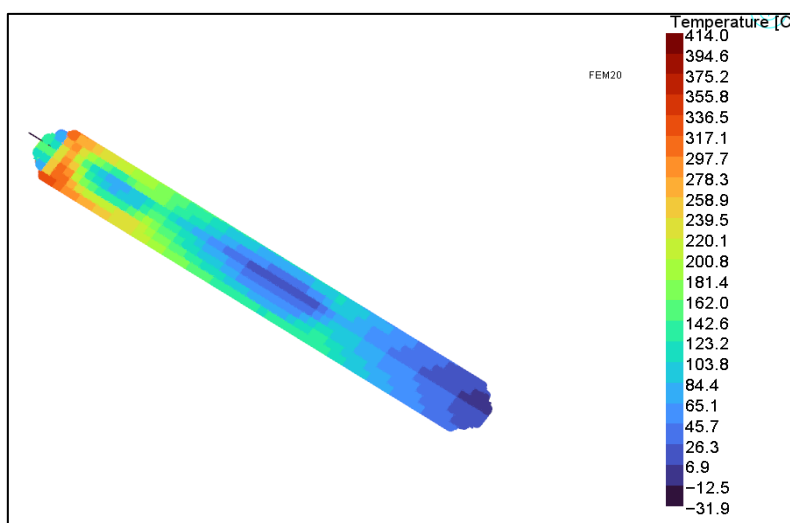
3.1 Vliv geometrie a proudění

Jednozónové 1D modely předpokládají homogenní teplotu plynu v celé nádrži. Tento předpoklad může být vhodný pro kompaktní nádoby s intenzivním promícháváním, jeho přesnost však klesá u dlouhých válcových nádrží. Numerické a experimentálně validované studie ukazují, že u nádrží s poměrem délky k průměru větším než přibližně tři je vhodné uvažovat podélné rozdělení nádrže na více výpočtových zón. U nádrží s vysokým poměrem délky k průměru se mohou nejvyšší teploty plynu a lineru vyskytovat v části vzdálené od přívodu, kde je menší rychlost proudění a slabší lokální promíchávání [3,4]. Lokální překročení teploty pláště nádoby může vést k lokálnímu poškození vystýlky nebo pláště nádoby. Couteau a kol. [10] provedli simulační studii plnění nádrže nákladního vozidla s poměrem délky k průměru 5. Autoři došli k závěru, že teplota nádrže v blízkosti přívodu vodíku má výrazně nižší teplotu než části nádrže vzdálené od přívodu, kde jsou malé rychlosti proudění vodíku.

Teplotní pole je ovlivněno polohou a geometrií vstupu, směrem proudu, okamžitým průtokem, počátečním tlakem, tvarem dna nádoby a přestupem tepla do stěny. Lokální teplotní maximum proto nemusí odpovídat objemově průměrné teplotě vypočtené jednoduchým 1D modelem. Pro bezpečnostní posouzení dlouhých nádrží je vhodné kombinovat 1D systémový model s prostorovým modelem nebo s experimentálními daty.

3.2 Kvalitativní vyhodnocení

Na obr. 2 je uveden výsledek simulace prostorového rozložení teploty. Zobrazení potvrzuje výrazný podélný teplotní gradient. Teplotní pole uvnitř nádrže není homogenní a mezi jednotlivými částmi láhve vznikají významné rozdíly. Výsledek je v této zprávě použit pouze kvalitativně, protože k dispozici nejsou úplné informace o okamžiku plnění, poloze vstupu, počátečních podmínkách a použitém modelu přestupu tepla. Z obrázku proto nelze spolehlivě odvozovat absolutní návrhové teploty ani přímo validovat 1D model.



Obrázek 2: Příklad prostorového rozložení teploty v dlouhé tlakové láhvi během plnění

Pro další vývoj je vhodné vyhodnocovat vedle objemově průměrné teploty také maximální lokální teplotu plynu, vnitřního lineru a kompozitního pláště. Tím lze určit bezpečnostní rezervu mezi jednoduchým 1D výpočtem a lokálním teplotním maximem.

4 Simulační model chlazení

4.1 Rozsah a hlavní předpoklady

Model byl vytvořen v prostředí GT-SUITE jako jednoduchý jednorozměrný systémový model. Jeho cílem není řešit detailní proudění ve výměníku, ale určit okamžitý tepelný tok nutný k dosažení předepsané výstupní teploty vodíku. Vlastnosti vodíku jsou vyhodnocovány pomocí modelu reálného plynu dostupného v simulačním prostředí.

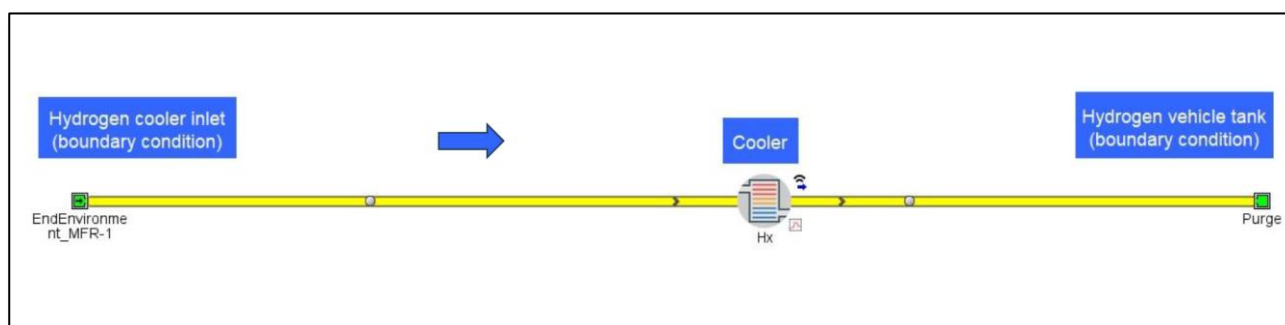
Tabulka 1: Základní podmínky analyzovaných simulací

Parametr	Hodnota / rozsah
Nominální hmotnostní tok	150 g/s
Krátkodobá průtoková špička	přibližně 180 g/s
Doba referenčního plnění	178 s
Počáteční teplota zásobníku	20 °C
Požadovaná teplota za samostatným chladičem	0, -10, -20, -30 a -40 °C
Okolní teplota integrovaného modelu	-20 až 40 °C
Reference SOC = 1	350 bar a 15 °C
Teplotní mez integrovaného modelu	65 °C, konzervativní regulační mez

4.2 Samostatný model chladiče

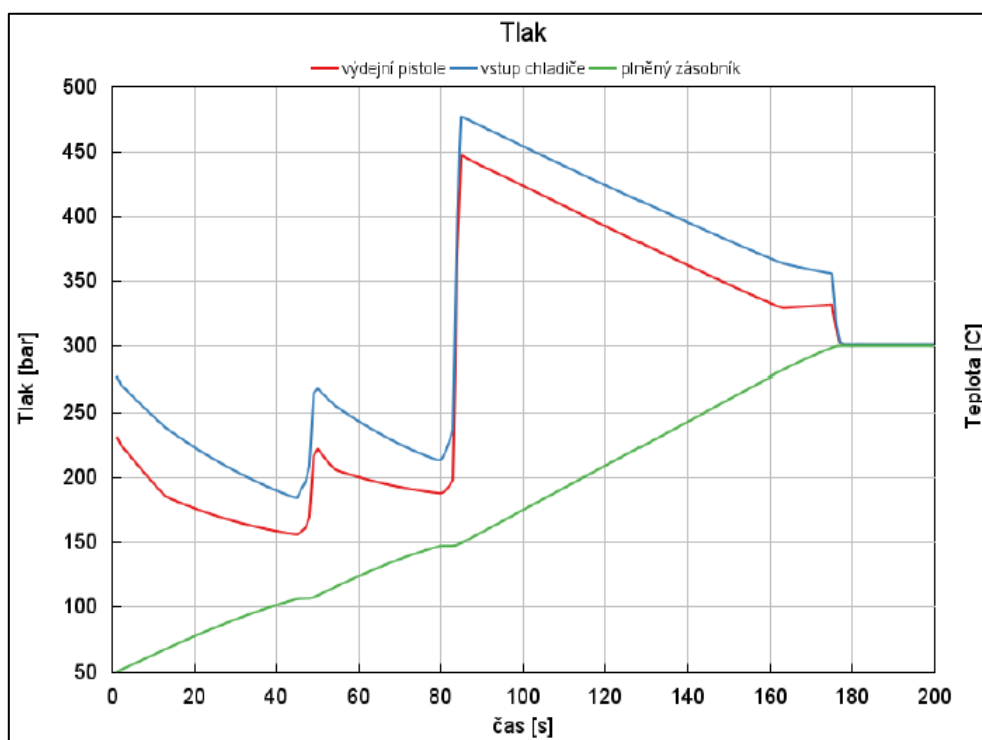
4.2.1 Model a okrajové podmínky

Nejprve byl analyzován samostatný idealizovaný chladič. Vstupní tlak, teplota a hmotnostní tok byly převzaty z výsledků zjednodušeného modelu plnicí stanice se třemi postupně vyprazdňovanými sekcemi zásobníků. Řídicí ventil udržoval předepsaný průběh plnění a výsledný protitlak odpovídal rostoucímu tlaku v plněné nádrži. Škrcení bylo zahrnuto v modelu celé plnicí stanice; model chladiče následně vyhodnocoval pouze tepelný výkon potřebný k dosažení zvolené výstupní teploty.

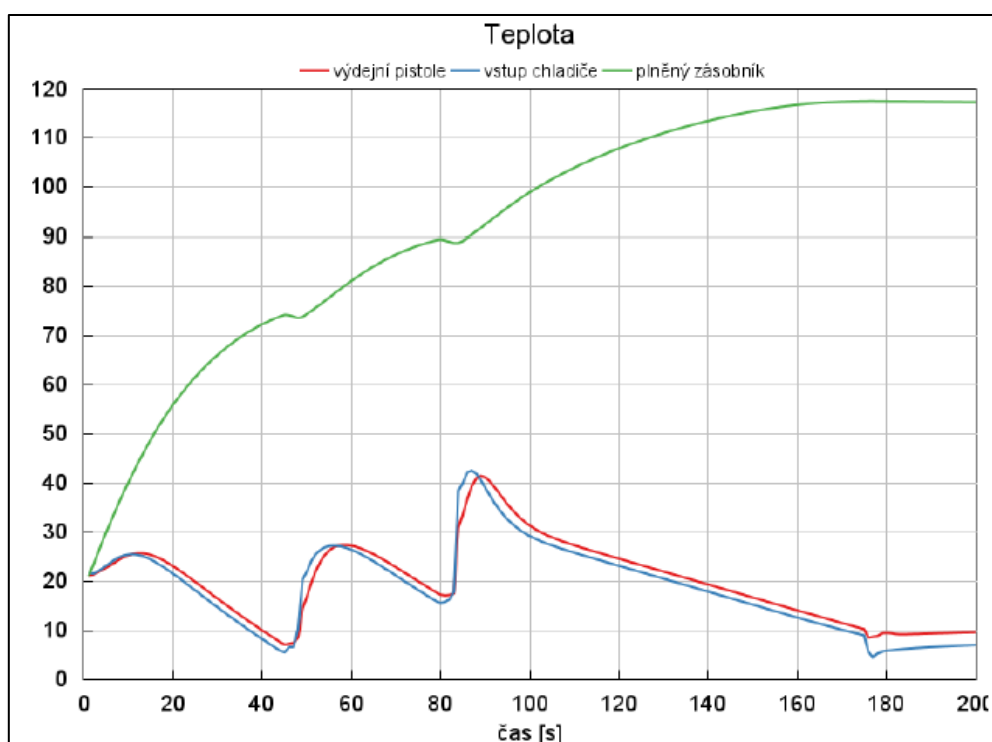


Obrázek 3: Schéma samostatného modelu chladiče s předepsanými okrajovými podmínkami

Průběh tlaku na vstupu chladiče reaguje na přepínání jednotlivých sekcí kaskády. V okamžiku připojení další sekce tlak skokově vzroste a následně s vyprazdňováním zásobníku klesá. Tlak v plněné nádrži se zvyšuje z přibližně 50 bar na 300 bar. Tyto změny současně ovlivňují vstupní teplotu vodíku a tepelný tok ve výměníku.



Obrázek 4: Průběh tlaku použitý jako okrajová podmínka samostatného modelu chladiče



Obrázek 5: Průběh teploty na vstupu chladiče a v plněném zásobníku v referenčním modelu

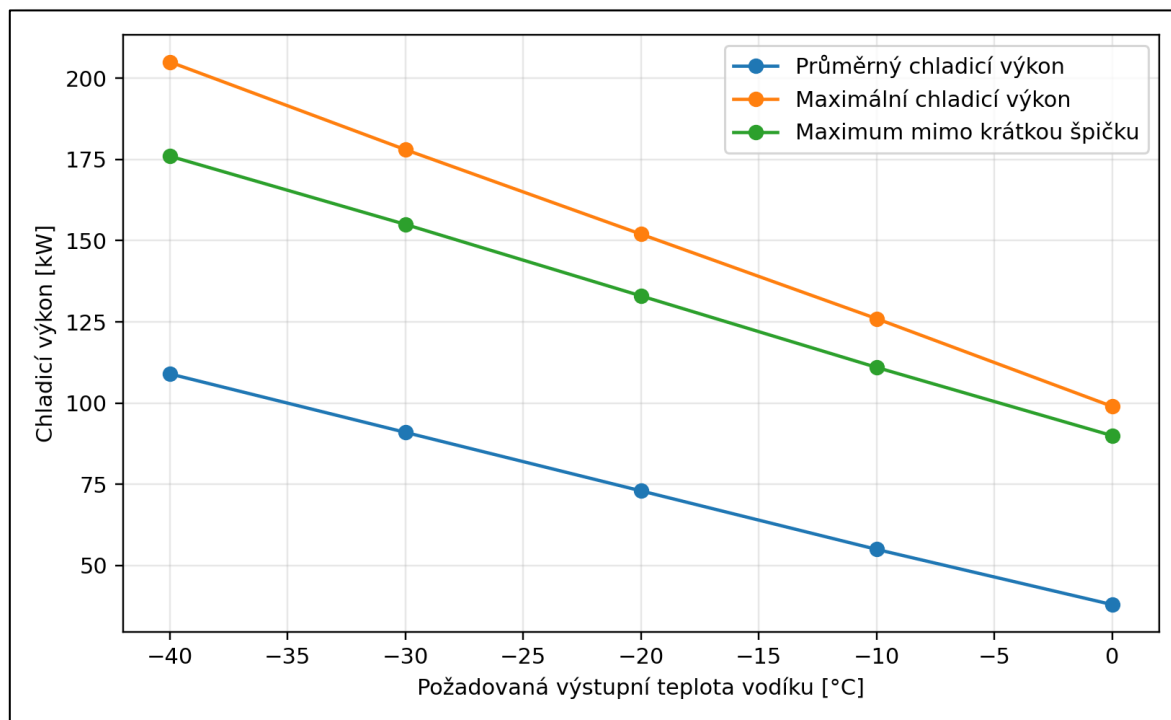
4.2.2 Výsledky pro jednotlivé výstupní teploty

Výsledky ukazují téměř lineární růst požadovaného chladicího výkonu se snižující se výstupní teplotou. Nejvyšší krátkodobá špička se objevuje při přepnutí tlakové sekce a současném nárůstu průtoku přibližně na 180 g/s. Tato špička je významná pro okamžitou schopnost výměníku odvádět teplo (okamžitý chladicí výkon výměníku). Špičkový odváděný tepelný výkon (okamžitý výkon výměníku tepla) není totožný s požadovaným výkonem chladicího kompresorového zřízení, pokud systém obsahuje dostatečnou tepelnou akumulaci (zásobník chladu).

Tabulka 2: Souhrn výsledků samostatného modelu chladiče

Výstupní teplota [°C]	Průměr [kW]	Maximum [kW]	Maximum mimo špičku [kW]	Chladicí energie za 178 s [kWh]
-40	109	205	176	5.39
-30	91	178	155	4.50
-20	73	152	133	3.61
-10	55	126	111	2.72
0	38	99	90	1.88

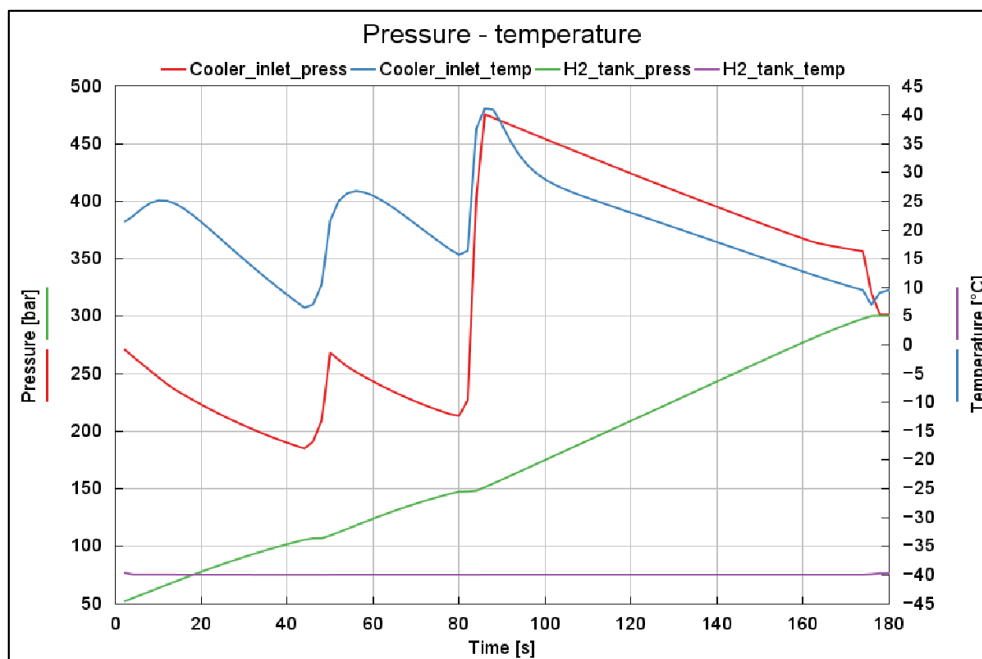
Při snížení požadované výstupní teploty o 10 K vzrostl v analyzovaném rozsahu průměrný chladicí výkon přibližně o 18 kW. Pro výstupní teplotu -40 °C činil průměrný tepelný výkon 109 kW a chladicí energie odebraná během 178 s přibližně 5,39 kWh. Krátkodobé maximum dosáhlo 205 kW, zatímco nejvyšší hodnota mimo průtokovou špičku činila 176 kW. Pro výstupní teplotu 0 °C klesl průměrný výkon na 38 kW a energie za plnění na přibližně 1,88 kWh.



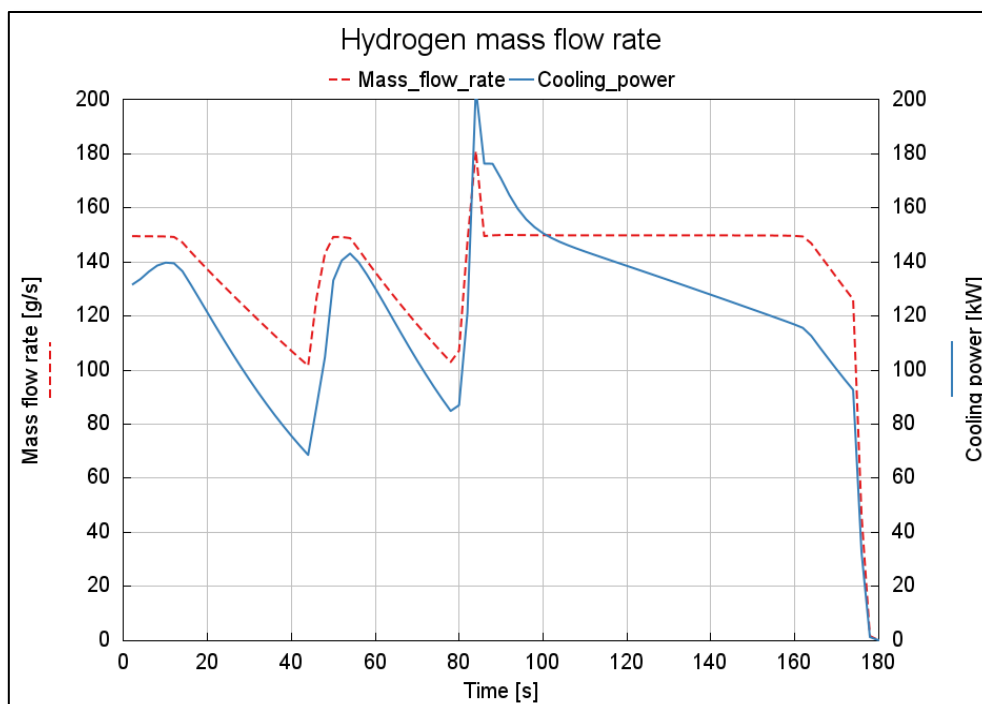
Obrázek 6: Porovnání průměrného a maximálního chladicího výkonu v závislosti na požadované výstupní teplotě

4.2.3 Požadovaná výstupní teplota -40 °C

Při nastavení výstupní teploty -40 °C činil průměrný chladicí výkon 109 kW a nejvyšší krátkodobá hodnota 205 kW. Z průběhu je patrné, že tepelný výkon sleduje kombinaci hmotnostního toku a vstupní teploty. Tyto skokové změny souvisejí s přepínáním sekcí kaskády.



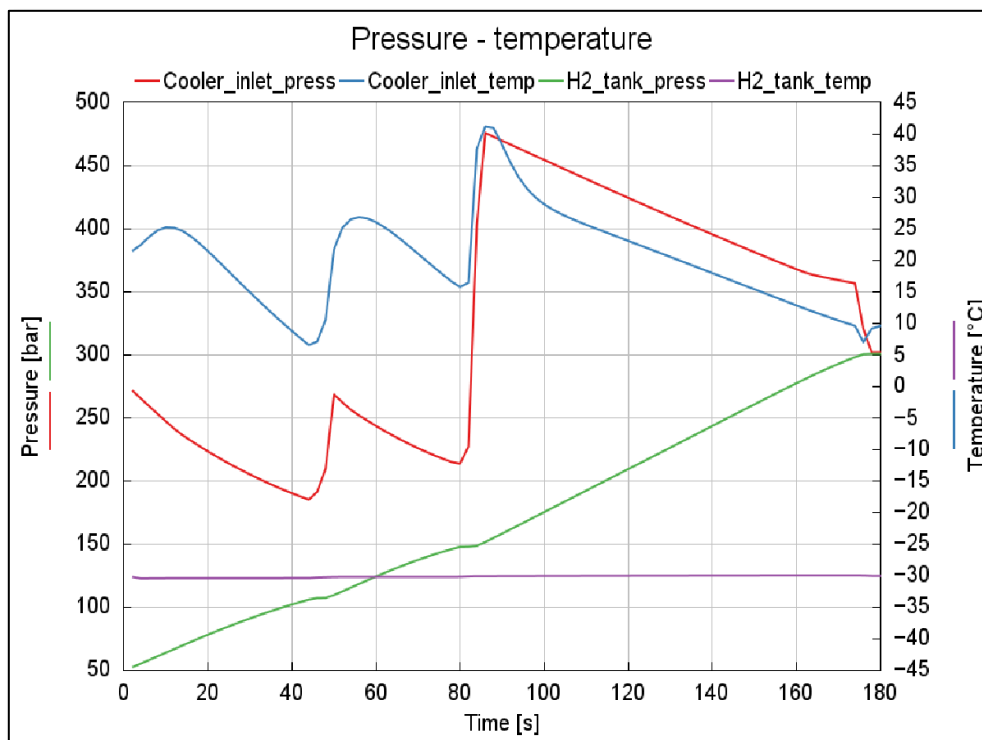
Obrázek 7: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -40 °C



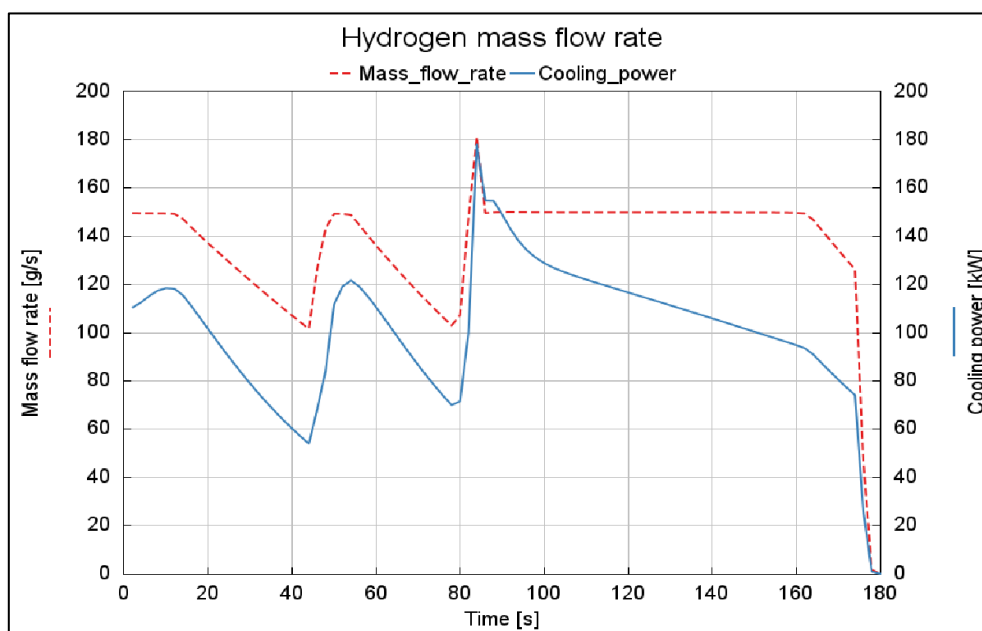
Obrázek 8: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -40 °C

4.2.4 Požadovaná výstupní teplota -30 °C

Při nastavení výstupní teploty -30 °C činil průměrný chladicí výkon 91 kW a nejvyšší krátkodobá hodnota 178 kW. Z průběhu je patrné, že tepelný výkon sleduje kombinaci hmotnostního toku a vstupní teploty. Skokové změny opět souvisí s přepínáním sekcí kaskády.



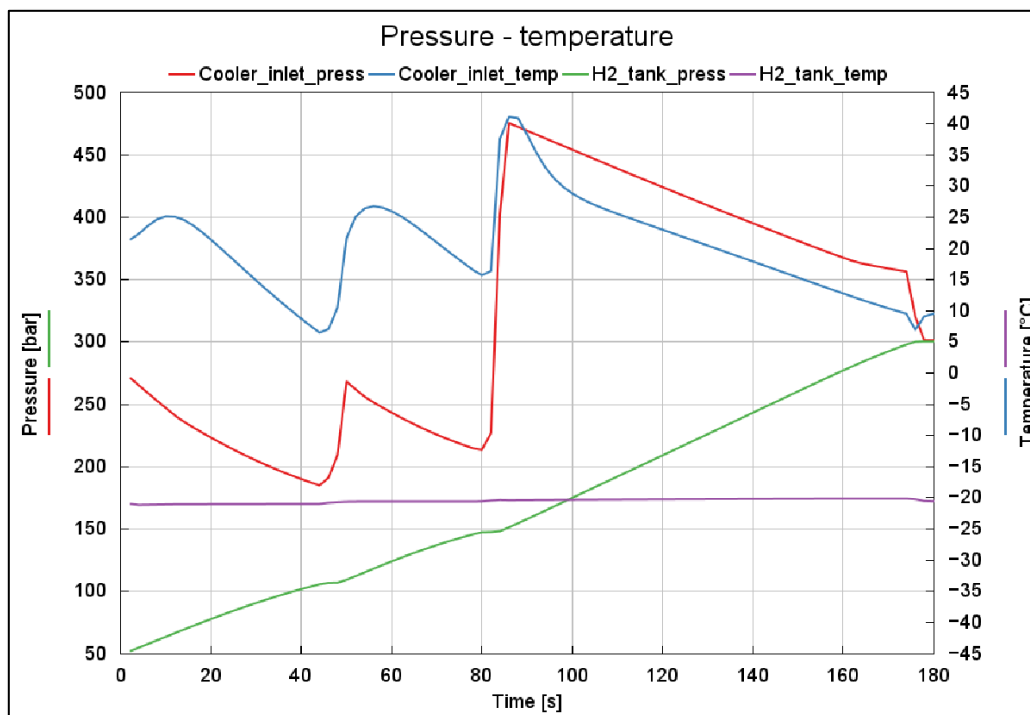
Obrázek 9: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -30 °C



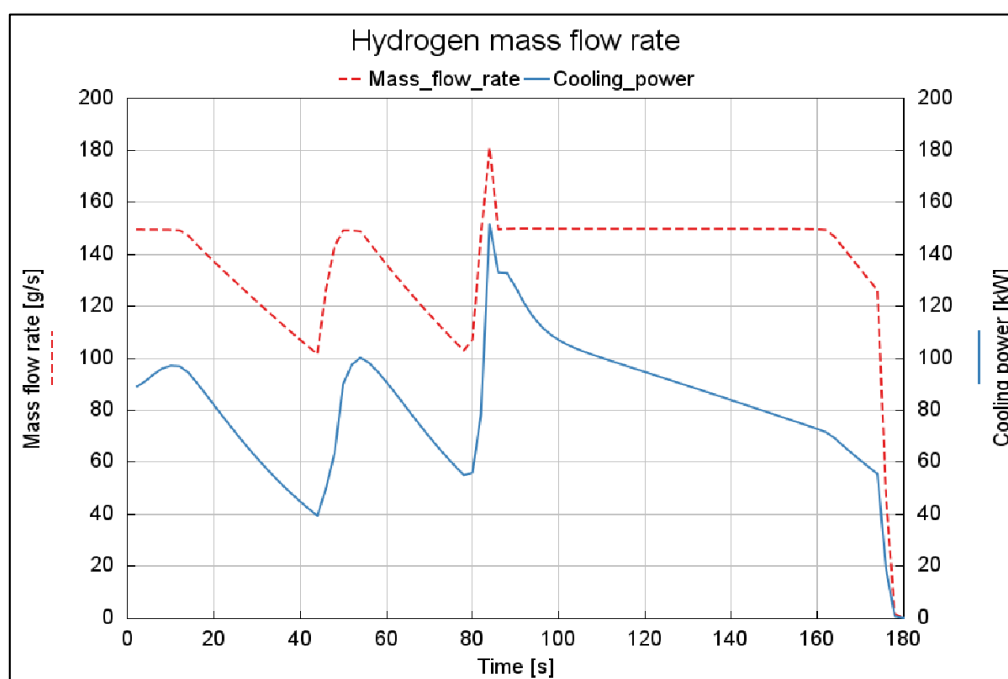
Obrázek 10: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -30 °C

4.2.5 Požadovaná výstupní teplota -20 °C

Při nastavení výstupní teploty -20 °C činil průměrný chladicí výkon 73 kW a nejvyšší krátkodobá hodnota 152 kW. Z průběhu je opět patrné, že tepelný výkon sleduje kombinaci hmotnostního toku a vstupní teploty. Při přepínání kaskády dochází ke skokovým změnám tlaku a teploty.



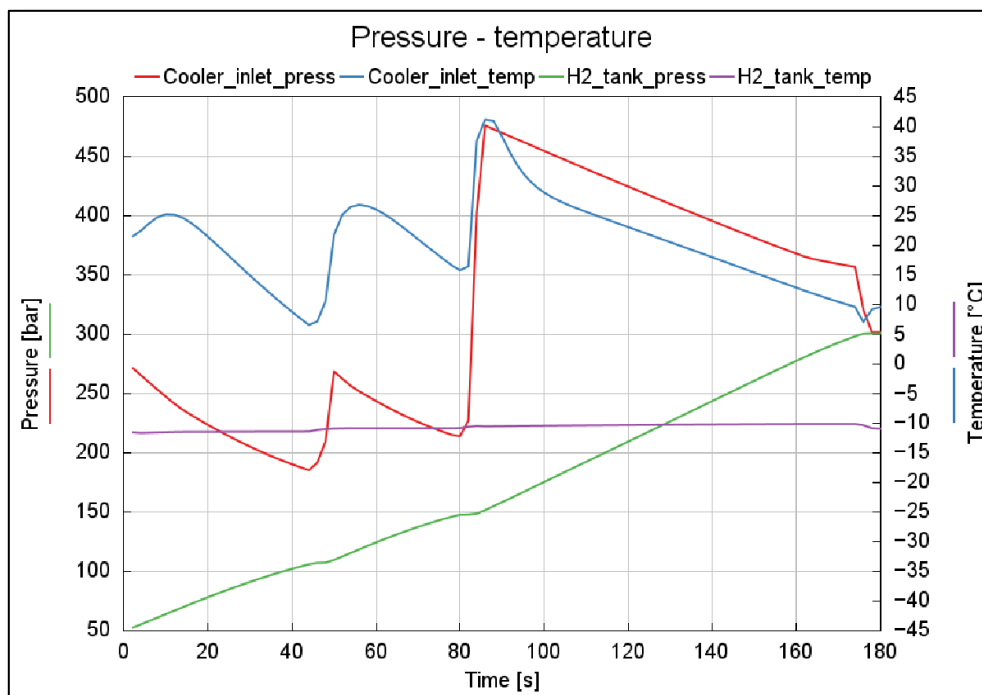
Obrázek 11: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -20 °C



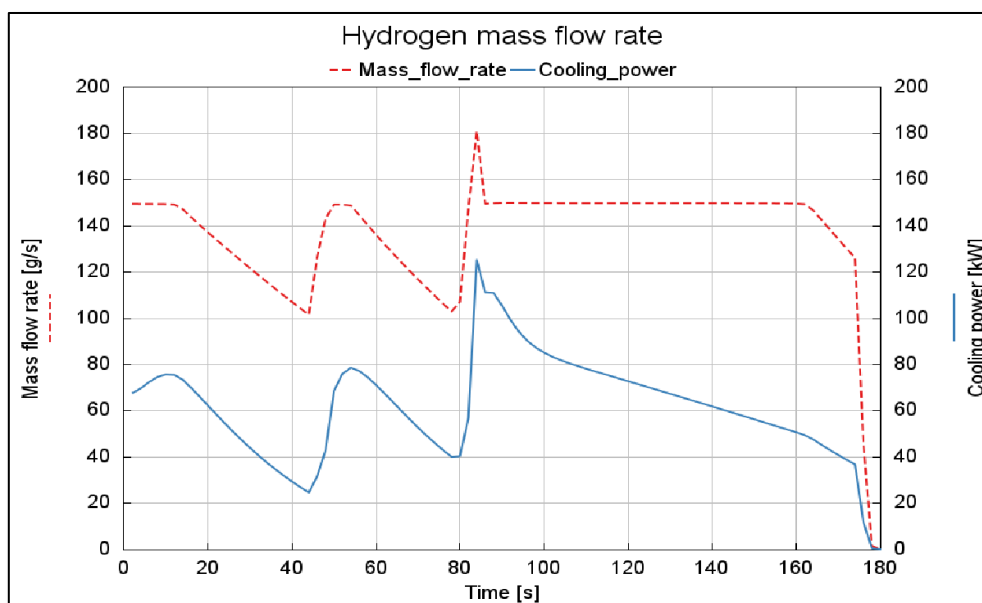
Obrázek 12: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -20 °C

4.2.6 Požadovaná výstupní teplota -10 °C

Při nastavení výstupní teploty vodíku na -10 °C činil průměrný chladicí výkon 55 kW a nejvyšší krátkodobá hodnota byla 126 kW. Z průběhu je patrné, že tepelný výkon sleduje kombinaci hmotnostního toku a vstupní teploty; skokové změny souvisejí s přepínáním sekcí kaskády.



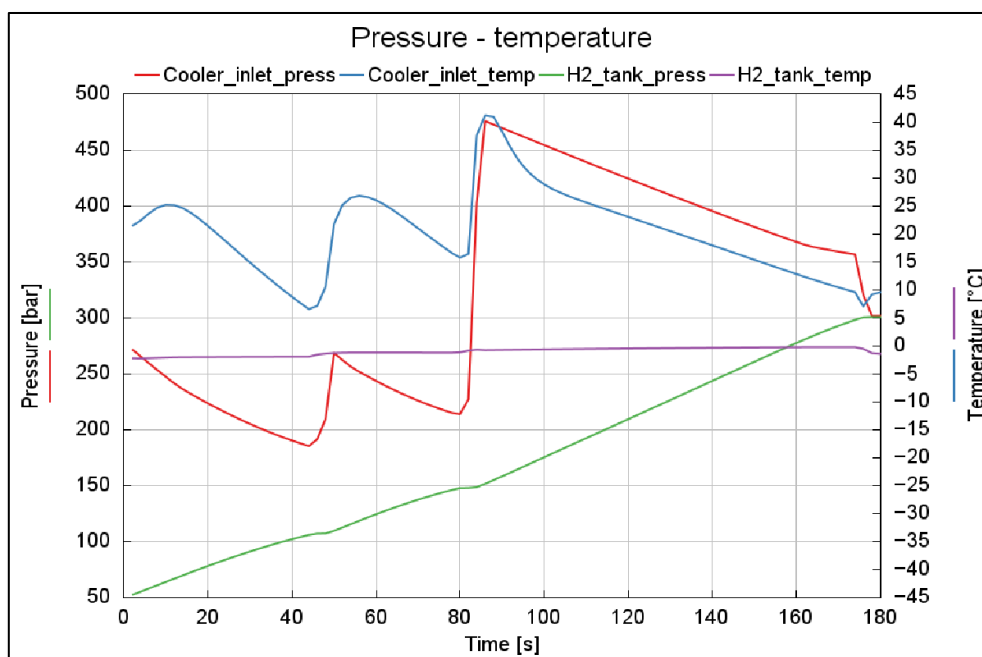
Obrázek 13: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -10 °C



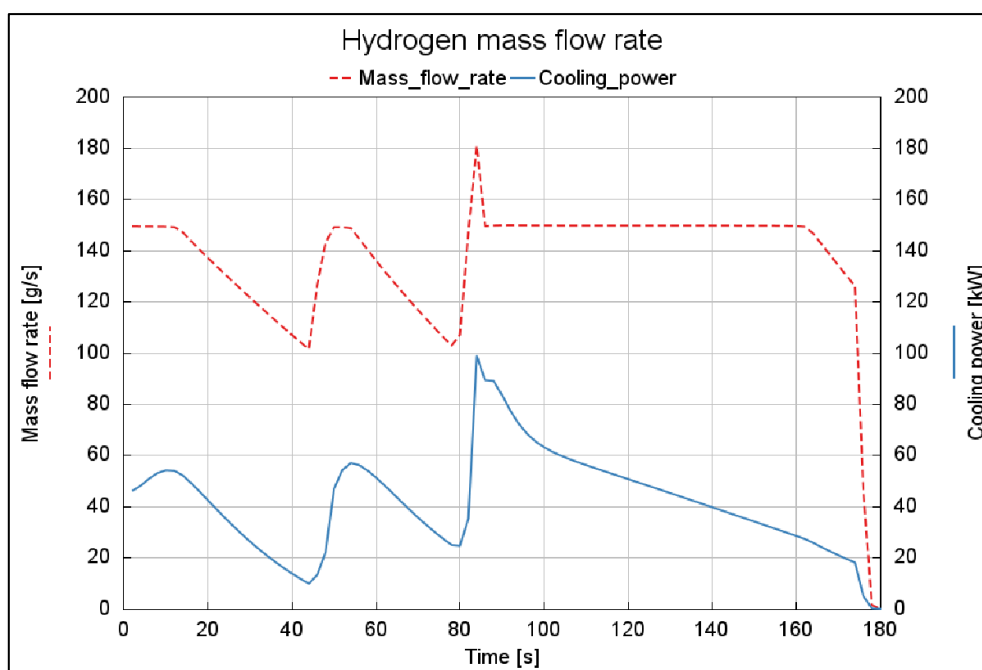
Obrázek 14: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -10 °C

4.2.7 Požadovaná výstupní teplota 0 °C

Při nastavení výstupní teploty vodíku na 0 °C činil průměrný chladicí výkon 38 kW a nejvyšší krátkodobá hodnota chladicího výkonu byla 99 kW. Z průběhu je patrné, že tepelný výkon sleduje kombinaci hmotnostního toku a vstupní teploty; skokové změny souvisejí s přepínáním sekcí kaskády.



Obrázek 15: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu 0 °C



Obrázek 16: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu 0 °C

4.2.8 Vyhodnocení samostatného modelu

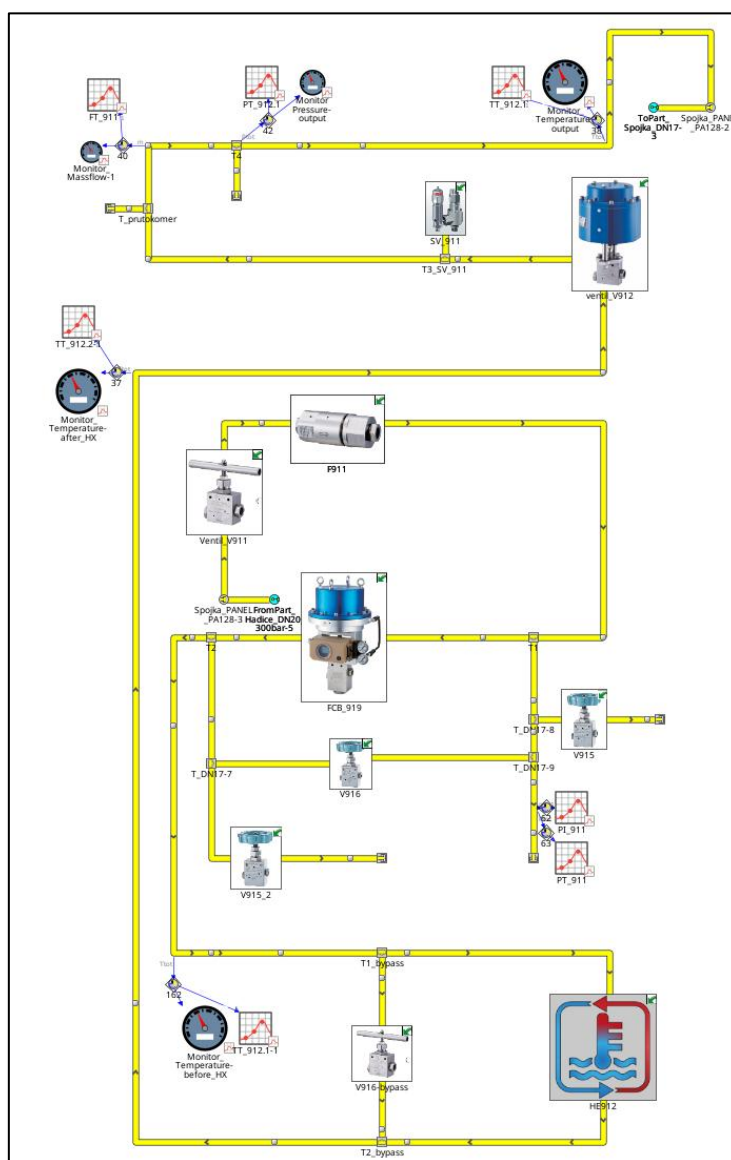
Samostatný model poskytuje transparentní odhad tepelného výkonu, ale předpokládá ideální zdroj chladu, který je schopen okamžitě zajistit předepsanou výstupní teplotu. Nezohledňuje reálné vlastnosti tepelného výměníku jako je součinitel prostupu tepla, tepelná kapacita výměníku, dynamiku chladicího média ani omezení kompresorového chladicího okruhu. Hodnoty uvedené v tab. 2 jsou tepelným výkonem odebraným vodíku, nikoli elektrickým příkonem potřebným pro pohon chladicí jednotky. Elektrický příkon závisí na okamžitém chladicím faktoru COP, který se s klesající teplotou chladicího média obvykle zhoršuje. Protože kompresorová chladicí zařízení v relativně krátkém časovém intervalu plnění nádrže vozidla (několik minut) neumožňují přizpůsobit okamžitý chladicí výkon okamžitým požadavkům je zpravidla nutné do systému zařadit zásobník chladu v podobě nádrže s ochlazenou teplotonosnou látkou. Potřebná velikost zásobníku závisí jak na průběhu potřebného chladicího výkonu, tak na frekvenci plnění vozidel. Množství tepla odvedeného chladicím zařízením z teplotonosné látky musí v jistém časovém intervalu odpovídat množství tepla odvedeného teplotonosnou látkou z vodíku ve výměníku tepla.

Pokud se týká návrhu výměníku tepla, krátkodobé maximum 205 kW je spojeno s průtokovou špičkou. Pro návrh celého systému chlazení vodíku je vhodné oddělit dimenzování výměníku a akumulární části od dimenzování kompresoru. Literatura pro těžká vozidla potvrzuje, že hybridní systém s průběžným chlazením a částečným tepelným bufferem (zásobníkem) může snížit požadovanou kapacitu chladicí jednotky, protože kompresor pokrývá především průměrnou zátěž. Krátkodobé výkonové špičky jsou pokryty akumulátorem (zásobníkem chladu) [6]. Je třeba zmínit, že konkrétní provedení výměníku výrazně ovlivňuje jeho maximální chladicí výkon. Teplotu chladicího média (chladicí teplotonosné látky) na vstupu do výměníku tepla ani průtok chladicího média nelze zpravidla v průběhu plnění měnit. Teplota a průtok média na vstupu do výměníku musí být dostatečné na to, aby bylo zajištěno pokrytí výkonových špiček. Ve většině provozních režimů je tak výměník tepla “předimenzovaný.”

4.3 1D model chladiče integrovaný do výdejního zařízení

4.3.1 Popis modelu

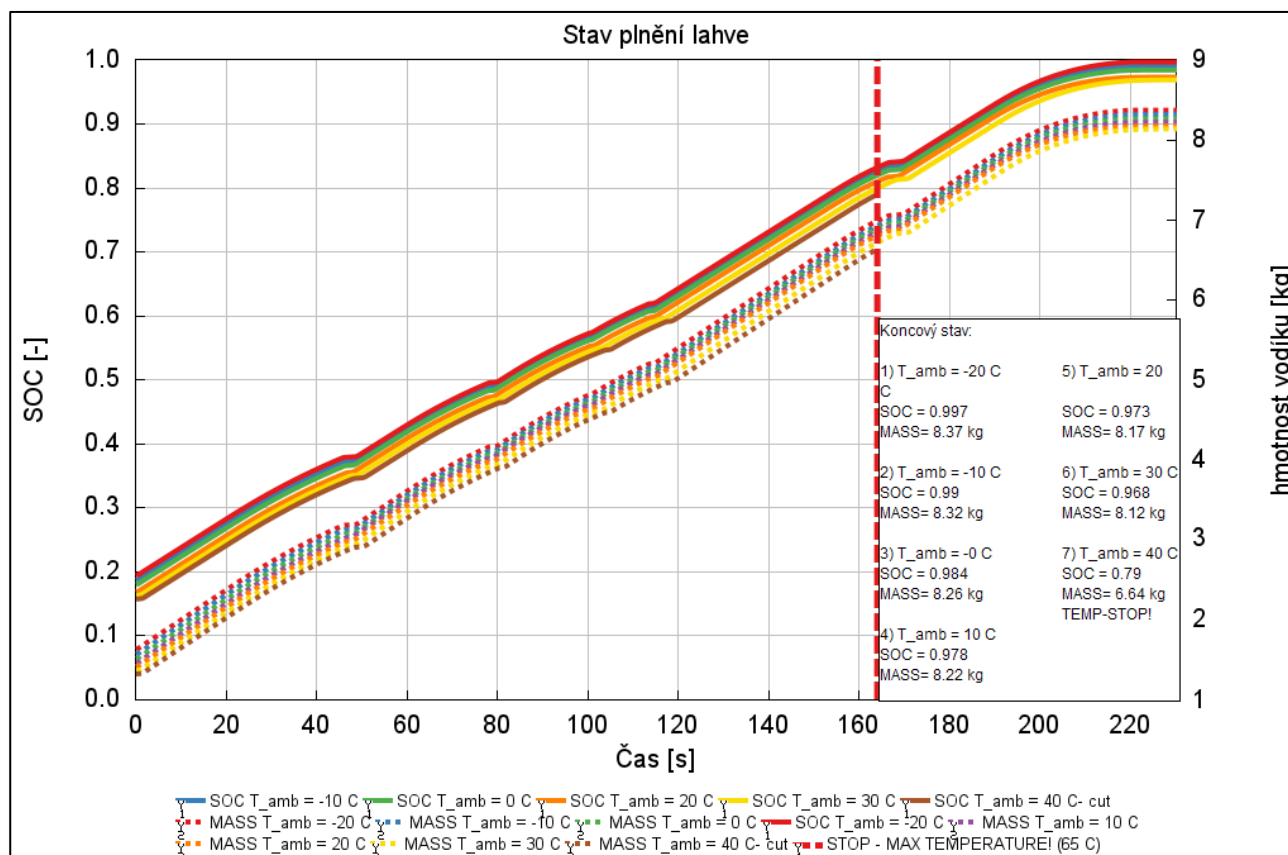
Ve druhém kroku byl chladič integrován do rozšířeného 1D modelu výdejní části plnicí stanice. Model zahrnuje průtokoměr, tlakové a teplotní snímače, regulační prvky, chladič a zjednodušený model plněné tlakové láhve s oddělenou tepelnou kapacitou plynu, lineru a kompozitního pláště. Tím je umožněno posoudit vzájemnou vazbu mezi regulací plnění, teplotou vodíku, teplotami stěny nádrže a dosaženým stavem naplnění.



Obrázek 17: 1D model chladiče integrovaného do výdejního zařízení plnicí stanice

Simulace byly provedeny pro okolní teploty od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Stav SOC = 1 je definován referenčním stavem 350 bar a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pro ochranu modelované nádrže byla nastavena konzervativní vypínací teplota $65\text{ }^{\circ}\text{C}$. Po dosažení této hodnoty je plnění ukončeno, i když nebylo dosaženo cílového tlaku nebo SOC.

4.3.2 Vliv okolní teploty na stav naplnění



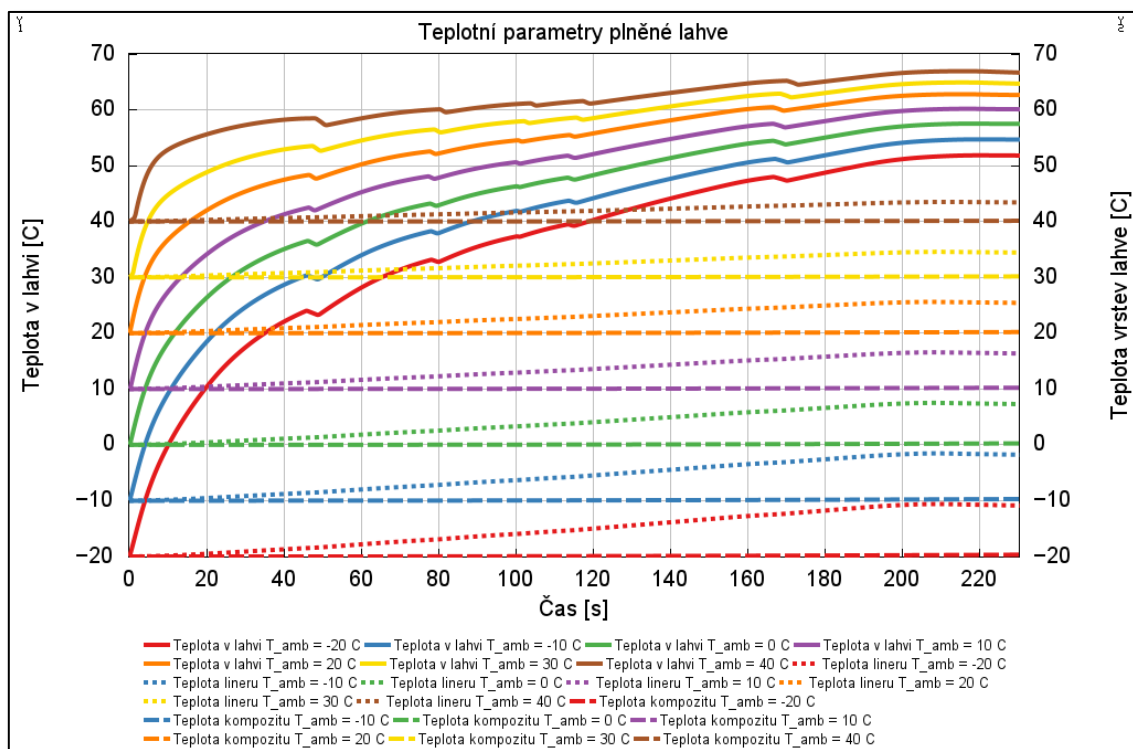
Obrázek 18: Vývoj SOC a hmotnosti vodíku v závislosti na okolní teplotě

Tabulka 3: Konečný stav plnění pro jednotlivé okolní teploty

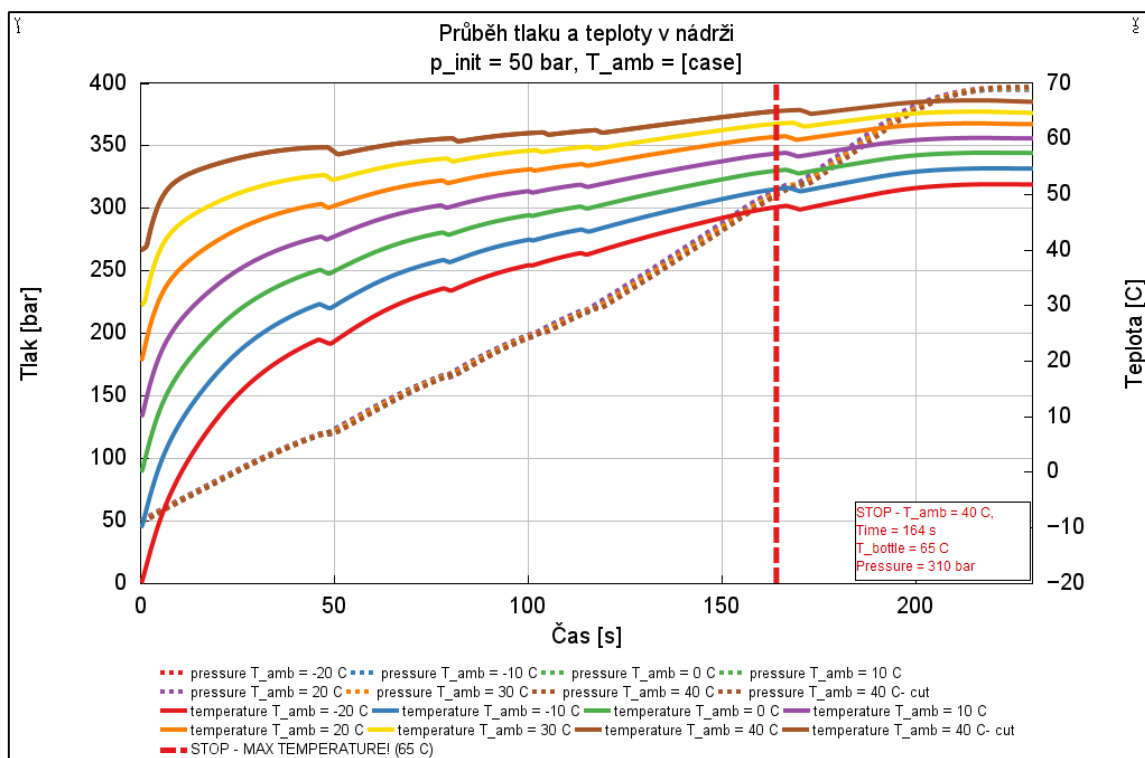
Okolní teplota [°C]	Konečný SOC [-]	Hmotnost vodíku [kg]	Poznámka
-20	0.997	8.37	
-10	0.990	8.32	
0	0.984	8.26	
10	0.978	8.22	
20	0.973	8.17	
30	0.968	8.12	
40	0.790	6.64	ukončení na teplotním limitu

V rozsahu okolních teplot -20 až 30 °C dosáhl model konečného SOC 0,968 až 0,997 a hmotnosti vodíku 8,12 až 8,37 kg. Se zvyšující se okolní teplotou klesá při stejném tlaku hustota vodíku a současně roste tepelná zátěž nádrže, což vede k mírnému poklesu konečného SOC. Při okolní teplotě 40 °C byla konzervativní mez 65 °C dosažena přibližně v čase 164 s při tlaku okolo 310 bar. Plnění se proto ukončilo při SOC 0,79 a hmotnosti 6,64 kg.

4.3.3 Teploty plynu a konstrukce láhve



Obrázek 19: Vývoj teplot vodíku, lineru a kompozitního pláště pro analyzované okolní teploty

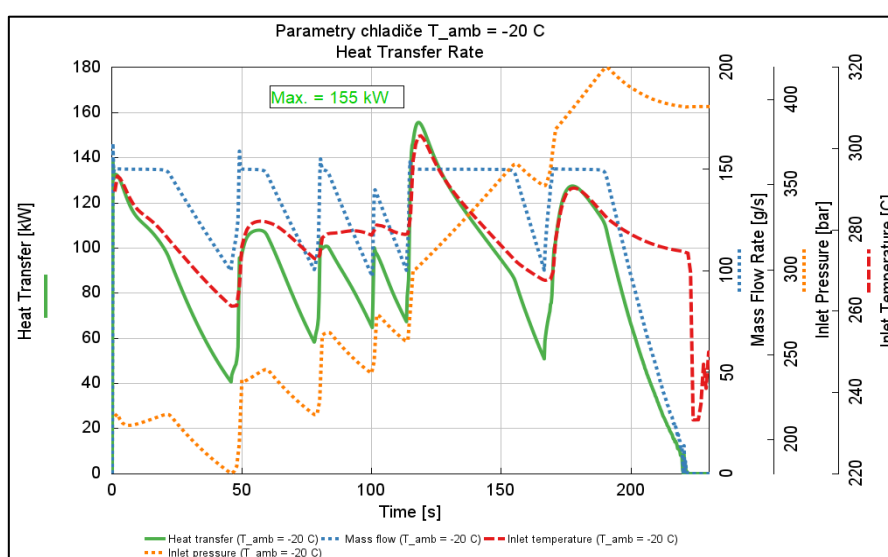


Obrázek 20: Průběh tlaku a teploty vodíku; ukončení případu 40 °c na teplotní mezi

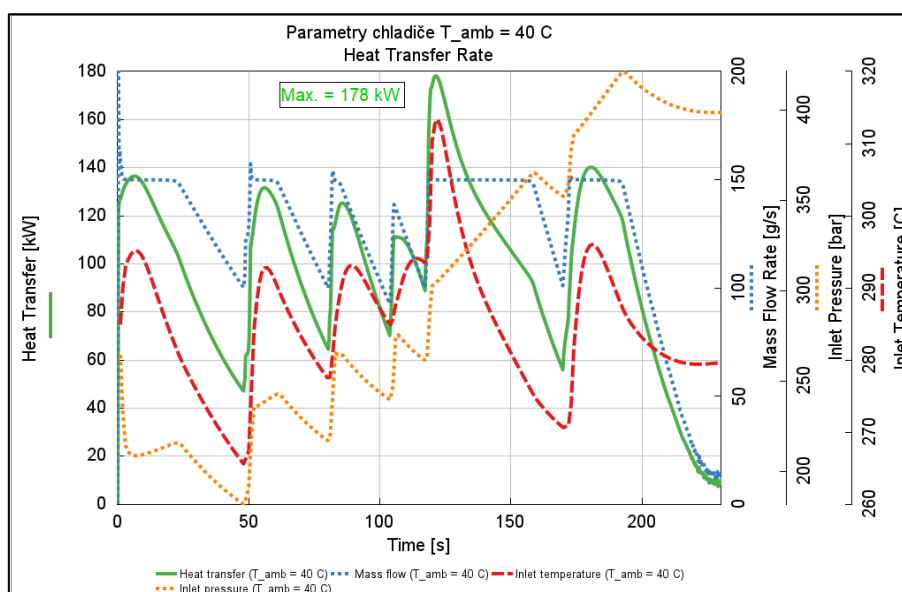
Teplota plynu reaguje na plnění rychleji než teplota konstrukčních vrstev. Liner a kompozitní plášť mají vyšší tepelnou setrvačnost a jejich teplota se mění pozvolněji. Výsledky současně ukazují, že případ s okolní teplotou 40 °C je z hlediska teplotního limitu určující. U nižších okolních teplot se maximální teplota blíží limitní teplotě, avšak plnění je dokončeno.

Protože jde o 1D model s objemově průměrnými teplotami, nelze z výsledků vyloučit lokální teplotní maxima v dlouhé nádrži. Konzervativní regulační mez 65 °C je proto z hlediska návrhového modelu odůvodnitelná, ale její konečná hodnota musí být stanovena ve vazbě na geometrii nádrže, validovaný přestup tepla a požadavky výrobce.

4.3.4 Požadovaný výkon integrovaného chladiče



Obrázek 21: Parametry chladiče při okolní teplotě -20 °C



Obrázek 22: Parametry chladiče při okolní teplotě 40 °C

Po korekci dynamiky integrovaného modelu se odstranily velmi krátké numerické špičky pozorované u idealizovaného samostatného chladiče. Nejvyšší potřebný tepelný výkon dosáhl přibližně 178 kW při okolní teplotě 40 °C. Pro případ -20 °C činilo maximum přibližně 155 kW. Výsledek odpovídá očekávanému trendu: s vyšší okolní a vstupní teplotou roste entalpický rozdíl, který musí chladič překonat.

Maximální výkon integrovaného modelu je blízký hodnotě 176 kW mimo krátkou průtokovou špičku v samostatném modelu pro výstupní teplotu -40 °C. To podporuje použití návrhové hodnoty přibližně 180 kW tepelného výkonu pro uvažovaný provozní scénář. Konkrétní instalovaný výkon chladicí jednotky však může být nižší, pokud výměník nebo zásobník chladu poskytne dostatečnou krátkodobou tepelnou kapacitu. Výkon zdroje chladu a kapacita zásobníku chladu bude záviset na počtu opakovaných plnění. Obecně, čím méně vozidel bude během určitého časového intervalu (například jedné hodiny) nutné naplnit, tím menší může být chladicí výkon zdroje chladu (při přiměřené kapacitě zásobníku chladu).

4.4 Omezení modelu

Model je jednorozměrný a používá objemově průměrné stavové veličiny; nepostihuje prostorové teplotní gradienty v dlouhé vodíkové nádrži ani lokální maxima. Samostatný model chladiče předepisuje výstupní teplotu a neřeší detailní geometrii výměníku, konečný součinitel prostupu tepla, tlakové ztráty ani dynamiku chladicího média. Vypočtený chladicí výkon je tepelný výkon odebraný z vodíku. Elektrický příkon a účinnost chladicí jednotky nebyly stanoveny, protože nebyl modelován chladicí cyklus a jeho COP. Nebyl analyzován opakovaný provoz více plnění bez dostatečné prodlevy. Back-to-back plnění může vést k postupnému ohřívání tepelného bufferu a zvýšit požadavek na regeneraci chladu. Výsledky nebyly v rámci této zprávy validovány experimentálními měřeními. Nejistoty se týkají zejména součinitelů přestupu tepla, tepelných vlastností stěny a regulačních parametrů.

5 Doporučení pro návrh chladicího systému

Na základě provedených simulací lze pro analyzovaný provozní scénář formulovat následující návrhová doporučení:

- Pro požadovanou výstupní teplotu vodíku $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ uvažovat požadovaný chladicí výkon výměníku přibližně 180 kW jako základní návrhovou hodnotu. Krátkodobou špičku 205 kW pokrýt buď výkonovou rezervou, nebo tepelnou setrvačností výměníku.
- Oddělit dimenzování tepelného výměníku, zásobníku chladu a kompresorové chladicí jednotky. Výměník musí zvládnout okamžitý tepelný tok, zatímco kompresor lze dimenzovat podle průměrné zátěže, času mezi plněními a požadovaného počtu po sobě jdoucích plnění.
- Při konstrukčním návrhu doplnit model chladicího okruhu o vlastnosti teplotněsensitive kapaliny, její průtok, objemu zásobníku chladu, tepelné kapacity výměníku a COP zdroje chladu (kompresorového chladicího zařízení). Teprve poté lze stanovit elektrický příkon a spotřebu energie plnicí stanice.
- Prověřit řídicí strategie s proměnnou teplotou nebo průtokem v průběhu plnění. Vhodné dvoustupňové strategie mohou podle literatury snížit maximální chladicí výkon bez zvýšení celkové chladicí energie [7].
- Pro dlouhé tlakové nádoby doplnit prostorový nebo vícezónový model a vyhodnotit rozdíl mezi průměrnou a maximální lokální teplotou. Výsledky porovnat s měřením nebo s validovanou CFD simulací [3,4].
- Pro návrh komerčního zařízení vyhodnotit také tlakové ztráty výměníku, mechanickou pevnost při vysokém tlaku, kompatibilitu materiálů s vodíkem, odmrazování a kondenzaci na nízkoteplotní části zařízení.

Literatura zaměřená na těžká vozidla doporučuje kombinovat on-demand chlazení s částečným tepelným bufferem. Takové uspořádání umožňuje pokrýt průtokové špičky a současně omezit instalovanou kapacitu kompresorové jednotky [6]. Vlastní návrh bufferu musí vycházet z požadovaného počtu po sobě jdoucích plnění a z doby dostupné pro regeneraci.

6 Závěr

V rámci simulací provozu stanice pro rychlé plnění vodíkem byl doplněn a vyhodnocen jednoduchý 1D model teplotní stabilizace vodíku při vysokoprůtočném plnění. Model samostatného chladiče ukázal, že při nominálním toku 150 g/s a době plnění 178 s roste potřebný tepelný výkon přibližně lineárně se snižující se požadovanou výstupní teplotou. Pro výstupní teplotu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ činil průměrný chladicí výkon 109 kW, maximum mimo krátkou průtokovou špičku 176 kW a absolutní krátkodobé maximum 205 kW. Odpovídající chladicí energie za jedno plnění byla přibližně 5,39 kWh.

Integrovaný model chladiče a plněné láhve byl vyhodnocen pro okolní teploty -20 až $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. V rozsahu -20 až $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ bylo dosaženo SOC 0,968 až 0,997. Při $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ bylo plnění ukončeno na konzervativní teplotní mezi $65\text{ }^{\circ}\text{C}$, a konečný SOC proto dosáhl pouze 0,79. Nejvyšší potřebný tepelný výkon integrovaného chladiče činil přibližně 178 kW.

Pro analyzovaný scénář je vhodné uvažovat návrhový tepelný výkon okolo 180 kW a krátké vyšší špičky pokrýt tepelnou setrvačností výměníku nebo zásobníkem chladu. Tato hodnota není elektrickým příkonem chladicí jednotky. Pro jeho stanovení je nutné doplnit model chladicího cyklu a proměnného COP. Před konečným konstrukčním návrhem je rovněž nutné provést experimentální validaci a zohlednit prostorové teplotní gradienty v dlouhých tlakových nádobách.

7 Literatura

- [1] MONDE, M.; WOODFIELD, P. L.; TAKANO, T.; KOSAKA, M. Estimation of temperature change in practical hydrogen pressure tanks being filled at high pressures of 35 and 70 MPa. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, 37, 5723–5734. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2011.12.136.
- [2] XIAO, J.; WANG, X.; BÉNARD, P.; CHAHINE, R. Determining hydrogen pre-cooling temperature from refueling parameters. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016, 41(36), 16316–16321. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2016.06.084.
- [3] RAMASAMY, V.; RICHARDSON, E. S. Thermal response of high-aspect-ratio hydrogen cylinders undergoing fast-filling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 160, 120179. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120179.
- [4] COUTEAU, A.; ALVAREZ, H. R.; JENNY, P.; DIMOPOULOS EGGENSCHWILER, P. Thermal and heat transfer dynamics in high pressure, high aspect ratio hydrogen tank filling processes. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2025, 194, 152513. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2025.152513.
- [5] TALPACCI, E.; REUß, M.; GRUBE, T.; CILIBRIZZI, P.; GUNNELLA, R.; ROBINIUS, M.; STOLTEN, D. Effect of cascade storage system topology on the cooling energy consumption in fueling stations for hydrogen vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, 43(12), 6256–6265. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.02.030.
- [6] POUDEL, S.; TUN, H.; REDDI, K.; ELGOWAINY, A. Investigation of precooling unit design options in hydrogen refueling station for heavy-duty fuel-cell electric vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, 61, 493–502. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2024.02.197.
- [7] LUO, H.; XIAO, J.; BÉNARD, P.; CHAHINE, R.; YANG, T. Effects of filling strategies on hydrogen refueling performance. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, 51, Part D, 664–675. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.09.029.
- [8] SAE INTERNATIONAL. SAE J2601/4_202410: Ambient Temperature Variable and Fixed-Orifice Fueling Protocols for Light-Duty Gaseous Hydrogen Surface Vehicles. Warrendale: SAE International, 2024. DOI: 10.4271/J2601/4_202410.
- [9] SAE INTERNATIONAL. SAE J2601/2_202307: Fueling Protocol for Gaseous Hydrogen Powered Heavy Duty Vehicles. Warrendale: SAE International, 2023. DOI: 10.4271/J2601/2_202307.
- [10] Couteau A., Alvarez H.R., Jenny P., Eggenschwiler P.D., Thermal and heat transfer dynamics in high pressure, high aspect ratio hydrogen tank filling processes. *International Journal of Hydrogen Energy* 194 (2025) 152513.

8 Seznam obrázků

Obrázek 1: Schematické znázornění chlazení vodíku v plnicí stanici	5
Obrázek 2: Příklad prostorového rozložení teploty v dlouhé tlakové láhvi během plnění	7
Obrázek 3: Schéma samostatného modelu chladiče s předepsanými okrajovými podmínkami	9
Obrázek 4: Průběh tlaku použitý jako okrajová podmínka samostatného modelu chladiče	10
Obrázek 5: Průběh teploty na vstupu chladiče a v plněném zásobníku v referenčním modelu	10
Obrázek 6: Porovnání průměrného a maximálního chladicího výkonu v závislosti na požadované výstupní teplotě	11
Obrázek 7: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -40 °C.....	12
Obrázek 8: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -40 °C.....	12
Obrázek 9: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -30 °C.....	13
Obrázek 10: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -30 °C.....	13
Obrázek 11: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -20 °C.....	14
Obrázek 12: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -20 °C.....	14
Obrázek 13: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu -10 °C.....	15
Obrázek 14: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu -10 °C.....	15
Obrázek 15: Průběh tlaku a teploty pro požadovanou výstupní teplotu 0 °C.....	16
Obrázek 16: Průběh hmotnostního toku a chladicího výkonu pro požadovanou výstupní teplotu 0 °C	16
Obrázek 17: 1D model chladiče integrovaného do výdejšího zařízení plnicí stanice	18
Obrázek 18: Vývoj SOC a hmotnosti vodíku v závislosti na okolní teplotě.....	19
Obrázek 19: Vývoj teplot vodíku, lineru a kompozitního pláště pro analyzované okolní teploty.....	20
Obrázek 20: Průběh tlaku a teploty vodíku; ukončení případu 40 °c na teplotní mezi	20
Obrázek 21: Parametry chladiče při okolní teplotě -20 °C	21
Obrázek 22: Parametry chladiče při okolní teplotě 40 °C	21

9 Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní podmínky analyzovaných simulací	9
Tabulka 2: Souhrn výsledků samostatného modelu chladiče	11
Tabulka 3: Koncový stav plnění pro jednotlivé okolní teploty	19