



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH ŘÍZENÍ SPALOVACÍ KOMORY

DESIGN OF COMBUSTION CHAMBER CONTROL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Bábíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Ondřej Bábíček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh řízení spalovací komory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Testování trubních spon určených pro automobilový průmysl ke spojování jednotlivých dílů výfukového potrubí se realizují cyklickým mechanickým zatěžováním a to buď za konstantní teploty, nebo i cyklickým teplotním zatěžováním. Ohřev zabezpečuje plynová spalovací komory. Hlavním úkolem diplomové práce bude návrh postupu nastavením spalovacího procesu dle požadované teploty. Tento úkol bude plněn s ohledem na bezpečnost, přesnost nastavení požadované teploty a minimalizaci ekonomických nákladů především ve spotřebě plynu.

Cíle diplomové práce:

Rešerši procesu testování trubních spon, monitorování spalování.

Matematický model spalovací komory.

Optimalizace procesu spalování a nastavení vstupů do spalovací komory tlak vzduchu a plynu s ohledem na výstupní teplotu.

Seznam doporučené literatury:

KUNZ, O. and W. WAGNER. The GERG-2008 Wide-Range Equation of State for Natural Gases and Other Mixtures: An Expansion of GERG-2004. Journal of Chemical & Engineering Data, 57(11):3032-3091, 2012. doi: 0.1021/je300655b.

KOZUBÍK, K.: Alternativní metody a algoritmy pro detekci plamene. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2008. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Frýza, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je řešit celý proces testování výfukových spon. Je zde uveden popis testovacího zařízení určeného k simulaci reálných podmínek provozu výfukové sestavy nazývaného „Hot Gas Test Bench“ neboli test zatížení horkým plynem. Tato práce řeší optimalizaci procesu nastavení testu na základě zjištění optimálního poměru průtoku vzduchu jakožto okysličovadla a zemního plynu jakožto paliva. Tedy nastavení vstupních parametrů otáček dmyhadla vzduchu a otáček dmyhadla plynu. V diplomové práci je vytvořen návrh inicializačního i kontrolního procesu k zajištění optimálního spalovacího poměru během celé délky testu.

Klíčová slova

Proudění plynů, měření průtoku plynů, průtokoměry, spalovací proces, spalovací poměr, testování výfukových spon.

ABSTRACT

The subject of the diploma thesis is research of the testing process exhaust clamps. There is a description of a testing device designed to provide simulations of the real operating conditions on an exhaust assembly. The testing device is named the Hot Gas Test Bench. The thesis solves the optimization process of the test setup by determining the optimal fuel ratio, which is given by air flow as oxidizer and flow of natural gas as fuel. The input parameters which provide flow of mentioned fluids are speeds of blowers. In diploma thesis is created a design of initialization and control process to ensure the optional combustion ratio during the entire length of the test.

Key words

Gas flow, gas flow measurement, flow meters, combustion process, combustion ratio, testing of exhaust clamps.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÁBÍČEK, Ondřej. *Návrh řízení spalovací komory* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/133022>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Vladimír Habán.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh řízení spalovací komory** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a věnovaný čas při konzultacích. Dále celému týmu designérů ve společnosti NORMA Czech, s.r.o. zejména Ing. Petru Damborskému za vedení diplomové práce v rámci společnosti a Ing. Lukáši Poláškovvi za uvedení do procesu testování výfukových spon. Také děkuji své rodině a přítelkyni za trpělivost během studia, zejména pak při psaní této práce.

OBSAH

ÚVOD	13
1 Testování výfukových spon	14
1.1 Výfuková spona.....	14
1.2 Emisní norma EURO.....	14
1.3 Typy testu.....	15
1.3.1 Test úniku média.....	15
1.3.2 Simulace zatížení horkým plynem.....	16
1.3.3 Dynamické zatížení	17
1.3.4 Vyhodnocení testů zatížení horkým plynem a dynamickým zatížením	18
1.3.5 Axiální síla.....	20
1.3.6 Test korozní odolnosti	20
1.4 Závěr testování výfukových spon.....	22
2 Analýza současného stavu zařízení.....	23
2.1 Parametry zařízení.....	23
2.2 Popis konstrukce.....	23
2.2.1 Přívod vzduchu	24
2.2.2 Chladicí smyčka.....	25
2.2.3 Přívod plynu.....	25
2.2.4 Kontrolní smyčka plynu	26
2.2.5 Spalovací komora	27
2.2.6 Vibrační jednotka.....	27
2.3 Nastavení a regulace testu zatížení horkým plynem	27
2.3.1 Průběh nastavení testu	28
2.3.2 Ovládací panel HMI	28
2.3.3 Nastavení teplot	29
2.3.4 Řídící smyčky	31
2.3.5 Množství vzduchu.....	31
2.4 Závěr analýzy současného stavu	31
2.4.1 Řešená problematika.....	32
3 Teorie proudění plynů.....	33
3.1 Stavové veličiny	33
3.1.1 Teplota	33
3.1.2 Tlak.....	33
3.1.3 Hustota a měrný objem.....	34
3.1.4 Popis stavu plynů.....	34
3.2 Normální podmínky	36
3.3 Proudění plynů	36
3.3.1 Objemový a hmotnostní průtok	37
3.3.2 Rovnice kontinuity.....	38
3.3.3 Zákon zachování mechanické energie	38
4 Teorie spalování plynných paliv	40

4.1	Palivo – zemní plyn	40
4.2	Okysličovaadlo	41
4.2.1	Výpočet složení vlhkého vzduchu.....	41
4.3	Spalování zemního plynu.....	42
4.3.1	Spotřeba okysličovaadla	42
4.3.2	Množství spalin	43
4.3.3	Spalování s přebytkem kyslíku	44
4.3.4	Výpočet hustoty spalin	45
4.4	Výkon hořáku	46
4.5	Závěr – Teorie spalování	46
5	Trať okysličovaadla.....	47
5.1	Afínní vztahy dmyhadla vzduchu	48
5.2	Výpočet trati okysličovaadla	52
5.2.1	Ztráty na trati okysličovaadla.....	53
5.2.2	Výpočet tlaků v jednotlivých uzlech	57
5.2.3	Zhodnocení výpočtu trati vzduchu.....	59
5.3	Návrhy měření průtoku vzduchu	59
5.3.1	Stanovení objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách ..	61
5.3.2	Měření Pitotovou trubicí	61
5.3.3	Měření teplotním anemometrem	64
5.3.4	Kontinuální měření průtoku	65
5.4	Závěr vyhodnocení průtoku okysličovaadla.....	68
6	Trať paliva	69
6.1	Výpočet tlaků na trati paliva	72
6.1.1	Kontrolní test 2.....	73
6.1.2	Ztrátový součinitel trati paliva	74
6.1.3	Výpočet tlaku před dmyhadlem SAH25.....	75
6.2	Vyhodnocení průtoku plynu z proporcionálního ventilu.....	76
6.2.1	Kalibrace součinitele ventilu kv	77
6.2.2	Vyhodnocení průtoku plynu z proporcionálního ventilu	78
6.3	Vyhodnocení průtoku zemního plynu z instalovaného plynoměru.	78
6.4	Měření průtokoměrem	78
6.4.1	Vhodný typ průtokoměru	78
6.4.2	Umístění průtokoměru.....	79
6.4.3	Provozní podmínky průtokoměru.....	79
6.4.4	Rešerše výrobců hmotnostních průtokoměřů.....	80
6.5	Závěr vyhodnocení průtoku paliva	81
7	Závislost spotřeby zemního plynu na teplotě	82
8	Analýza spalin	84
8.1	Profesionální analyzátory spalin	84
8.2	Lambda sonda	84
8.3	Závěr analýzy spalin	86

9	Výpočty realizované na HMI panelu	87
9.1	Parametry výpočtu.....	87
9.2	Výpočty spalovacího procesu.....	87
9.3	Doplnění obrazovky HMI panelu.....	88
9.4	Navržené algoritmy pro řízení spalování	88
9.4.1	Inicializace testu	88
9.4.2	Kontrola spalovacího procesu během testu	90
9.5	Závěr k navrhovanému řešení	95
	ZÁVĚR	96
	Příloha 1 – Výpočtový excel.....	98
	List – Vstupní parametry a výsledky	98
	List – Inicializace testu	98
	List – Spalovací proces.....	99
	List – Výpočet trati vzduchu	102
	List – Výkonové křivky dmyhadla vzduchu.....	105
	List – Výpočet trati plynu.....	106
	List – Výkonové křivky – plyn.....	108
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	109
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	113
	Seznam použitých symbolů	113
	Seznam použitých zkratk	115
	SEZNAM OBRÁZKŮ	117
	SEZNAM TABULEK.....	119
	SEZNAM PŘÍLOH.....	120

ÚVOD

Výfuková spona je vyvíjena jako náhrada šroubovaného přírubového spoje, protože dochází k úspoře hmotnosti při zachování těsnosti, pevnosti a funkčnosti spoje. Těsnost spoje je spojena s emisní normou EURO a navazujícími standardy na tuto normu, které definují maximální únik spalin přes trubní spojení výfukového systému. Obecně platí, že nejpřísnější podmínky jsou stanoveny pro spoje před filtračním zařízením jako je např. katalyzátor výfukových plynů či filtr pevných částic. V této části se spoj skládá nejen z výfukové spony, ale také z těsnění a příruby.

Celý proces testování se provádí za cílem zjištění a validace úniku média skrze testovanou sestavu (spona – těsnění – příruba). Testování se skládá ze série několika testů, které kromě validace úniku ověřují také pevnost, životnost a případnou trvalou deformaci spoje. Tyto testy simulují reálné provozní podmínky provozu automobilu, resp. výfukového systému ve kterém je spona dynamicky a tepelně namáhána. Zařízení určené pro simulaci těchto podmínek se nazývá „Hot Gas Test Bench“ neboli zařízení pro testování horkým plynem.

V terminologii procesu spalování je rozlišováno mezi dokonalým (stechiometrickým) spalováním, spalováním s přebytkem okysličovadla a nedokonalým spalováním. Stechiometrické spalování počítá s minimálním množstvím vzduchu, předpokládá se s ideálním promísením a ideálním spálením na konečné produkty. Spalováním s přebytkem kyslíku je předcházeno nedokonalému promísení paliva a okysličovadla. Ve spalinách se kromě výsledných produktů spalování, které nejdou dále oxidovat, nachází kyslík. Při nedokonalém spalování nejsou okysličený všechny složky paliva, vznikají škodlivé meziprodukty a tvoří se saze.

Právě tvorba sazí může mít velký vliv na výsledky měření úniku média skrze testovanou sestavu, protože samotné saze mohou spoj utěsnit. Tvorba sazí může mít vliv i na kontrolu teploty na testované sestavě, jelikož saze působí jako izolant.

Cílem diplomové práce je zejména optimalizace procesu nastavení a kontroly teplotní simulace na zařízení „Hot Gas Test Bench“. V současné době je zařízení provozu schopné, bezpečné pro provoz a splňuje všechny plynárenské standardy. Nicméně je časově náročné na nastavení testu při zachování optimálního spalovacího poměru.

Motivací pro řešení této problematiky je časová náročnost nastavení testu pro nalezení optimálního spalovacího poměru. Jelikož není známo množství vzduchu ani zemního plynu vstupujícího do spalovacího procesu a test je nastavován pouze zadáním teplotního profilu, hodnotou otáček dmyhadla vzduchu a frekvencí otáček dmyhadla plynu. Motivací může být také úspora zemního plynu a snížení energetické náročnosti celého testu.

Dalším cílem diplomové práce je rešerše testování výfukových spon a matematický model spalovací komory.

1 Testování výfukových spon

Důraz na kvalitu, životnost materiálů a bezpečnost komponentů v automobilovém průmyslu, jsou hlavními prioritami jejich výrobců a zároveň požadavky koncových spotřebitelů. Na výrobce, resp. na zkušebny a certifikační orgány jsou kladeny stále vyšší nároky na jednotlivé testy. Kromě akreditace komponent mezi ně patří i úspěšné absolvování porovnávacích testů a také četné zákaznické audity. Tyto audity požadují dodržování individuálních pravidel a jsou často nad rámec akreditace ITC (Institut testování a certifikace). [1]

1.1 Výfuková spona

Pojmem výfuková spona se rozumí spojovací díl dvou přírub trubních systémů instalovaných v motorovém vozidlu. Proudící médium v těchto systémech je plynného skupenství, zejména spaliny ve výfukových systémech anebo vzduch v sacích systémech. Výfuková spona je vyvíjena jako náhrada za přírubový spoj zejména pro úsporu hmotnosti, ale při zachování pevnostních i těsnících vlastností. Tyto vlastnosti se při vývoji spon testují a validují, dle testů popsaných níže.

1.2 Emisní norma EURO

Emisní norma EURO definuje maximální hodnoty složek výfukových plynů zážehových a vznětových motorů v zemích Evropské unie. Norma definuje množství CO – oxid uhelnatý, NO_x – oxidy dusíku, HC + NO_x – uhlovodíky + oxidy dusíku, HC – uhlovodíky, PČ – pevné částice. Srovnání jednotlivých množství spalin vystupujících z výfukového systému je uvedeno v Tabulka 1.1.

Zážehový motor						
Rok zavedení	Číslo normy	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC+NO _x [g/km]	HC [g/km]	PČ [g/km]
1992	1	3,16	X	1,13	X	X
1996	2	2,2	X	0,5	X	X
2000	3	2,3	0,15	X	0,2	X
2005	4	1	0,08	X	0,1	X
2009	5	1	0,06	X	0,1	0,005
2014	6b, 6c, 6d	1	0,06	X	0,1	0,0045
Vznětový motor						
1992	1	3,16	X	1,13	X	0,18
1996	2	1	X	0,7	X	0,08
2000	3	0,64	0,5	0,56	X	0,05
2005	4	0,5	0,25	0,3	X	0,025
2009	5	0,5	0,18	0,23	X	0,005
2014	6b, 6c, 6d	0,5	0,08	0,17	X	0,0045

Tabulka 1.1 Srovnání norem EURO dle [2]

Aktuální normou je EURO 6d – ISC – FCM, která je v platnosti od 1.1.2021 pro všechny nové vozy na trhu. Norma zpřísňuje dosavadní platnou normu EURO 6d – temp při měření emisí v běžném provozu, jelikož dříve byly emisní hodnoty měřeny v laboratorních podmínkách. Pro RDE (Real Driving Emissions = emise v běžném provozu) byl zaveden CF (Conformity Factor = faktor (násobek) shody) [3]. Tento faktor určuje odchylku od měření v laboratorních podmínkách. Dle poslední normy EURO 6d je tento faktor definován jako nepřesnost měřicího přístroje [2].

Uvedené produkty spalování v Tabulka 1.1 jsou analyzovány na konci výfukového systému pomocí analyzátorů spalin. Existují také standardy navazující na normy EURO definující únik spalin z výfukových systémů. Obecně platí, čím blíže motoru se spoj nachází, tím přísnější jsou nároky na velikost úniku spalin skrze daný spoj.

Na základě těchto norem výrobci automobilů potřebují znát hodnoty úniku spalin skrze spojovací prvek jímž je výfuková spona. Ke zjištění úniku spalin patří i simulace reálných podmínek provozu výfukové spony a další validační testy popsané v následujících kapitolách.

1.3 Typy testu

Vzhledem k tomu, že na sponách trubních systémů v automobilovém průmyslu mnohdy závisí funkce celého zařízení např. turbodmychadla, musí spony odpovídat nadnárodním standardům, ale i standardům daného zákazníka. Tyto standardy odpovídají normám EURO, které stanovují únik emisí z výfukového systému.

Testy slouží pro interní validaci produktu a ověření parametrů spony pro koncové zákazníky.

Testuje se výkon sestavy (příruba – těsnění – spona) a únik vzduchu či spalin testovaného vzorku. Koncový zákazníci si podle počtu a typu použitých spon ve výfukovém potrubí mohou udělat součet garantovaného úniku. Tím je možno ověřit, zda výfukový systém spadá do aktuální normy EURO.

Testy uvedeny níže jsou popsány dle interních specifikací společnosti Norma Group s.r.o. a na základě konzultací ve společnosti [4].

1.3.1 Test úniku média

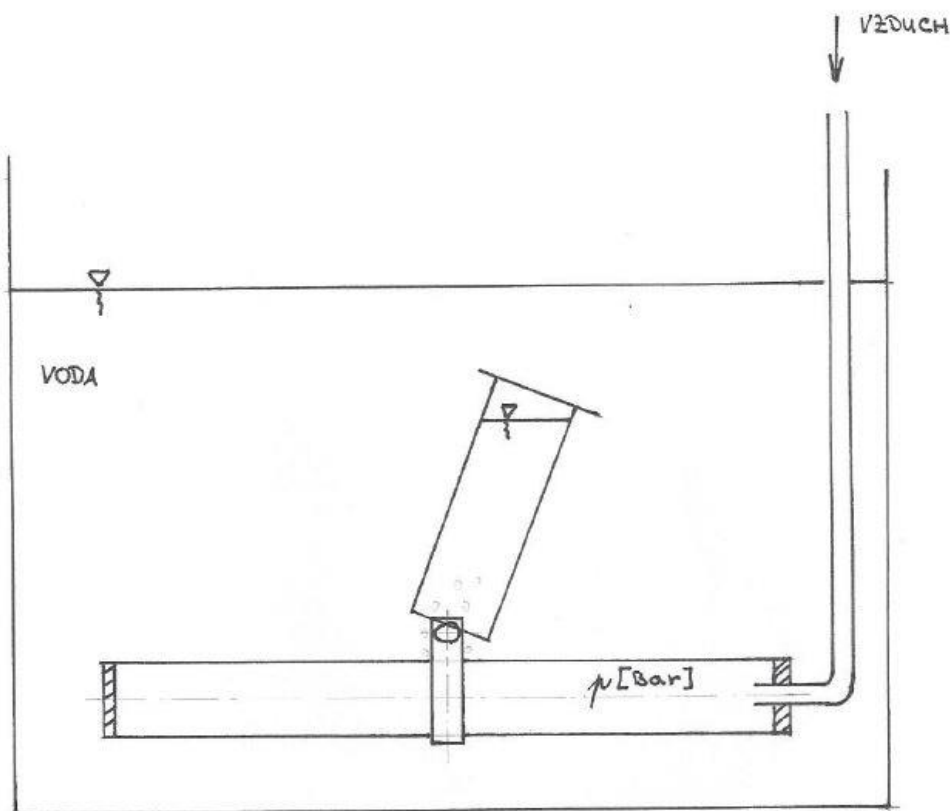
Veškeré dílčí testy uvedené níže se provádí pro validaci úniku média skrze testovanou sestavu. Testuje se těsnost spoje vytvořeného pomocí spony, přírub a těsnění.

Tento únik musí být v přípustné toleranci a v celé výfukové sestavě je daný aktuálními požadavky výrobců automobilů.

Způsob realizace testu:

Realizace testu na únik média se provádí na začátku a na konci série testů horkým plynem a dynamickým zatížením. Také v průběhu po určitém počtu dynamických cyklů. Při různých tlacích uvnitř sestavy. Například po 250000, 500000, 1 mil, 2,5 mil, 5 mil dynamických cyklech a při různých tlacích např. 0.3, 0.5, 1 až 4.5 Baru.

Takto natlakovaná sestava je ponořena do nádrže s vodou. Během časového úseku se do ponořeného odměrného válce zachytává unikající médium (v tomto případě vzduch) přes testovanou sponu. Schéma provedení testu je vidět na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Schéma realizace testu úniku vzduchu, vlastní zpracování dle [4]

Výsledky testu:

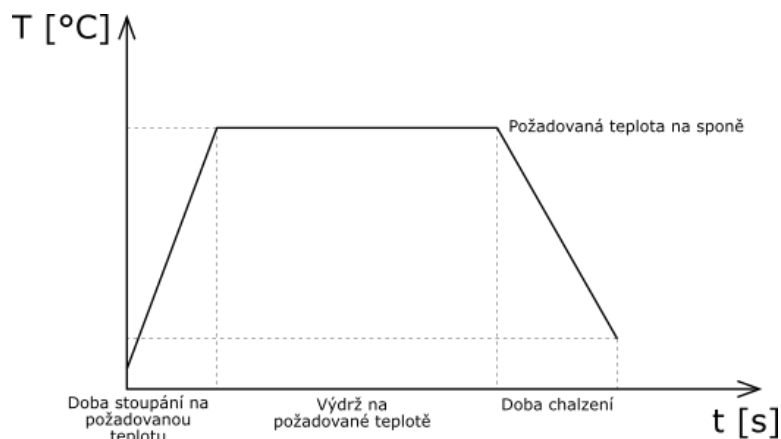
Výsledkem jsou naměřené hodnoty objemu uniklého vzduchu při různých tlacích v sestavě a po určitém množství vibračních cyklů. Jedná se o nejdůležitější validační hodnotu spon.

1.3.2 Simulace zatížení horkým plynem

Je určena pro zjištění a posouzení vhodnosti spon určených pro automobilový průmysl, zejména do výfukových systémů. Slouží pro simulaci reálného provozu, kdy jsou spony namáhány při vysokých teplotách, které jsou simulovány prouděním horkých spalín. Spony musí za provozu odolat vysokým teplotám – 100 až 950 °C na povrchu spony. Taktéž musí odolávat změnám teplot tzv. cyklickému tepelnému zatížení. Simulace zatížení horkým plynem je jeden z testů sloužící k vyhodnocení úniku skrze testovanou sestavu a také k určení životnosti spony. Tento test se provádí společně s testem úniku média skrze testovanou sestavu, jak již bylo popsáno v kapitole 1.3.1.

Způsob realizace testu:

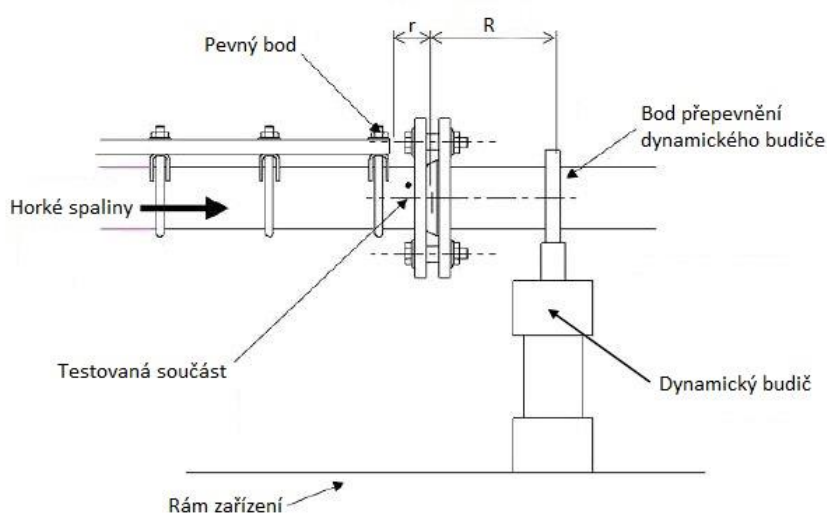
Test se realizuje pomocí spalování zemního plynu v zařízení „Hot Gas Test Bench“. Cílem je dosáhnout na povrchu spony požadované teploty nebo požadovaného tepelného cyklického zatížení. Cyklické zatížení je definováno typem testu nebo požadavkem zákazníka a zadává se jako teplotní profil (viz. Obr. 1.2). Cyklickým teplotním zatěžováním se rozumí střídavé zahřívání a ochlazování, přičemž teplota spalín může dosáhnout i teploty max. 1350 °C. Ochlazování při tepelných cyklech může být přirozené nebo nucenou konvekcí, zevnitř i z venku testované sestavy, pomocí ventilačního systému.



Obr. 1.2 Teplotní profil, vlastní zpracování dle [4]

1.3.3 Dynamické zatížení

Společně s tepelným zatížením probíhá i dynamické zatěžování. Výfukový systém je připevněn na několika místech ke konstrukci automobilu. Tato montáž je simulována pevným bodem na Obr. 1.3. Filtrační součásti výfukového systému, např. filtr pevných částic, působí při reálném provozu na výfukový systém ohybovým momentem, který je simulován dynamickým budičem. Dynamické zatížení spoje výfukového systému může být vyvoláno i otáčkami turbodmychadla či celkovým chvěním pohonné jednotky za provozu.

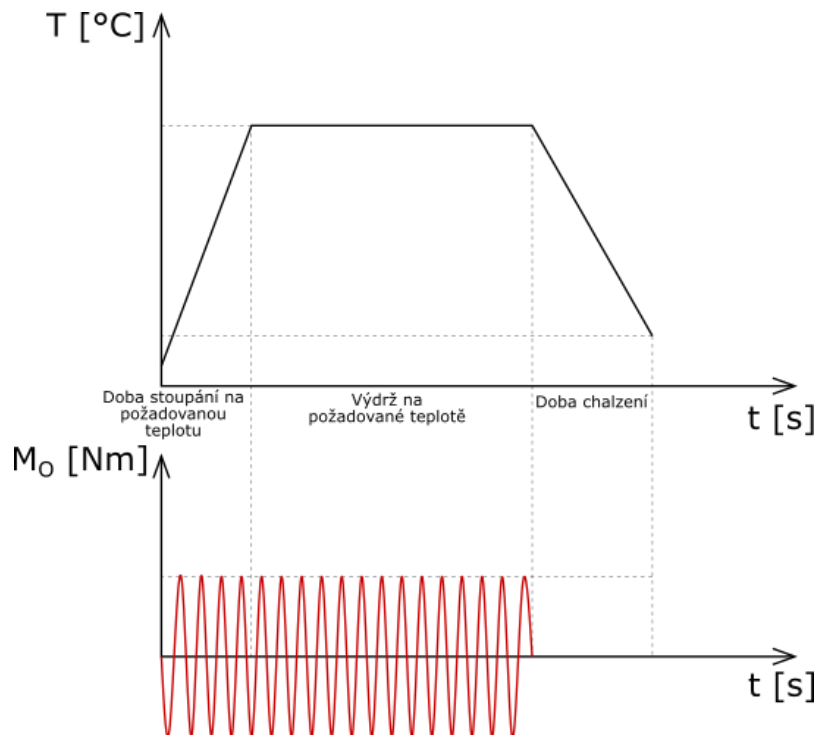


Obr. 1.3 Schéma dynamického zatěžování [4]

Způsob realizace testu:

Dle specifikací testu může být spona namáhána dynamickým zatížením o určitém ohybovém momentu při dané frekvenci. Simulace dynamického zatížení je zajištěna pomocí elektrodynamické vibrační jednotky. Frekvence je dle specifikace konkrétních požadavků zákazníka, resp. aplikace. Obvyklá frekvence se pohybuje v rozmezí 5 až 200 Hz. Velikost zatížení je dána ohybovým momentem, který je vyvolán působením síly (vyvolané vibrační

jednotkou) na rameni. Velikost působící síly je specifikována na základě konkrétních testů a aplikací spony. Obvykle se hodnoty ohybového momentu pohybují 20-250 N·m.



Obr. 1.4 Profil dynamického zatížení dle [4]

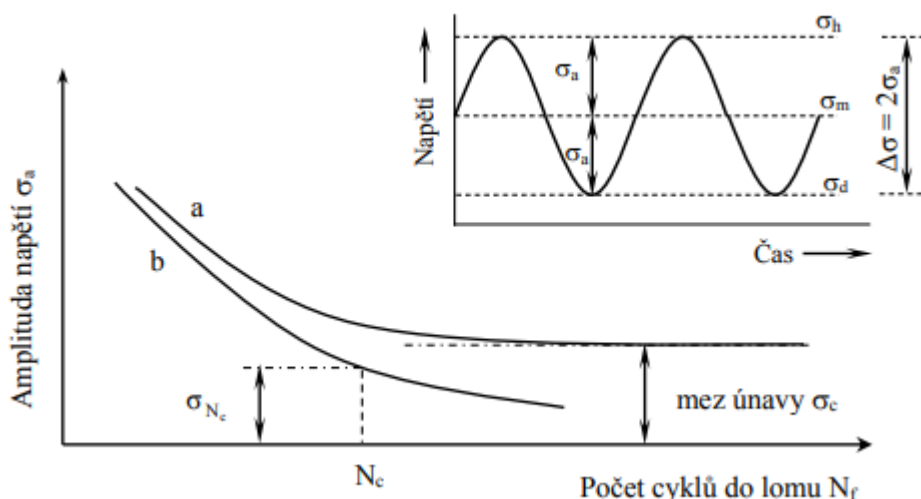
V závislosti na teplotním zatížení definovaném teplotním profilem je dán i dynamický profil zatěžování. Doba dynamického zatěžování odpovídá době působení teplotního zatížení, viz. Obr. 1.4, případně dle specifikací zákazníka.

1.3.4 Vyhodnocení testů zatížení horkým plynem a dynamickým zatížením

Simulace testu horkým plynem (kapitola 1.3.2) a testu dynamickým zatížením (kapitola 1.3.3) se vyhodnocuje společně. Horký plyn má za úkol simulovat teplotní podmínky provozu. Dynamické zatížení simuluje chvění výfukového systému při provozu.

Vyhodnocení tohoto kombinovaného testování slouží k validaci životnosti spon. Jedná se o únavovou zkoušku testované spony, ze které je stanovena životnost spony.

Životnost spony je stanovena dle křivky životnosti $\sigma_a - N_f$ (Wöhlerova křivka neboli S-N křivka), ta definuje závislost počtu cyklů N_f na amplitudě napětí σ_a při daném středním napětí. Amplituda napětí, u které nedojde k lomu ani při vysokém počtu cyklů se nazývá mez únavy σ_c , tomuto chování odpovídají nízkouhlíkové oceli, pro které je typická křivka *a* na Obr. 1.5. Křivka *b* na Obr. 1.5 je typická pro materiály s FCC mřížkou a nelze zde stanovit mez únavy jako předchozím způsobem. Životnost materiálu je tedy stanovena smluvně na určitý počet cyklů typicky $N_c = 10^7$ cyklů. Tato křivka se nazývá časovaná mez únavy σ_{N_c} . [5]



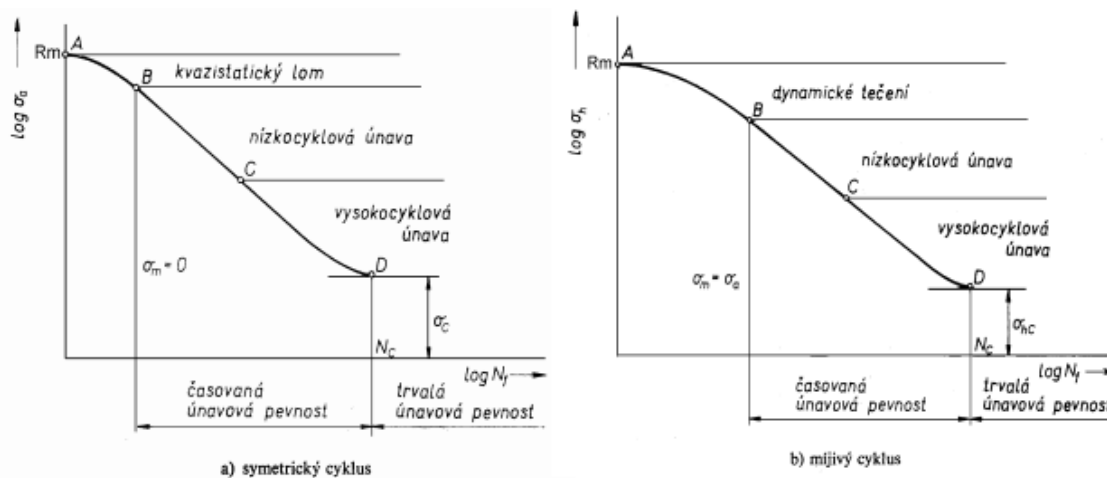
Obr. 1.5 Wöhlerova Křivka [5]

Kde: σ_a ... amplituda napětí
 σ_h ... horní napětí
 σ_d ... dolní napětí
 σ_m ... střední napětí

V praxi se experimentálně stanovují dvě křivky životnosti, a to pro symetrický zátěžný cyklus kde $\sigma_m = 0$ (viz. Obr. 1.6a), a pro míjivý cyklus kde $\sigma_m = \sigma_a$ (viz. Obr. 1.6b). U obou diagramů klesá počet cyklů do lomu s rostoucím napětím. Tato oblast je nazývána časovanou mezí únavy, je zprava ohraničena počtem cyklů N_c a na Obr. 1.5 znázorněna křivkou *b*. Oblast s vyšším počtem cyklů $N > N_c$ je nazývána oblastí trvalé únavové pevnosti. [5]

Závislost Wöhlerovy křivky vyjadřuje tyto zákonitosti [5]:

1. Počet cyklů do lomu roste s klesající amplitudou napětí.
2. Existuje mezní amplituda, pro kterou nedochází k porušení ani při téměř neomezeném množství cyklů.
3. Počet cyklů do lomu nezávisí jen na absolutní velikosti maximálního napětí σ_h , ale také na velikosti amplitudy σ_a . Platí, čím větší je amplituda při daném σ_h , tím menší počet cyklů materiál zvládne.



Obr. 1.6 Experimentální křivky životnosti [6]

Vyhodnocení živostnosti spony spočívá v pozorování vzniku trhlin na sponě a plastické deformaci testované spony.

Není-li spona po daném počtu cyklů viditelně poškozena a byly splněny okrajové podmínky testu (nedošlo k výraznému nárůstu úniku média, viz. kapitola 1.3.1), je spona rovnou zkoumána na plastické deformace. Jakmile dojde k výraznému nárůstu úniků média skrze testovanou sponu, zkoumá se vliv a velikost trhlin pod mikroskopem na nejvíce namáhaných místech.

Plastická deformace se vyhodnocuje porovnáním 3D modelu nově vyrobené spony s naskenovaným 3D modelem testované spony. Jelikož může dojít i k deformaci přírub na testovaném potrubí, zkoumají se i plastické deformace na testovaném potrubí. Dojde-li k zjištění plastické deformace na přírubě, zkoumá se vliv plastické deformace příruby na testovanou sponu. Je-li vyvozen závěr, že deformace příruby ovlivnila testovanou sponu není test relativní.

Výsledkem tohoto procesu testování a vyhodnocení je validace spony a konstatování, zda je spona vhodná do reálného procesu. V případě neuspokojivých výsledků dochází k zásahu do konstrukce spony, přírub nebo ke změně typu těsnění.

1.3.5 Axiální síla

Test axiální síly vychází ze specifikace použitého těsnění. Pro spoje profilovými sponami se obecně používají tři typy těsnění (kovové těsnění, grafitové těsnění a Mica těsnění). Profilová spona při utahování přitlačuje příruby spojovaného potrubí, mezi kterými je umístěno těsnění. Proto je tento test prováděn pouze u profilových spon. Velikost síly je definována ve specifikaci dodavatele těsnění. Test vyhodnocuje výši axiální síly generované během utahování spony.

Přírubový spoj s profilovou sponou a těsněním je většinou aplikován na spojovacích prvcích v blízkosti výstupu z motoru před filtračními zařízeními, kde jsou nejpřísnější nároky na únik spalin skrze sponu.

Způsob realizace testu:

Spona je upnuta na testovací přípravek, který simuluje reálné spojení dvou přírub. Spona je utažena dle zákaznické normy, která udává jednotlivé kroky utahování (rychlost a cílový moment). Stanovení axiální síly je realizováno pomocí silového čidla.

Výsledky testu:

Výsledkem testu je zjištění, zda předepsaná rychlost utahování a výsledný utahovací moment vyvolá potřebnou axiální sílu pro stlačení těsnění. Jakmile dotažení spony nevyvolá potřebnou svěrnou sílu, následuje ověření, zda došlo k dotyku obou stran spony, případně kontrola a úprava střížné délky.

1.3.6 Test korozní odolnosti

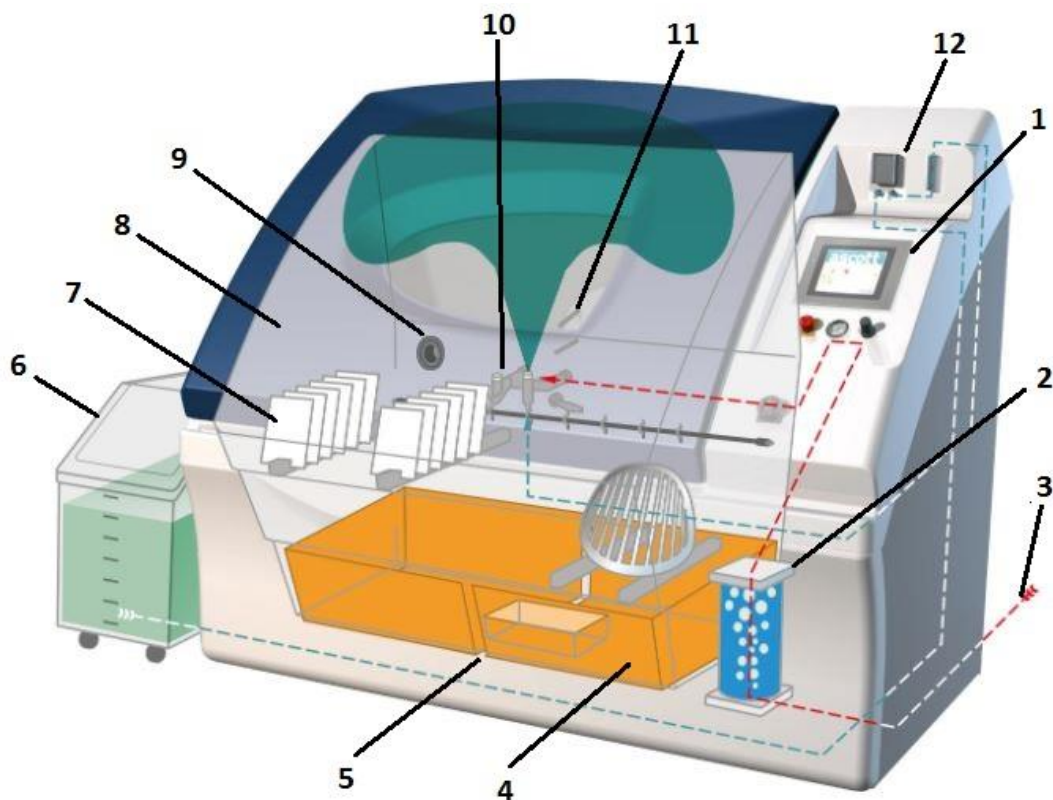
Testování koroze se provádí tzv. urychlenou korozní zkouškou. Koroze negativně ovlivňuje vlastnosti výrobku nebo zařízení. Tyto zkoušky srovnávají testovaný vzorek s referenčním vzorkem a dokážou odhalit případné problémy již při výrobě. Jedná se o jeden z nejčastějších testů během vývoje a kontrole kovových součástí v automobilovém průmyslu zasahující i do dalších průmyslových odvětví. [7], [8]

Je k dispozici celá řada norem definujících testy odolnosti vůči korozi. Důležité je tedy volit vyhovující normu s ohledem na požadavky pro samotný test. V úvahu tedy musí být brán zamýšlený typ koroze, koncová povrchová úprava, požadavky zákazníka, resp. automobilky do které součást putuje. [7]

Mezi základní typy testů patří testy solnou mlhou a cyklické korozní testy (CCT – Cyclic Corrosion Tests). [7]

U testů solnou mlhou může být prostředí neutrální nebo kyselé. Jedná se o původní test odolnosti proti korozi. Testování kovových součástí se obvykle provádí v neutrálním prostředí, kdežto hliníkové součásti jsou testovány v prostředí kyselém. Nejobvyklejší normy definující testy solnou mlhou jsou ASTM B117, ASTM G85 nebo ISO 9227. [7], [8]

Mnohem žádanější jsou cyklické korozní testy. V definovaném časovém úseku se střídá několik prostředí urychlující vznik koroze. Např. test solnou mlhou s jinými testovacími cykly jako je sušení okolním vzduchem, kondenzační vlhkost nebo kontrolovaná vlhkost u které se nastavuje požadovaná teplota i hodnota relativní vlhkosti a také teplotní testy pod bodem mrazu. Tyto testy tedy lépe simulují reálné podmínky při různých aplikacích součástí. Mezi nejčastější normy definující podmínky testu pro cyklické zatížení jsou CCT-1, ISO11997-1, ISO 14993, JASO M 609 nebo P-VW 1210. Jedny z nejpřísnějších testů pak definují normy automobilek Volvo, Ford a Scania. Jedná se o normy VCS 1027-149 (ACT I), VCS (1027-1449 (ACT II) a Ford CETP 00.00-L-467 [7], [8]



Obr. 1.7 Cyklické testování koroze [9]

Kde: 1 – kontrolní panel; 2 – sytič vzduchu; 3 – přívod vzduchu; 4 – topná tělesa; 5 – odvod kondenzátu; 6 – zásobník soli; 7 – testované součásti; 8 – testovací komora; 9 – výfukový ventil; 10 – solný rozprašovač; 11 – senzory; 12 – řídicí jednotka solného čerpadla

Způsob realizace testu:

Testy se realizují v testovacích zařízeních nazývaných solná komora, kondenzační komora nebo cyklická komora. Způsob realizace je dán požadavkem na samotný test a je brán v úvahu typ koroze, vlastnosti materiálu a jeho povrchovou úpravu, dále požadavky zákazníka, které

většinou mají definované standardy, jak má daný test pro konkrétní aplikaci proběhnout. Výpis nejčastějších norem je uveden v odstavcích více.

Výsledky testu:

Výsledkem je stanovení doby, při které dokáže výrobek nebo zařízení odolávat korozi. Test slouží pro ověření korozivzdornosti použitých materiálů, různých povlaků šroubů, matic a spon samotných.

1.4 Závěr testování výfukových spon

Z provedené rešerše vyplývá, že testování spon je důležitým faktorem při návrhu výfukových systémů, a to z pohledu úniku spalin do okolí. Tento únik výfukového systému je specifikován pomocí norem EURO a navazujících standardů.

Před samotným testem simulace reálnými podmínkami je změřen únik média smontované sestavy. Poté je sestava zatížena horkým plynem a dynamickým zatížením, jedná se o simulaci reálných podmínek provozu. Tato simulace může mít velký vliv na následný únik spalin. Dle specifikace zadavatele testu je měřen únik média skrze testovanou sestavu, a to po určitém počtu vibračních cyklů a při různých tlacích uvnitř sestavy. Kromě simulace reálných podmínek tyto testy slouží k validaci životnosti testovaných spon. Ke správné funkčnosti těsnění dochází při definovaném stlačení těsnění axiální silou. Ta se ověřuje pomocí testu axiální síly. Pro ověření korozivzdornosti použitých materiálů spon, případně různých povlaků šroubů, matic a spon samotných, slouží test korozní odolnosti.

Jelikož se diplomová práce zabývá řízením spalovací komory při testu zatížení horkým plynem a jedním z požadavků zákazníků je i uvedení množství spalin, které projde testovanou sestavou je důležité validovat i množství spalin. Momentálně množství spalin není monitorováno ani jinak vyhodnocováno, proto je na požadavek validace množství spalin brán ohled v následujících kapitolách.

2 Analýza současného stavu zařízení

Současné zařízení bylo navrženo pro testování výfukových sestav s průměrem trubky konkrétního průměru, jímž je DN 80. Provádí se zde konstantní nebo cyklické teplotní zatížení spolu s dynamickým zatížením výfukových sestav. Teplotní zatížení je specifikováno teplotní funkcí dle požadavku zákazníka nebo interní specifikací pro testování spony.

Analýza současného stavu zařízení byla provedena na základě interní dokumentace k zařízení „Hot Gas Test Bench“ a dle konzultací ve společnosti Norma Group s.r.o. [10].

2.1 Parametry zařízení

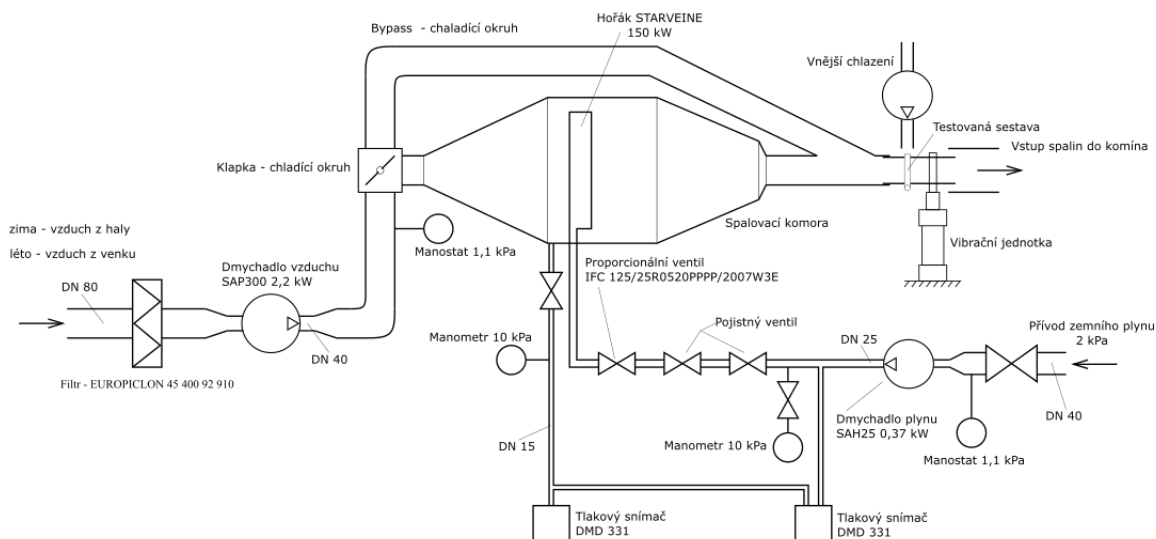
Tepelný výkon hořáku:	150 kW
Teplota spalin:	100 až 1350 °C
Druh paliva:	zemní plyn
Okysličovadlo:	okolní vzduch
Tlak plynu:	2 kPa (nízkotlaké potrubí)
Základní průměr testované spony:	80 mm
Průměr přívodního potrubí plynu:	DN 40
Průměr smyčky přívodu plynu:	DN 25
Průměr přívodního potrubí vzduchu:	DN 80
Frekvence dynamického namáhání:	5–5000 Hz
Velikost ohybového momentu:	20–250 N·m

2.2 Popis konstrukce

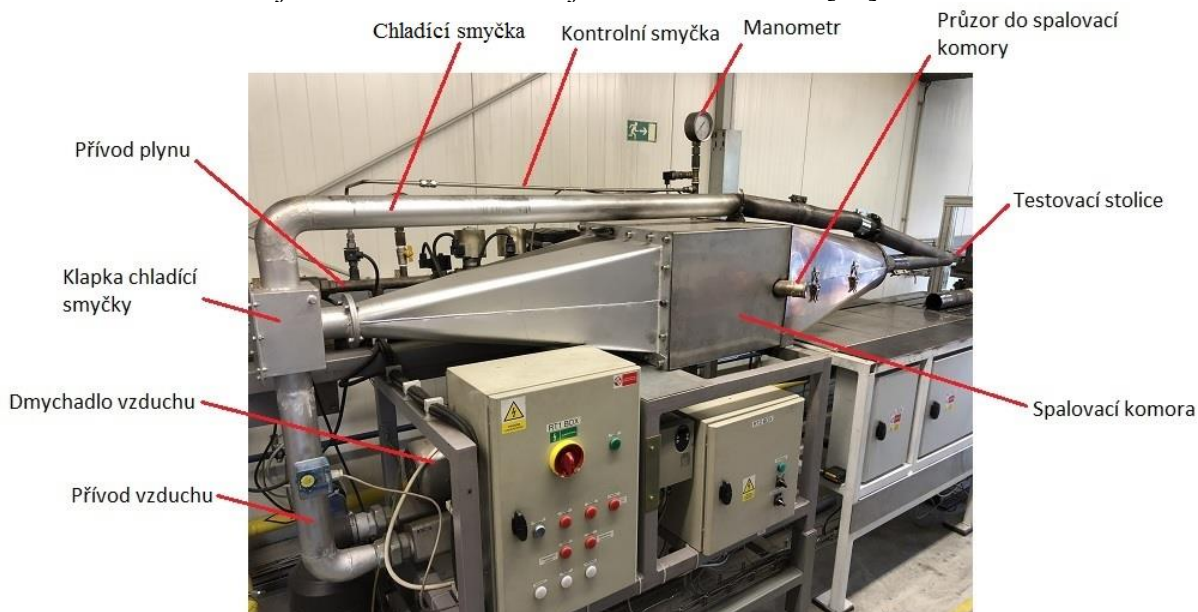
Zařízení se skládá z několika hlavních komponent [10]:

- Rámová konstrukce zařízení.
- Ovládací panel HMI.
- Přívod potrubí plynu DN 40 a DN 25.
- Manometry 10 kPa, Manostat 1 kPa.
- Bezpečnostní ventily.
- Proporcionální ventil IFC 125/25 R05-20PPPP/20-07W3E.
- Dmyhadlo plynu SAH25 0,37 kW.
- Přívodní potrubí vzduchu DN 80.
- Vzduchový filtr EUROPICLON 45 400 92 910.
- Dmyhadlo vzduchu SAP300 2,2 kW.
- Plynová komora.
- Hořák STARVEINE 150 kW.
- Klapka chladící smyčky.
- Chladící smyčka – bypass.
- Bezpečnostní regulační smyčka – snímače tlaku DMD331.
- Stolice pro testování spon.
- Hlavní termočlánek typu K.
- Vibrační jednotka 5–5000 Hz.
- Maximální ohybová síla 5000 N.
- Komín.

Schéma zařízení vypracované dle výkresové dokumentace [10] je zobrazeno na Obr. 2.1.



Obr. 2.1 Schéma zařízení pro testování součástí horkým plynem, vlastní zpracování dle [10]
Celé zařízení nacházející se v Norma Czech je vidět na Obr. 2.2 [10].

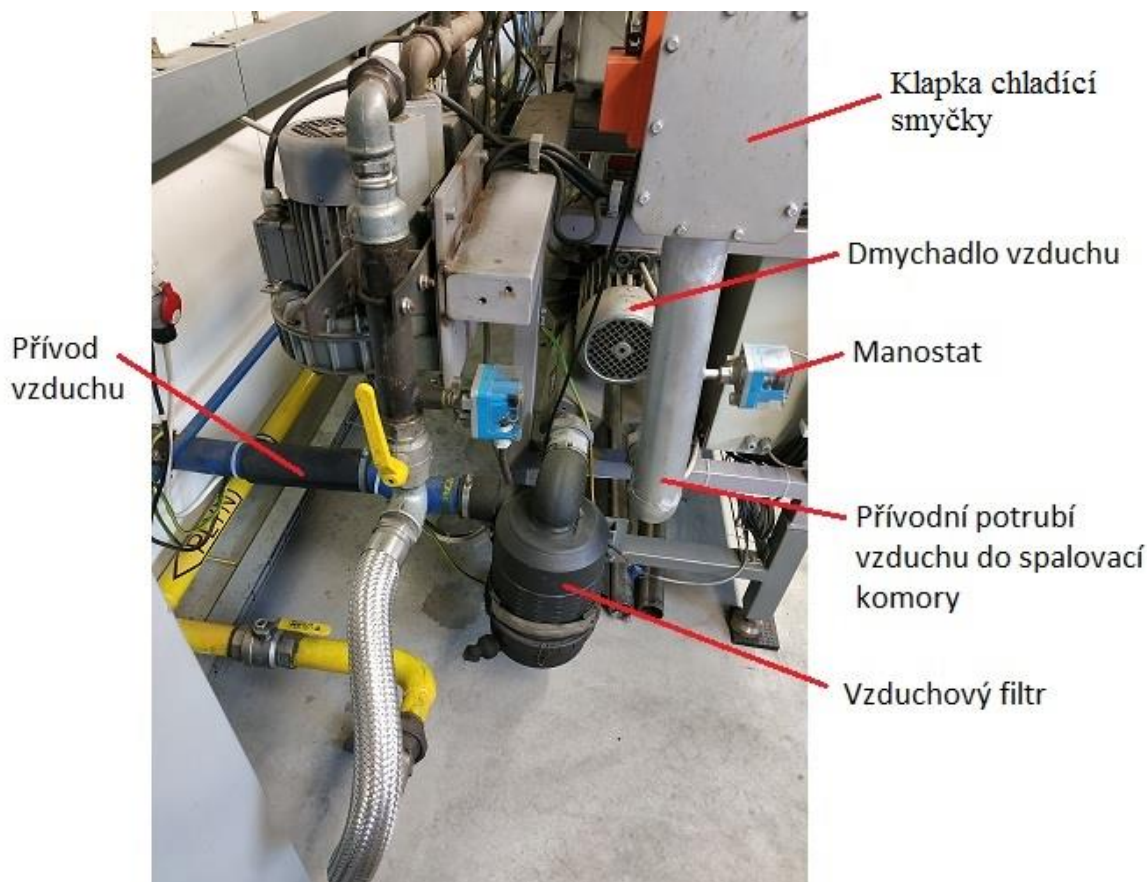


Obr. 2.2 Popis testovacího zařízení, upraveno dle [10]

2.2.1 Přívod vzduchu

Vzduch je přiváděn z okolí potrubím o světlosti DN80. V létě se přivádí venkovní vzduch, v zimě se přivádí vzduch z haly, z důvodu kolísání teplot. Průtok vzduchu je řízen pomocí dmychadla SAP300 o výkonu 2,2 kW. Před dmychadlem je umístěn vzduchový filtr EUROPICLON 45 400 92 910, který zabraňuje nasátí nečistot. Přívod vzduchu hlídá manostat, který v případě poruchy přívodu vzduchu, tj. v případě přerušení dodávky vzduchu do směšovací komory, vypíná hořák. Přívodová cesta vzduchu s popisem zařízení je zobrazena na Obr. 2.3. Přívod vzduchu je do spalovací komory usměřován klapkou chladicího okruhu, který je popsán v následující podkapitole.

Momentálně je nutné zmínit, že klapka chladicího okruhu není těsná a jsou zde úniky vzduchu. Při výpočtu rovnice kontinuity je nutné brát ohled na úniky vzduchu přes klapku a počítat s nepřesnostmi vstupující do výpočtu.



Obr. 2.3 Přívod vzduchu do spalovací komory, upraveno dle [10]

2.2.2 Chladicí smyčka

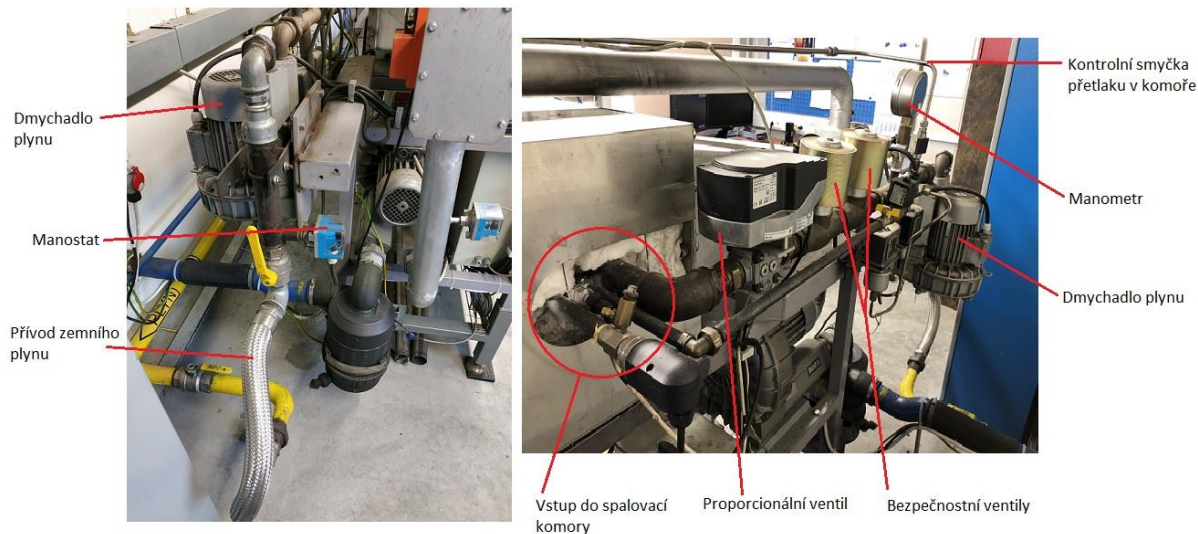
Chladicí smyčka slouží k chlazení testované sestavy nucenou konvekcí, pokud je potřeba sestavu rychle ochladit. Přepíná se pomocí klapky, která je umístěna před spalovací komorou a vstupuje do potrubí za spalovací komorou (viz. Obr. 2.1 či Obr. 2.2) Toto chlazení se nazývá vnitřní, jelikož se chladí stejným potrubím jako se přiváděly horké spaliny tzn. testovací sestava se chladí zevnitř.

Zároveň existuje i vnější chlazení, zobrazené na Obr. 2.1, zde se přivádí vzduch na testovací sestavu z vnější strany potrubí. Tento okruh je mimo hlavní smyčku přívodu vzduchu a má své vlastní dmychadlo.

2.2.3 Přívod plynu

Přívod plynu je realizován pomocí přípojky z rozvodné sítě, je zde zaveden přívod plynu nízkotlakým potrubím o světlosti DN40. Na přívodním potrubí plynu do spalovací komory je umístěn kulový uzávěr a manostat, který kontroluje tlak v přívodním potrubí plynu. Poté se zde nachází dmychadlo plynu SAH25 o výkonu 0,37 kW, které má za úkol zvyšovat tlak plynu, pokud stoupne tlak ve spalovací komoře. Zvýšení tlaku je řízeno kontrolní smyčkou, která bude popsána níže. Za dmychadlem je plyn veden potrubím o průměru DN25 a je zde umístěn manometr o rozsahu do 10 kPa. Dále jsou na trati umístěny dva bezpečnostní ventily, které v případě poruchy zavřou přívod plynu. Dvojití umístění bezpečnostních ventilů je z důvodu zdvojení bezpečnosti, kdyby jeden z nich přestal pracovat. Před vstupem do spalovací komory je umístěn proporcionální ventil IFC 125/25R05-20PPPP/20 - 07W3E. Tento ventil byl volen

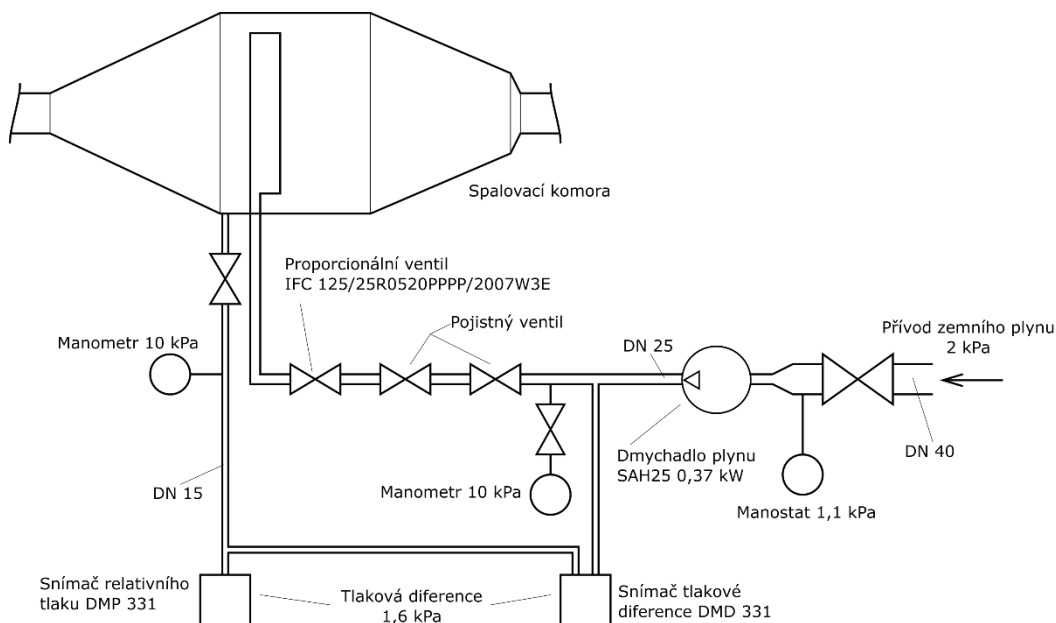
z důvodu lineárního řízení průtoku a dokáže tak řídit přesné množství plynu, které do komory vstupuje. Celá větev s popisem zařízení se zobrazena na Obr. 2.4. a zároveň schematicky znázorněna na Obr. 2.5.



Obr. 2.4 Přívod plynu do spalovací komory, upraveno dle [10]

2.2.4 Kontrolní smyčka plynu

Kontrolní smyčka (viz. Obr. 2.5) plynu kontroluje tlak plynu vstupující do spalovací komory. Tlak plynu musí být alespoň o 1,6 kPa vyšší, než je tlak ve spalovací komoře, z bezpečnostních i provozních důvodů. Proto je zde umístěna kontrolní smyčka, která se skládá z manometru měřícího tlak v komoře, snímače relativního tlaku DMP331, snímače tlakové diference DMD331 (v přívodním potrubí a spalovací komoře), řídicí jednotky a frekvenčního měniče dmyhadla. Jakmile dojde k nárustu tlaku ve spalovací komoře, řídicí jednotka to zaznamená a automaticky dorovná požadovanou tlakovou diferenci, pomocí frekvenčního měniče dmyhadla SAH25, aby v přívodním potrubí byl tlak vyšší o 1,6 kPa než ve spalovací komoře.



Obr. 2.5 Schéma kontrolní smyčky vlastní zpracování dle [10]

2.2.5 Spalovací komora

Ve spalovací komoře se mísí vzduch jakožto okysličovadlo a zemní plyn v hořáku jakožto palivo. Po zapálení této směsi vstupuje plamen, případně horké spaliny ke stolici s testovanou sestavou, na které je připevněn hlavní termočlánek Obr. 2.6. Po průchodu testovanou sestavou spaliny putují do komína a odchází do okolí.

Aktuálně je přívod plynu spolu s kontrolními přívody do spalovací komory těsněn pomocí silikonu a přetěsnění musí být prováděno každý rok. (Viz. Obr. 2.4)



Obr. 2.6 Umístění hlavního termočlánu dle [10]

2.2.6 Vibrační jednotka

Pod stolicí s umístěnou sponou se nachází vibrační jednotka, pomocí které je buzeno dynamické zatěžování. Frekvence této vibrační jednotky se pohybují v intervalu od 5 do 5000 Hz. A ohybový moment se pohybuje v rozmezí od 20 do 250 N·m v závislosti na typu testu. Dynamické zatížení vibrační jednotkou je znázorněno v kapitole 1.3.3 na Obr. 1.4.

2.3 Nastavení a regulace testu zatížení horkým plynem

Nynější postup nastavení zařízení je popsán dle interních dokumentů Popis regulace hořáku a TestPRO User Guide [10].

Současné ovládání směsi plynu a vzduchu je řízeno z části automaticky. Do regulace zařízení vstupují dvě veličiny, pomocí kterých se řídí spalování a reguluje výkon a tím i teplota na hlavním termočlánu. Tyto veličiny jsou objemový průtok plynu a objemový průtok vzduchu. Aktuálně však není žádný záznam těchto veličin a nastavování je metodou pokus – omyl a dle zkušeností operátora. Navíc objemový průtok vzduchu je nastavován jako konstantní proměnná, kterou nelze během testu regulovat. Takže pokud během testu dojde ke spalovacímu procesu s nedostatkem kyslíku, je nutné test vypnout a nastavit objemové množství spalovacího vzduchu znovu.

V současné době je zařízení provozu schopné, bezpečné pro provoz a splňuje všechny plynárenské standardy. Zařízení dokáže řídit teplotu na hlavním termočlánu testované sestavy na desetinu stupně. Nicméně je časově náročné na nastavení požadovaných parametrů při zachování optimálního spalovacího poměru, tj. spalování s přebytkem kyslíku ve spalinách.

2.3.1 Průběh nastavení testu

- 1) Na ovládacím panelu se nastaví množství vzduchu pomocí otáček dmyhadla. Obecně platí větší množství do velkých průměrů a menší do malých průměrů a součástí turbodmyhadel.
- 2) Na frekvenčním měniči se nastaví tlak plynu takový, aby se s daným množstvím vzduchu zcela spálil.
- 3) Na ovládacím HMI panelu se zadají požadované teploty, resp. teplotní profil.

Pokud spalování není optimální nebo není dosažena požadovaná teplota je potřeba postup opakovat s jinými vstupními hodnotami. Nyní, kontrola dokonalého spalování probíhá vizuální kontrolou. Optimální spalovací poměr značí modrý plamen. Spalování s nedostatkem spalovacího vzduchu se vyznačuje žlutým plamenem a tvorbou sazí.

Pokud je průběh přijatelný, zbytečně se parametry nastavení nemusí měnit. Zařízení má vysoký tepelný výkon (150 kW) a špatnou manipulací se může samo i zničit.

2.3.2 Ovládací panel HMI

Řídící jednotkou je ovládací HMI panel, na kterém probíhá nastavení a kontrola zařízení během testu. Nastavení hořáku probíhá ve třech módech, prvním je „auto“, tím se rozumí opakování jednoho cyklu ohřevu a chlazení. Druhým módem je „profile“, tj. opakování teplotního cyklu složeného z 1 až 3 teplotních profilů. Posledním módem je „man“, což je manuální mód řízení hořáku. První dva módy regulují výkon hořáku pomocí dosažení zadané teploty či teplotního profilu na primárním termočlánku. Manuální mód nereguluje na zadanou teplotu nýbrž na nastavený výkon hořáku (používá se zřídka, při velmi krátkých cyklech ohřevu).

Níže jsou popsány základní veličiny, které se na panelu nastavují při módu „auto“:

- Burn time ... [s] Celkový čas teplotního cyklu.
- Fan speed B ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu.
- Temp. preset ... [°C] Maximální teplota teplotního profilu.
- ATV plyn ... [Hz] Frekvence dmyhadla plynu.
- Cool time ... [s] Čas chlazení testované sestavy.
- Fan speed C ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu při vnitřním chlazení.
- Ramp rate ... [°C/min] Rychlost stoupaní teploty na maximální teplotu.
- Power limit ... [%] Omezení otevření proporcionálního ventilu.
- Ramp delay ... [s] Zpoždění startu „ramp rate“.
- AUX fan time ... [s] Doba chodu pomocného dmyhadla chlazení.
- AUX fan delay ... [s] Zpoždění startu pomocného dmyhadla chlazení.

POZN:

Hodnota „ATV plyn“ se nastavuje ručně na frekvenčním měniči, údaj na kontrolním panelu slouží pouze pro uložení hodnot příslušného testu.

Hodnota „Ramp delay“ může být výhodná, protože rozběh hořáku trvá 20–25 sekund, během kterých může teplota narůst až o 50 °C a regulace proporcionálním ventilem tuto odchylku nemusí být schopna eliminovat. Zadáním hodnoty „Ramp delay“ se tento problém řeší.

Obdobné je nastavení testu pro mód „profile“, kde teplotní profil je nastavený hodnotami:

- Delay time ... [s] Setrvání na aktuální teplotě.
- Ramp time ... [s] Čas růstu teploty.
- Soak time ... [s] Čas setrvání na maximální nastavené teplotě.
- Fan speed B ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu.
- Temp. preset ... [°C] Maximální teplota teplotního profilu.

Dále se při nastavení testu pro mód „profil“ zadává:

- Cool time ... [s] Přibližně dopočtený čas chladicího cyklu.
- Power limit ... [%] Omezení otevření proporcionálního ventilu.
- Fan speed C ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu při vnitřním chlazení.
- Cool temp. ... [°C] Teplota na kterou je testovaná sestava ochlazována.
- Ramp delay ... [s] Zpoždění startu „Delay time“.
- Advance ... [°C] Udává začátek ohřevu o nastavený počet stupňů dříve než je nastavená hodnota „Cool temp“.

Po startu testu se zobrazí hlavní obrazovka řízení testu pro jednotlivé módy
Řídící obrazovka testu pro mód „auto“:

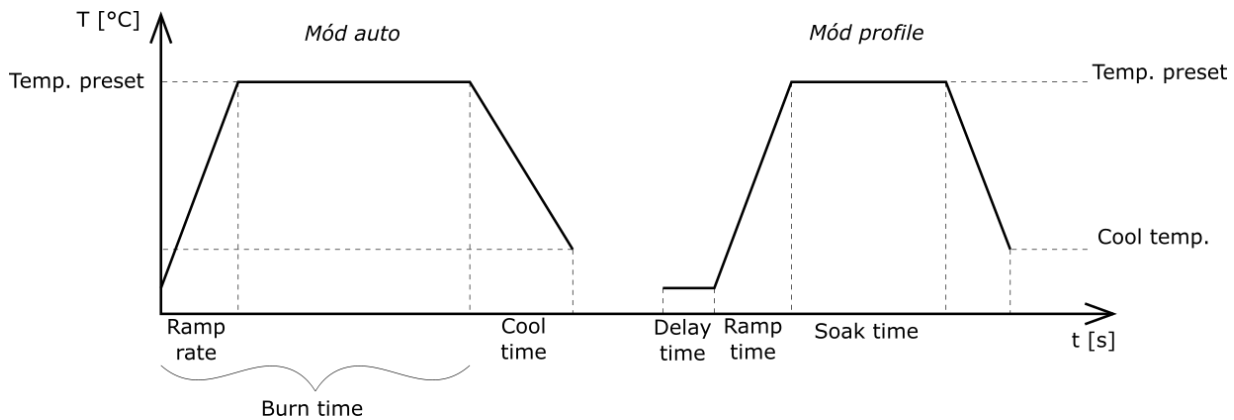
- Burn cycle ... [s] Celkový čas teplotního cyklu.
- Fan speed 1 ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu.
- Temp. SP ... [°C] Maximální teplota teplotního profilu.
- Temp. tc1 ... [°C] Měřená teplota.
- Elapsed time ... [s] Uběhlá doba cyklu.
- Burn mode ... [-] Nastavený mód.
- Cycles ... [-] Počet opakování cyklu.
- Burn counts ... [-] Aktuální cyklus.
- Cool cycle ... [s] Čas chlazení testované sestavy.
- Fan speed 2 ... [%] Otáčky dmyhadla vzduchu při vnitřním chlazení.
- Ramp rate ... [°C/min] Rychlost stoupání teploty na maximální teplotu.
- Actual SP ... [°C] Aktuální teplota na hlavním termočlátku.
- Burn PWR ... [%] Aktuální otevření proporcionálního ventilu.
- Burn state ... [-] Zapnutí/vypnutí hořáku.
- Fan speed ... [%] Aktuální otáčky dmyhadla vzduchu.

Řídící obrazovka testu pro mód „profile“ je téměř identická jako u předchozího módu rozdílné hodnoty jsou:

- Remain time ... [s] Doba do konce aktuálního segmentu.
- Act. Segment ... [-] Aktuální segment (Delay, ramp, soak, cool).
- Cool SP ... [°C] Teplota na kterou je testovaná sestava ochlazována.

2.3.3 Nastavení teplot

Teplotní profil (Viz. Obr. 1.2) je nastavení teploty na HMI panelu, a to dle módu auto či profil. Jedná se o závislost teploty T [°C] na čase t [s]. Nastavení teploty v módu „auto“ se řídí zadanými proměnnými „Burn time“, což je celkový čas cyklu, pak proměnnou „Ramp rate“, což je rychlost ohřevu a nastavenou teplotou „Temp. preset“, případně je zde nastaven čas chlazení – „Cool time“. Nastavení teploty v módu profil se řídí proměnnými „Delay time“, „Ramp time“, „Soak time“ a nastavenou teplotou „Temp. preset“, případně „Cool temp.“ Tyto teplotní profily se dají kopírovat za sebe a tím vytvářet cyklické teplotní zatížení. Ukázky obou teplotních profilů jsou zobrazeny na Obr. 2.7 spolu se znázorněnými hodnotami, které jsou nastavovány na ovládacím panelu.

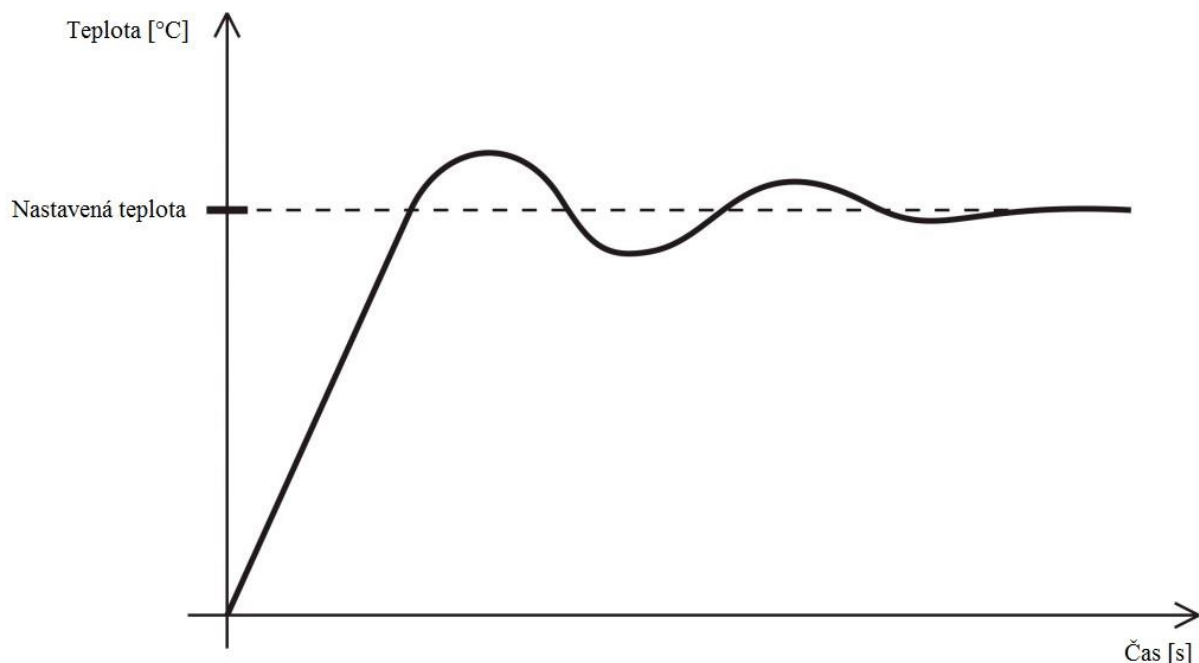


Obr. 2.7 Zadání jednotlivých teplotních profilů na ovládacím panelu

Teplota je řízena pomocí PID regulátoru, který srovnává data z nastaveného teplotního profilu s teplotou na hlavním termočlánku, na základě těchto hodnot otevírá či zavírá proporcionální ventil a reguluje množství plynu do spalovacího procesu. PID regulace bude popsána v následující kapitole.

2.3.3.1 PID regulace

PID regulace znamená proporcionálně integračně derivační regulace (viz. Obr. 2.8). Principem je porovnávání aktuální teploty na primárním termočlánku s požadovanou teplotou (zadanou na HMI panelu). Jedná se o spojitou regulaci, při které lze dosáhnout krátké doby regulace a také vysoké přesnosti bez následné regulační odchylky. Průběh dosažení teploty lze odladit změnou PID konstant regulátoru, buď podle zkušeností operátora, nebo pomocí funkce „AUTOTUNE“. Nicméně tato funkce by se měla používat jen zřídka, protože nemusí vždy najít správné hodnoty. [10], [11]



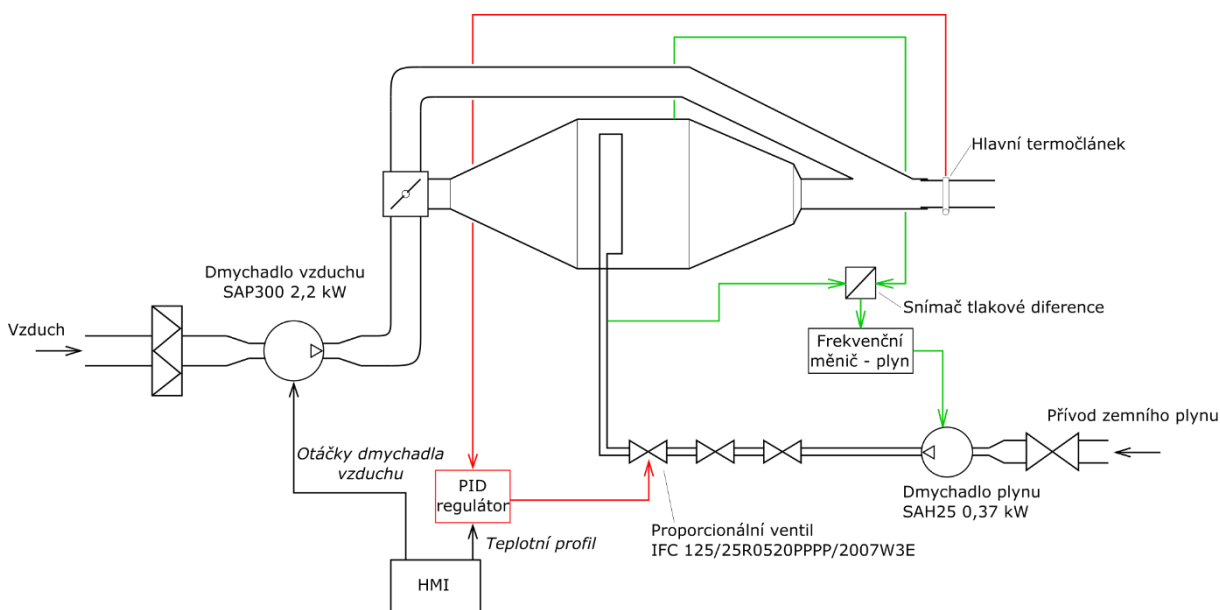
Obr. 2.8 PID regulace upraveno dle [12]

2.3.4 Řídící smyčky

Pro řízení hořáku existují dvě řídicí smyčky. První smyčkou je kontrolní smyčka a na Obr. 2.9 je vyznačena zelenou barvou. Její úkol je udržovat konstantní tlak plynu, a to při změně vstupního tlaku z plynového řádu nebo při změně tlaku v komoře. Regulátorem této smyčky je frekvenční měnič dmyhadla plynu, na kterém se ručně nastavují otáčky, a tím i tlak plynu. Měřenou veličinou je zde rozdíl mezi tlakem v komoře a tlakem plynu za dmyhadlem. Jak již bylo zmíněno v přívodním potrubí musí být tlak plynu o 1,6 kPa vyšší, než je tlak ve spalovací komoře. Tlak v komoře narůstá vlivem redukce výstupního průměru spalovací komory při testování spony nižšího průměru než 80 mm.

Druhá smyčka (na Obr. 2.9 červená barva) kontroluje požadovanou teplotu na hlavním termočláneku čili v místě testované součásti. Ovládá proporcionální ventil plynu (0 až 100 %) a tím výkon hořáku. Tato smyčka je řízena PID regulátorem.

Do PID regulátoru vstupuje informace o požadované teplotě, která má být dosažena na primárním termočláneku, zároveň zde vstupuje informace o skutečné teplotě na primárním termočláneku. Na základě zadaných PID konstant a zadaném teplotním profilu (viz. Obr. 2.7), PID regulátor dopočítá procentuální otevření proporcionálního ventilu. Tím určí množství plynu vstupujícího do hořáku, a tedy i výkon hořáku.



Obr. 2.9 Schéma regulace zařízení pro testování horkým plynem upraveno dle [10]

2.3.5 Množství vzduchu

Regulace množství vzduchu je dána nastavením otáček v procentech na HMI panelu. Zadá se procentuální rozsah (0 až 100 %) otáček, frekvenční měnič potom nastaví otáčky odpovídající zvoleným procentům, kdy 100 % otáček odpovídá 2850 ot/min dle katalogu dmyhadla [13]. Důležité je zmínit, že množství vzduchu v průběhu testu nelze momentálně měnit. Při zjištění, že spalovací poměr vzduchu není optimální, vznikají saze a plamen má žlutou barvu, znamená nové nastavení testu s vyššími otáčkami dmyhadla vzduchu.

2.4 Závěr analýzy současného stavu

Byla popsána stávající konstrukce zařízení a nedostatky o kterých je nutno vědět při výpočtu a případném měření. Jsou to netěsnosti klapky chladicího okruhu a netěsnost spalovací komory. Spalovací komora je ročně přetěšňována, nicméně o netěsnosti komory je vhodné mít povědomí

v případě rozsáhlejší rekonstrukce zařízení. A případně upravit zadní stěnu komory, aby nemusel být k těsnění používán silikon.

Byl popsán způsob nastavení jednotlivých testů, a to v režimech „auto“ a „profile“, tyto režimy se zejména liší zadáváním teplotního profilu. Byly popsány řídicí smyčky zařízení, jedná se o kontrolu tlaku paliva vůči tlaku v komoře a dále o kontrolu teploty na hlavním termočlánku. Právě teplota na hlavním termočlánku je primární ukazatel řízení testu. Test je řízen PID regulátorem, který ovládá proporcionální ventil a ten určuje aktuální množství paliva vstupující do spalovacího procesu.

Byla zmíněna kontrola spalovacího poměru. Tato kontrola je prováděna vizuálně na základě barvy plamene a tvorby sazí. Na tuto kontrolu bude brán ohled v dalších kapitolách a budou přiblíženy přesnější možnosti i s ohledem na řízení spalování.

Pro snížení času nastavení jednotlivých testů je nutné znát množství paliva a okysličovadla vstupujícího do procesu spalování. Budou analyzovány možnosti měření jednotlivých médií i s ohledem na řízení spalování. Níže tedy bude popsána teorie plynů a základní rovnice, které vstoupí do výpočtů. Bude naznačena teorie spalování plyných paliv dle normy ČSN 07 0302 a přednášek z předmětu Spalovacích zařízení a výměníků tepla. Tato teorie je nutná pro zjištění optimálního poměru spalování.

2.4.1 Řešená problematika

K řízení spalování je potřeba vyřešit několik problematických uzlů:

- 1) Zjištění spalovacího poměru, tj. množství okysličovadla potřebného ke spálení daného množství paliva. Tento uzel bude níže vyřešen pomocí stechiometrických výpočtů a zvolením vhodného přebytku okysličovadla pro konkrétní aplikaci.
- 2) Zjištění aktuálního množství paliva a okysličovadla vstupujícího do spalovacího procesu. Tato část se týká měření průtoku obou tekutin.
- 3) Vliv redukce výstupního průměru ze spalovací komory. Nastává nárůst tlaku a tím i ovlivnění spalovacího procesu.
- 4) Návrh řídicích algoritmů: Omezení proporcionálního ventilu, regulace otáček dmyhadla vzduchu, inicializační nastavení testu.
- 5) Návrh kontrolních procesů pro ověření spalování, tj. použití analyzátoru spalin či zabudování lambda sondy.

3 Teorie proudění plynů

V této kapitole je stručně popsána teorie chování plynů se změnou stavových veličin. Budou zde popsány základní pojmy a rovnice zasahující do následujících kapitol.

3.1 Stavové veličiny

Stavové veličiny jsou fyzikální veličiny definující makroskopický stav látky či soustavy.

Mezi tyto veličiny patří:

- Teplota,
- tlak,
- objem,
- hmotnost,
- látkové množství,
- hustota,
- měrný objem.

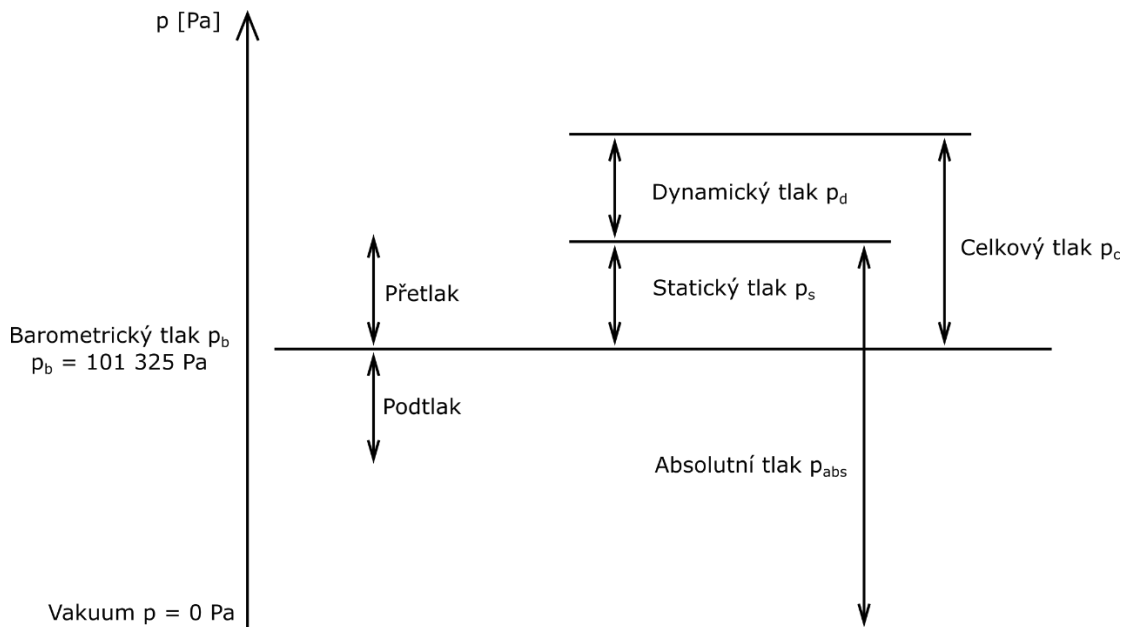
3.1.1 Teplota

Teplota je základní fyzikální a termodynamickou stavovou veličinou. Rozlišujeme termodynamickou teplotu T [K] a Celsiovu teplotu t [°C]. Jejich vztah je dán rovnicí (3.1).

$$T = t + 273,15 \text{ [K]} \quad (3.1)$$

3.1.2 Tlak

Tlak p [Pa] je obecně definován jako síla působící kolmo na jednotkovou plochu. Vzhledem k měření, kdy je jednodušší měřit tlakové diference, než absolutní tlak je nutné zmínit názvosloví při měření tlaku. Jedná se o pojmy přetlak a podtlak což jsou relativní tlaky vztažené vůči vnějšímu tlaku. Tlakovou diferencí se potom rozumí rozdíl dvou tlaků.



Obr. 3.1 Tlakové hladiny upraveno dle [14]

3.1.3 Hustota a měrný objem

Měrný objem je stavová veličina vztažena na 1 kg dané látky. Hustota je potom převrácenou hodnotou měrného objemu [14].

$$v_m = \frac{V}{m} [m^3/kg] \quad (3.2)$$

$$\rho = \frac{1}{v_m} [kg/m^3] \quad (3.3)$$

Hustota je stavová veličina definovaná jako poměr hmotnosti dané látky k jejímu objemu [14].

$$\rho = \frac{m}{V} [kg/m^3] \quad (3.4)$$

3.1.4 Popis stavu plynů

K základnímu popisu chování ideálního plynu slouží stavová rovnice, která udává vztah mezi stavovými veličinami téhož stavu. Stavová rovnice je dána chováním stavových veličin při ději izotermickém, izobarickém a izochorickém [14].

Stavová rovnice popisující stav ideálního plynu je dána [14]:

$$p \cdot v_m = r \cdot T \quad (3.5)$$

Kde: p [Pa] ... tlak
 v_m [m^3/kg] ... měrný objem
 r [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] ... měrná plynová konstanta
 T [K] ... teplota plynu

Měrná plynová konstanta je definovaná univerzální plynovou konstantou R_m a molární hmotností M [14].

$$r = \frac{R_m}{M} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (3.6)$$

Kde univerzální plynová konstanta nabývá hodnoty $R_m = 8,314 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ [14].

Vynásobením rovnice (3.5) hmotností a vzhledem k definici molární plynové konstanty a hmotnosti jsou tyto dvě veličiny považovány jako konstanta. Při neměnném složení plynu je vyjádřen jiný tvar stavové rovnice popisující stav totožného plynu při jiných fyzikálních podmínkách:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = konst. \quad (3.7)$$

Ze vztahu (3.5) plyne závislost hustoty ideálního plynu na fyzikálních podmínkách, ve kterých se plyn nachází, proto může být hustota vztažena k aktuálním fyzikálním podmínkám dle vztahu (3.8):

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} [kg/m^3] \quad (3.8)$$

Odchylku stavu reálného plynu od ideálního vyjadřuje kompresibilní faktor z . Rovnice (3.5) a (3.8) v uvažování kompresibilního faktoru nabývají tvaru:

$$p \cdot v = z \cdot r \cdot T \quad (3.9)$$

$$\rho = \frac{p}{z \cdot r \cdot T} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (3.10)$$

Přesná hodnota kompresibilního faktoru je určována pomocí metod AGA 8 – DC92 nebo SGERG 88 dle normy ISO 12 312 [15]. Existují ovšem i empirické vztahy pro určení kompresibilního faktoru například použitého paliva tranzitního plynu, viz. rovnice (3.11) dle [16].

$$z = 1 - \frac{\left(\frac{400}{T} - 1\right) \cdot p}{20} \text{ [-]} \quad (3.11)$$

Kde vystupují veličiny tlak p [MPa] a teplota T [K].

Kompresibilní faktor má vliv například u topných plynů. V jiných případech většinou nabývá hodnoty $z = 1$ [17]. Jelikož se v diplomové práci vyskytují nízké tlaky i teploty zemního plynu nabývá kompresibilní faktor přibližně hodnoty $z = 1$, není uvažováno odchýlení od chování ideálního plynu.

Se stavovými veličinami se mění i dynamická viskozita plynů vyjadřující vnitřní pnutí a odpor proti proudění plynu [18]. Změnu dynamické viskozity vyjadřuje Sutherlandův vzorec [17].

$$\eta = \eta_0 \cdot \sqrt{\frac{T}{273,15}} \cdot \left(\frac{1 + \frac{c}{273,15}}{1 + \frac{c}{T}} \right) \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (3.12)$$

Kde: η_0 [Pa · s] ... Dynamická viskozita
 T [K] ... Teplota
 c [-] ... Sutherlandova konstanta, viz. Tabulka 3.1

Druh plynu	Dynamická viskozita	Sutherlandova konstanta
	η_0 [Pa·s]	c [-]
Acetylen	0,943	198
Ethan	0,835	287
Butan	0,841	330
Methan	1,036	190
Propan	0,752	324
Vzduch	1,728	116
Dusík	1,673	112
Kyslík	1,927	131
Vodní pára	0,904	673
Vodík	0,848	90

Tabulka 3.1 Sutherlandovy konstanty pro vybrané plyny [17]

Kinematická viskozita je potom dána vztahem (3.13):

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [m^2/s] \quad (3.13)$$

3.2 Normální podmínky

Pro porovnání různých stavů plynu je nutno tyto stavy přepočítat na normální fyzikální podmínky, dva různé stavy plynu tedy mezi sebou nelze porovnat. K přepočtu na normální fyzikální podmínky slouží stavová rovnice plynu (3.7).

Normální fyzikální podmínky jsou fyzikální podmínky dle DIN 1343 definující fyzikální standardní metr krychlový při tlaku $p_{(n)} = 101325 \text{ Pa}$ a teplotě $t_{(n)} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, resp. $T_{(n)} = 273,15 \text{ K}$ [19].

Mnohdy jsou v katalozích uvedeny průmyslové standardní podmínky dle DIN 1945, ISO 1217 definující metr krychlový při tlaku $p_{(pn)} = 1 \text{ bar}$ a teplotě $t_{(pn)} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, resp. $T_{(pn)} = 293,15 \text{ K}$ [19].

Fyzikální vlastnosti vzduchu při normálních a průmyslových podmínkách jsou shrnuty v Tabulka 3.2.

Parametr	Standardní fyzikální podmínky	Standardní průmyslové podmínky
Teplota [$^\circ\text{C}$]	0	20
Tlak [Pa]	101325	100000
Hustota [kg/m^3]	1,2959	1,188
Kinematická viskozita [m^2/s]	$1,33 \cdot 10^{-5}$	$1,532 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 3.2 Vlastnosti vzduchu při normálních podmínkách dle [20] a [21].

3.3 Proudění plynů

Při průtoku plynů se mohou měnit stavové veličiny pracovního média (tlak, teplota, rychlost), soustava tedy jako celek není ve stavu termodynamické rovnováhy. Předpokladem je, že plyn během průtoku soustavou svůj stav ve směru osy proudění mění postupně, jedná se o spojitě proudění. Předpokladem je v každém elementárním objemu plynu existence lokální termodynamické rovnováhy. [14]

Pro stlačitelné tekutiny je charakterizující veličinou rychlost zvuku [14].

$$a = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p}{\rho}} [m/s] \quad (3.14)$$

Kde: $\kappa [-]$... Poissonova konstanta
 $p [Pa]$... Tlak
 $\rho [kg/m^3]$... Hustota

Charakterizujícím číslem definující podzvukové či nadzvukové proudění je Machovo číslo:

$$M = \frac{v}{a} [-] \quad (3.15)$$

Kde: $v [m/s]$... Rychlost tekutiny
 $a [m/s]$... Rychlost zvuku

Při $M < 1$ se jedná o podzvukové proudění a při $M > 1$ nadzvukové proudění.

Dalším charakteristickým číslem je Reynoldsovo číslo, definující druh proudění. Při malých hodnotách Re se jednotlivé částice tekutiny pohybují po rovnoběžných drahách, tj. laminární proudění. Překročením kritického Reynoldsova čísla (přibližně 2320) nastává pohyb částic napříč směru proudění, tj. proudění přechodové a turbulentní.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} [-] \quad (3.16)$$

Kde: v [m/s] ... Rychlost tekutiny.
 D [m] ... Charakteristický rozměr.
 ν [m²/s] ... Kinematická viskozita tekutiny.

3.3.1 Objemový a hmotnostní průtok

Vzhledem k požadavku zjištění vstupujícího množství paliva a okysličovačla do spalovacího je nutné definovat rozdíl mezi objemovým a hmotnostním průtokem. Měření průtoku může být provedeno objemovou nebo rychlostní metodou.

Objemovou metodou se rozumí měření průtoku jako objemového, případně hmotnostního množství tekutiny proteklé za jednotku času. Pro okamžitou hodnotu průtoku platí [22]:

$$Q_V = \frac{dV}{dt} [m^3/s] \quad (3.17)$$

$$Q_m = \frac{dm}{dt} [kg/s] \quad (3.18)$$

Pro přepočet objemového průtoku na hmotnostní platí vztah (3.19) [22]:

$$Q_m = Q_V \cdot \rho [m^3/s] \quad (3.19)$$

V rovnicích (3.17) a (3.19) vystupují tyto neznámé:

V [m³] ... Proteklý objem tekutiny.
 m [kg] ... Hmotnost proteklé tekutiny.
 t [s] ... Doba měření.
 ρ [kg/m³] ... Hustota tekutiny.

Rychlostní metoda je odvozena z definice průtoku jako součinu střední rychlosti proudění tekutiny a průtočného průřezu. Metoda je definována rovnicí (3.20) a (3.21) [22]:

$$Q_V = v \cdot S [m^3/s] \quad (3.20)$$

$$Q_m = v \cdot S \cdot \rho [kg/s] \quad (3.21)$$

Kde: v [m/s] ... Střední rychlost proudění.
 S [m²] ... Průtočný průřez.

Při měření rychlostními sondami je měřen celkový a statický tlak, dynamický je potom dopočítáván dle rovnice (3.22). Tyto pojmy jsou přehledně znázorněny na Obr. 3.1. Dynamický tlak je definován jako druhá mocnina rychlosti dle (3.23) [22].

$$p_d = p_c - p_s [Pa] \quad (3.22)$$

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 [Pa] \quad (3.23)$$

Kde: ρ [kg/m³] ... Hustota tekutiny.
 v [m/s] ... Rychlost proudící tekutiny.

Důležité je rozlišení pojmů průtokoměru a plynoměru. Kde průtokoměr je měřicí přístroj indikující hmotnost či objem proteklého plynu (kg či m³ za určitý čas). Kdežto plynoměr je měřicí přístroj, který měří a současně zaznamenává objem proteklého plynu při určitých provozních podmínkách [22].

3.3.2 Rovnice kontinuity

Při ustáleném proudění tekutiny protéká, jakýmkoliv průřezem trubice, stejný hmotnostní tok Q_m v určitém okamžiku. Za předpokladu, že tekutina vyplní průřez trubice, platí rovnice kontinuity:

$$Q_{m1} = Q_{m2} = Q_m = konst. \quad (3.24)$$

V případě dosazení definice hmotnostního průtoku dle rovnice (3.21) platí:

$$Q_m = S \cdot v \cdot \rho = konst. \quad (3.25)$$

3.3.3 Zákon zachování mechanické energie

Zákon zachování mechanické energie při ustáleném proudění ideální tekutiny vyjadřuje Bernoulliho rovnice. Definuje, že součet kinetické a potenciální energie (tlakové + vnější) v jednotce objemu je ve všech místech tekutiny stejný:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h = konst. \quad (3.26)$$

Při proudění plynů vzniká energetická ztráta daná poklesem tlaku vlivem hydraulických prvků či ulpívání tekutiny na povrchu např. potrubí.

Místní energetické ztráty jsou definovány rovnicí (3.27) dle [17]:

$$Y_{z,m} = \xi \cdot \frac{v \cdot |v|}{2} [J/kg] \quad (3.27)$$

Kde: $\xi [-]$... Ztrátový součinitel hydraulického prvku
 $v [m/s]$... Rychlost proudění

Délkové energetické ztráty jsou dány rovnicí (3.28) dle [17]:

$$Y_{z,L} = \frac{\lambda \cdot L}{D} \cdot \frac{v \cdot |v|}{2} [J/kg] \quad (3.28)$$

Kde: $\lambda [-]$... Koeficient tření
 $L [m]$... Délka potrubí
 $D [m]$... Hydraulický průměr potrubí

Koeficient tření je vyjádřen mnoha empirickými vztahy a je funkcí drsnosti potrubí, Reynoldsova čísla a hydraulického průměru potrubí. Jednotlivé empirické vztahy se liší podle typu proudění (laminární či turbulentní). Jako příklad empirického vztahu je uveden vztah podle Churchilla, univerzální pro oba typy proudění [17]:

$$\lambda = 8 \cdot \left\{ \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}} \right\}^{\frac{1}{12}} [-] \quad (3.29)$$

Kde, konstanty A, B jsou definovány rovnicemi (3.30) a (3.31):

$$A = \left\{ -2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{D}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (3.30)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} \quad [-] \quad (3.31)$$

Celkové energetické ztráty jsou dány součtem místních a délkových energetických ztrát [17].

$$Y_z = Y_{z,m} + Y_{z,L} \quad [J/kg] \quad (3.32)$$

Tlaková ztráta je dána rovnicí (3.33) [17]:

$$p_z = \rho \cdot Y_z \quad [Pa] \quad (3.33)$$

4 Teorie spalování plynných paliv

Spalováním se rozumí oksylichování paliva až na jeho konečné produkty. Jedná se o fyzikálně chemický děj, při kterém probíhá uvolňování tepla. Spalování je obecně rychlá exotermická reakce, tj. chemické uvolnění vázaného tepla. [23]

Hořením se rozumí řetězový děj, při kterém část tepla slouží jako iniciátor pro zapálení nové směsi a zbytek je odváděn teplem ve spalinách. Hoření může začít samovznícením nebo dodáním tepelného impulsu – zapálením. Konec hoření nastane při vyčerpání hořlavé směsi nebo při intenzivním odvodu tepla, tím je přerušena řetězová reakce. [23]

Základní chemické rovnice spalovacích dějů definují statiku spalování. Ta ukazuje objemy spalovacího vzduchu a spalin při dokonalém spálení paliva. Výpočet statiky spalování vychází z molárních hmotností složek paliva a je popsán v ČSN 07 0302 – přejímací zkoušky parních kotlů. [23]

Obecně jsou stechiometrické rovnice uváděny pro kapalná, tuhá a plynná paliva. Vzhledem k obsahu diplomové práce budou přiblíženy pouze rovnice pro plynná paliva. Rovnice vycházejí z molárních hmotností tj. 1 mol = hmotnost látky v gramech odpovídající jeho molekulové hmotnosti. [23]

Spalování je obecně rozděleno na dokonalé (stechiometrické) spalování, spalování s přebytkem vzduchu a nedokonalé spalování. Stechiometrické spalování počítá s minimálním množstvím vzduchu, počítá se s ideálním promísením a ideálním spálením na konečné produkty. Konečné produkty při dokonalém spalování jsou spalovací plyny, které za běžných podmínek nelze oxidovat tzn. CO₂, H₂O a SO₂. Při spalování s vhodným přebytkem vzduchu přidává kyslík O₂. Nedokonalé spalování může být zaviněno špatným promícháním paliva s oksylichovadlem, nebo nedostatkem oksylichovadla. Při nedokonalém spalování plynných paliv vznikají meziproducty, které lze přivedením kyslíku oxidovat na konečné producty. Tyto meziproducty jsou CO, H₂ a C_xH_y. [23], [24]

4.1 Palivo – zemní plyn

V Tabulka 4.1 jsou vypsány parametry složení zemního plynu používaného ve společnosti Norma Group s.r.o. v Hustopečích. Jedná se o tranzitní zemní plyn.

Složka	Objemová koncentrace
i [-]	$\omega_{ZP_i} [-]$
CH₄	0,9839
C₂H₆	0,0044
C₃H₈	0,0016
C₄H₁₀	0,0007
C₅H₁₂	0,0003
N₂	0,0084
CO₂	0,0007
H₂O	0
O₂	0

Tabulka 4.1 Složení použitého zemního plynu [25]

4.2 Okysličovadlo

Okysličovadlem je v tomto případě okolní vzduch.

Vstupní hodnoty pro výpočet okysličovadla jsou:

- Teplota okolního vzduchu $t_{vz} [^{\circ}C]$
- Tlak okolního vzduchu $p_{vz} [Pa]$
- Relativní vlhkost okolního vzduchu $\varphi [\%]$

Složení okolního vzduchu se neustále mění, přičemž největší změnu ve složení vytváří vodní pára. Proto jsou zavedeny pojmy suchý a vlhký vzduch. Suchý vzduch je vytvořen odstraněním vodní páry ze vzduchu. Složení suchého vzduchu je bez složky vodní páry relativně stálé, a proto je zaveden pojem Mezinárodní standartní atmosféry MSA. [26]

Složení suchého vzduchu dle mezinárodní standartní atmosféry je vypsáno v Tabulka 4.2.

Složka	Objemová koncentrace
i [-]	$\omega_{vz, i}^S [-]$
N ₂	0,7809
O ₂	0,2095
Ar	0,0093
CO ₂	0,0003

Tabulka 4.2 Složení suchého vzduchu dle mezinárodní atmosféry [27]

4.2.1 Výpočet složení vlhkého vzduchu

Do spalovacího procesu vstupuje reálný vlhký vzduch obsahující vodní páru. Na základě výpočtu koncentrace vodní páry je určeno konečné složení vlhkého vzduchu. Koncentrace vodní páry je určena ze vstupních parametrů okysličovadla čili teplotou okolního vzduchu, tlakem okolního vzduchu a zejména relativní vlhkostí okolního vzduchu. Relativní vlhkost je míra nasycení vzduchu vodní parou určena jako poměr parciálního tlaku vodní páry a parciálního tlaku za daných podmínek. K výpočtu parciálního tlaku syté vodní páry slouží Antoineova rovnice (4.1) [28], [24].

$$\log_{10} p'' = A - \frac{B}{C + t} \quad (4.1)$$

Kde konstanty pro H₂O jsou [28]:

$$\begin{aligned} A &= 7,1962 \\ B &= 1730,63 \\ C &= 233,426 \end{aligned}$$

Tlak nasycených par pro 20 °C dle výpočtu odpovídá $p'' = 2,3296 \text{ kPa}$

Relativní vlhkost φ (4.2) je definována jako poměr tlaku syté vodní páry a tlaku vodní páry za daných podmínek [24]:

$$\varphi = \frac{p_{H_2O}}{p''_{H_2O}} [\%] \quad (4.2)$$

Vyjádřením parciálního tlaku vody p_{H_2O} z rovnice (4.2) a dosazením do rovnice (4.3) je získána koncentrace vodní páry ve vlhkém vzduchu, resp. molární zlomek H_2O ve vlhkém vzduchu je určen jako poměr tlaku vodní páry k tlaku okolního vzduchu [24]:

$$\omega_{vz_H_2O} = \frac{p_{H_2O}}{p_{vz}} [-] \quad (4.3)$$

Ostatní koncentrace složek vlhkého vzduchu jsou určeny vztahem [24]:

$$\omega_{vz_i}^V = \omega_{vz_i}^S * (1 - \omega_{vz_H_2O}) [-] \quad (4.4)$$

4.3 Spalování zemního plynu

Chemické rovnice pro spalování plyných paliv a stechiometrické výpočty jsou čerpány z přednášek Spalovacích zařízení a výměníků tepla [23].

- Hořlavé složky plyných paliv jsou: H_2 , CO , C_xH_y .
- Nehořlavé složky plyných paliv jsou: CO_2 , N_2 , O_2 , SO_2 .

4.3.1 Spotřeba oksyličovadla

V přednáškách je odvozená rovnice pro minimální spotřebu kyslíku (4.5):

$$V_{O_2min} = 0,4997 \cdot (\omega_{H_2} + \omega_{CO}) + \sum 0,9995 \cdot \left(X + \frac{Y}{4}\right) \cdot \omega_{C_xH_y} - \omega_{O_2} [m_N^3/m_{N_ZP}^3] \quad (4.5)$$

Jelikož se ve složení zemního plynu nenachází komponenty H_2 , CO a O_2 , je možné rovnici (4.5) zjednodušit na tvar:

$$V_{O_2min} = \sum 0,9995 \cdot \left(X + \frac{Y}{4}\right) \cdot \omega_{C_xH_y} [m_N^3/m_{N_ZP}^3] \quad (4.6)$$

Kde konstanty X a Y znamenají počet uhlíků a vodíků v uhlovodících. Výpočet minimálního množství kyslíku je vidět v Tabulka 4.3.

Složka	Počet uhlíků	Počet vodíků	Minimální spotřeba kyslíku
i	X [-]	Y [-]	$V_{O_2min} [m_N^3/m_{N_ZP}^3]$
CH_4	1	4	1,9668161
C_2H_6	2	6	0,0153923
C_3H_8	3	8	0,007996
C_4H_{10}	4	10	0,004547725
C_5H_{12}	5	12	0,0023988
N_2	0	0	0
CO_2	1	0	0
SUMA			1,997150925

Tabulka 4.3 Výpočet minimální spotřeby kyslíku dle (4.6)

Minimální množství kyslíku určené na $1 m_N^3$ paliva se mění pouze se složením paliva, to zůstává konstantní čili do dalších výpočtů vstupuje minimální množství kyslíku také jako konstanta.

Jakmile je známo minimální množství kyslíku, je možno vypočíst minimální množství suchého (4.7) a vlhkého vzduchu (4.8):

$$V_{vz_min}^S = \frac{V_{O_2min}}{\omega_{vz_O_2}^S} = 9,53 [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.7)$$

Minimální množství suchého vzduchu (4.7) je možné považovat za konstantní pro dané složení paliva.

$$V_{vz_min}^V = f \cdot V_{vz_min}^S [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.8)$$

Kde: $f [-]$... Faktor zvýšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry (4.9)

$$f = 1 + V_{H_2O} [-] \quad (4.9)$$

$$V_{vz_H_2O} = \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_{vz} - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} [-] \quad (4.10)$$

Množství vodní páry tedy závisí na vlhkosti vzduchu φ , parciálnímu tlaku nasycených vodních par $p'' = f(t [^\circ C])$ a tlaku okolního vzduchu p_{vz} [23].

Pro následující vzorové parametry byl vypočten minimální objem vlhkého vzduchu $V_{vz_min}^V$:

Teplota vzduchu $t_{vz} = 0 \text{ } ^\circ C$,
tlak vzduchu $p_{vz} = 101325 \text{ Pa}$,
vlhkost vzduchu $\varphi = 50 \text{ } \%$.

Vypočtené hodnoty rovnic (4.8), (4.9), (4.10) jsou uvedeny v Tabulka 4.4.

Minimální objem vlhkého vzduchu	$V_{vz_min}^V$	9,652	$[m^3/m^3_{N_ZP}]$
Množství vodní páry ve vzduchu	$V_{vz_H_2O}$	0,003	$[-]$
Faktor zvýšení objemu vzduchu	f	1,003	$[-]$

Tabulka 4.4 Minimální objem vlhkého vzduchu při vzorových parametrech vzduchu

4.3.2 Množství spalin

Množství spalin je dáno součtem produktů vznikajících oxidací paliva s produkty vázané v oksylichovadle. Níže jsou uvedeny konečné tvary rovnic určující množství jednotlivých složek dle přednášek Spalovacích zařízení a výměníků tepla [23].

Minimální množství suchých spalin je definováno součtem objemů jednotlivých produktů spalování dle (4.11):

$$V_{S_min}^V = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.11)$$

Rovnice (4.12), (4.13) a (4.14) určují množství jednotlivých produktů suchých spalin:

$$V_{CO_2} = \omega_{ZP_CO_2} + \omega_{S_CO_2} + \omega_{vz_CO_2}^S \cdot V_{vz_min}^S [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.12)$$

$$V_{N_2} = \omega_{ZP_N_2} + \omega_{vz_N_2}^S \cdot V_{vz_min}^S [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.13)$$

$$V_{Ar} = \omega_{vz_Ar}^S \cdot V_{vz_min}^S [m^3/m^3_{N_ZP}] \quad (4.14)$$

Význam jednotlivých indexů koncentrací:

- ω_{ZP_i} ... koncentrace daného prvku v zemním plynu,
- ω_{s_i} ... koncentrace daného prvku ve spalinách,
- $\omega_{vz_i}^S$... koncentrace daného prvku v suchém vzduchu.

Množství vlhkých spalin je definováno dle (4.15):

$$V_{s_{min}}^V = V_{s_{min}}^S + V_{s_{H_2O}} [m_N^3/m_{N_{ZP}}^3] \quad (4.15)$$

Kde objem vodní páry je dán rovnicí (4.16) závisí na koncentraci vodní páry ve vzduchu, která je dána parametry okolního vzduchu dle rovnice (4.9) [23]

$$V_{s_{H_2O}} = \omega_{s_{H_2O}} + (f - 1) \cdot V_{vz_{min}}^S [m_N^3/m_{N_{ZP}}^3] \quad (4.16)$$

Jednotlivé objemové koncentrace produktů vznikajících oxidací paliva jsou dány rovnicí (4.17) a (4.18) dle [23].

$$\omega_{s_{CO_2}} = \sum 0,994 \cdot X \cdot \omega_{ZP_{C_XH_Y}} = 0,9965 [m_N^3/m_{N_{ZP}}^3] \quad (4.17)$$

$$\omega_{s_{H_2O}} = \sum \frac{Y}{2} \cdot \omega_{ZP_{C_XH_Y}} = 1,9927 [m_N^3/m_{N_{ZP}}^3] \quad (4.18)$$

Kde konstanty X a Y znamenají počet uhlíků a vodíků v uhlovodících, viz. Tabulka 4.3.

Vypočtené hodnoty jednotlivých objemů produktů spalování spolu s množstvím spalin jsou uvedeny v Tabulka 4.5. Objem vodní páry ve spalinách spolu s objemem vlhkých spalin závisí na parametrech okolního vzduchu. Výpočet je tedy proveden pro vzorové parametry.

Výpočet množství spalin			
Množství CO ₂	V_{CO_2}	1,000044882	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$
Množství N ₂	V_{N_2}	7,452672827	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$
Množství Ar	V_{Ar}	0,088656342	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$
Množství suchých spalin	$V_{s_{min}}^S$	8,541374051	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$
Množství H ₂ O	$V_{s_{H_2O}}$	2,105046325	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$
Množství vlhkých spalin	$V_{s_{min}}^V$	10,56264658	$m_N^3/m_{N_{ZP}}^3$

Tabulka 4.5 Výpočet množství spalin pro vzorové parametry

4.3.3 Spalování s přebytkem kyslíku

V dosavadních kapitolách o spotřebě oksyličovadla a množství spalin bylo pojednááno o dokonalém spalování bez přebytku kyslíku tzv. stechiometrickém spalování. Stechiometrického spalování nelze v reálném prostředí dosáhnout, jelikož předpokládá dokonalé promíchání spalovacího vzduchu a paliva a úplnou oxidaci všech složek paliva bez přebytku kyslíku. Následující kapitola se zabývá určením přebytku kyslíku, vyhodnocením hodnoty lambda, resp. alfa jako součinitele přebytku spalovacího vzduchu.

Koncentrace kyslíku ve vlhkých spalinách $\omega_{s_{O_2}}^V$ je vstupní hodnotou do řízeného procesu spalování. Při neřízeném procesu spalování je možno koncentraci kyslíku ve spalinách měřit vhodným analyzátozem spalin či měřit hodnotu lambda pomocí lambda sondy. Analyzátozy spalin budou popsány v jedné z následujících kapitol. Dle rovnice (4.19) může být přepočten na součinitel přebytku oksyličovadla α .

Součinitel přebytku okysličovadla α je definovaný dle rovnice (4.19) [29]:

$$\alpha = \frac{\omega_{vz_O_2}^V}{\omega_{vz_O_2}^V - \omega_{s_O_2}} [-] \quad (4.19)$$

Kde: $\omega_{vz_O_2}^V [-]$... koncentrace kyslíku ve vlhkém vzduchu dle (4.4),
 $\omega_{s_O_2} [-]$... koncentrace kyslíku ve spalinách.

Při obráceném procesu, pokud chceme znát přebytek kyslíku ve spalinách je z rovnice (4.19) vyjádřena rovnice (4.20):

$$\omega_{s_O_2} = \omega_{vz_O_2}^V \cdot \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) [-] \quad (4.20)$$

Jakmile je znám součinitel okysličovadla α , je možno vyčíslit reálné množství okysličovadla vynásobením rovnice součinitelem α , viz. rovnice (4.21).

$$V_{vz}^V = \alpha \cdot V_{vz_min}^V [m_N^3/m_{N_ZP}^3] \quad (4.21)$$

Vynásobením množství vlhkého vzduchu vstupujícího do spalovacího procesu V_{vz}^V množstvím paliva vstupujícího do spalovacího procesu $Q_{ZP} [m_N^3/h]$ je získán objemový průtok okysličovadla (4.22) při normálních fyzikálních podmínkách, závislý na parametrech okolního vzduchu, složení paliva, množství paliva vstupujícího do spalovacího procesu a požadovaném přebytku okysličovadla

$$Q_{vz} = V_{vz}^V \cdot Q_{ZP} [m_N^3/h] \quad (4.22)$$

Množství spalin při spalování s přebytkem okysličovadla je zvýšeno o množství nespáleného kyslíku a množství jednotlivých složek ve vlhkých spalinách.

Objem vlhkých spalin včetně přebytku okysličovadla je dán rovnicí (4.24) dle [23].

$$V_s^V = V_{s_min}^V + (\alpha - 1) \cdot V_{vz_min}^V [m_N^3/m_{N_ZP}^3] \quad (4.23)$$

Objemový průtok spalin je dán rovnicí (4.24).

$$Q_s = V_s^V \cdot Q_{ZP} [m_N^3/h] \quad (4.24)$$

4.3.4 Výpočet hustoty spalin

Hustota vlhkých spalin je dána rovnicí (4.25).

$$\rho_{s_min}^V = \frac{\sum V_i \cdot \rho_i}{V_{s_min}^V} [kg/m_N^3] \quad (4.25)$$

Hustota spalin s přebytkem vzduchu je dána rovnicí (4.26).

$$\rho_s^V = \frac{V_{s_min}^V \cdot \rho_{s_min}^V + (\alpha - 1) \cdot V_{vz_min}^V \cdot \rho_{vz}^V}{V_{s_min}^V + (\alpha - 1) \cdot V_{vz_min}^V} = 1,2486 \text{ kg/m}_N^3 \quad (4.26)$$

Kde hustoty jednotlivých produktů spalin při normálních fyzikálních podmínkách jsou uvedeny v Tabulka 4.6.

Druh plynu	Ar	N ₂	CO ₂	Vodní pára	Vzduch
$\rho_{(n)} [kg/m_N^3]$	1,7824	1,2497	1,9635	0,8040	1,2921

Tabulka 4.6 Hustoty produktů spalování při normálních fyzikálních podmínkách [30]

4.4 Výkon hořáku

Tepelný výkon hořáku je dán množstvím paliva a jeho výhřevností, výhřevnost paliva je při neměnném složení paliva konstantní [23].

$$P_H = Q_{ZP} \cdot H_i^0 \text{ [kW]} \quad (4.27)$$

Kde: $H_i^0 = 9,964 \text{ [kWh/m}^3\text{]}$ dle [25]

4.5 Závěr – Teorie spalování

Byly provedeny a rozepsány základní výpočty spalovacího procesu. Nejprve bylo nutné určit složení okysličovadla čímž je okolní vzduch. Do výpočtů složení okysličovadla vstupuje teplota, tlak a vlhkost okolního vzduchu.

Následně bylo zjištěno složení paliva čímž je tranzitní zemní plyn ze zdroje [25]. Na základě složení paliva byl určen minimální objem okysličovadla potřebný k dokonalé oxidaci paliva bez přebytku okysličovadla.

Dále byla popsána problematika přebytku okysličovadla, jelikož dokonalého spálení bez jeho přebytku není možné v reálných podmínkách dosáhnout. Na základě přebytku okysličovadla a průtoku paliva vstupujícího do procesu spalování, byl určen reálný objemový průtok okysličovadla a spalin při normálních fyzikálních podmínkách.

5 Trať okysličovadla

Z předchozích kapitol vyplývá, že pro řízení spalovacího procesu je nutno znát množství paliva čili zemního plynu vstupujícího do spalovací komory. Na základě množství paliva je poté vyhodnocen požadovaný průtok okysličovadla čili okolního vzduchu s vhodným přebytkem kyslíku ve spalinách.

V této kapitole budou vypočteny parametry větve okysličovadla. Na základě těchto parametrů budou analyzovány možnosti vyhodnocení průtoku okysličovadla.

Z kapitoly Analýza současného stavu zařízení je zřejmé, že množství vzduchu je dáno dmychadlem vzduchu SAP300 a na kontrolním HMI panelu se nastavují pouze otáčky dmychadla měněné frekvenčním měničem. Otáčky dmychadla vzduchu v současném stavu při provozu není možné měnit. Tzn. množství okysličovadla vstupujícího do procesu spalování je konstantní, ale jeho hodnota není známa.

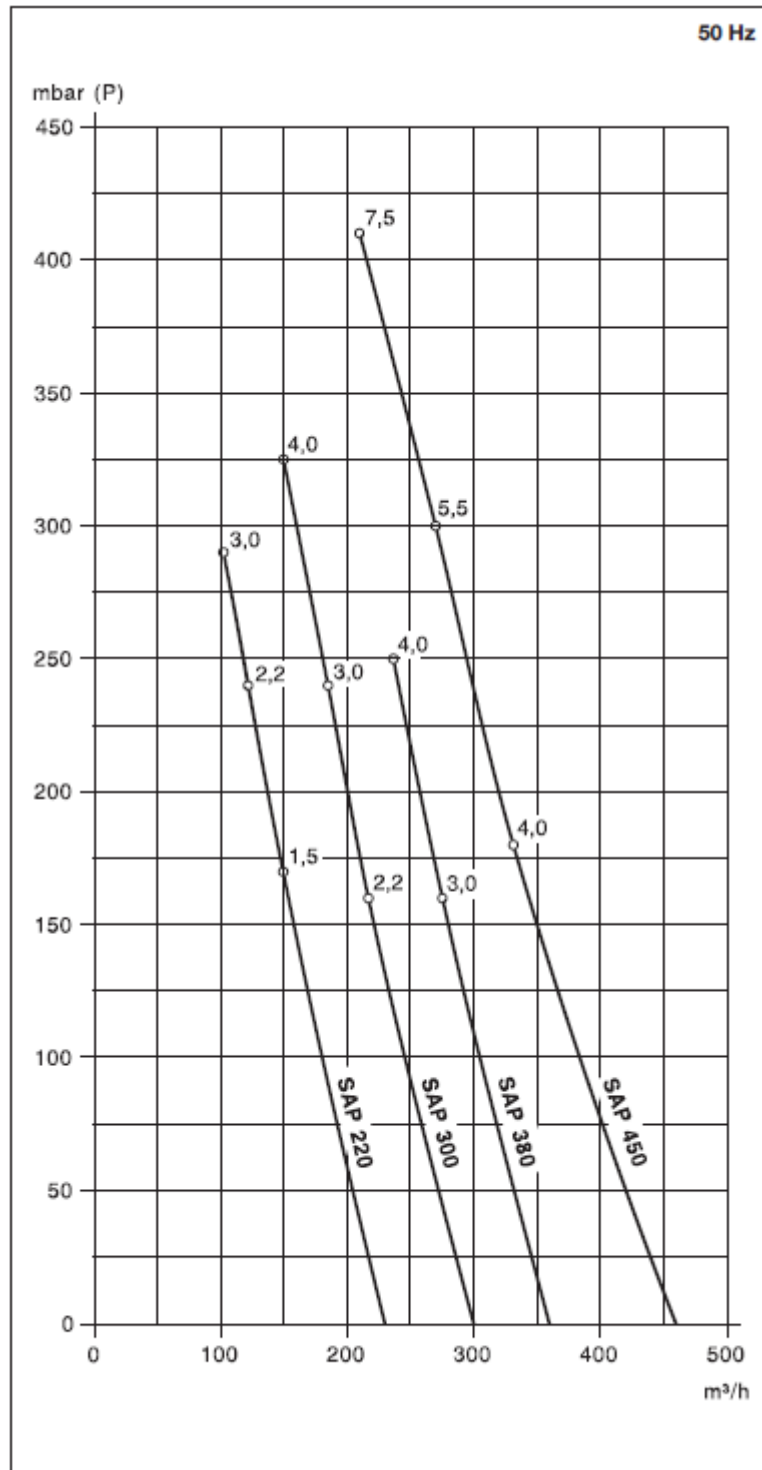
Parametry dmychadla vzduchu SAP 300				
Výkon	P_{vz}	2,2		kW
Tlak	Δp_{vz}	0	16	kPa
Průtok	Q_{vz}	300	230	m^3/h
Otáčky	n	2850		min^{-1}

Tabulka 5.1 Parametry dmychadla vzduchu SAP300 [31]

Dle charakteristiky dmychadla (viz. Obr. 5.1) uvedené v katalogu od výrobce jsou znázorněny výkonové křivky. Z těchto křivek vyplývá, že dmychadlo při 100 % otáček produkuje průtok $Q_{vz} = 300 m^3/h$ při tlakové diferenci před a za dmychadlem $\Delta p_{vz} = 0 kPa$. Maximální tlaková diference, která je měřena v této charakteristice je $\Delta p_{vz} = 16 kPa$ a pro ni průtok odpovídá hodnotě $Q_{vz} = 230 m^3/h$.

Parametry dmychadla vzduchu SAP 300 viz. Tabulka 5.1 a Obr. 5.1 jsou měřeny při standardních průmyslových podmínkách, viz. kapitola 3.2, a je nutno přepočíst průtok na standardní fyzikální podmínky dle stavové rovnice (5.1):

$$Q_{vz(n)} = \frac{Q_{vz(pn)}}{3600} \cdot \frac{p(pn)}{T(pn)} \cdot \frac{T(n)}{p(n)} = 275,88 m_N^3/h \quad (5.1)$$



Obr. 5.1 Výkonové křivky dmyhadla SAP300 [31]

5.1 Afinní vztahy dmyhadla vzduchu

Afinní vztahy jsou velmi přesné u přepočtu odstředivých čerpadel. Afinní vztahy jsou odvozeny na principu změny obvodové rychlosti, přičemž rychlostní trojúhelníky zůstávají podobné. Uvedené vztahy platí pro interval otáček $0,5 \leq n/n_0 \leq 2$. Mimo tento interval nemusí být přepočty přesné. [6]

Dle experimentu v disertační práci Ventil na principu vířivé turbíny jejíž autorem je Ing. Pavel Jandourek [6], byla ověřena platnost afinních vztahů u rotačních vířivých čerpadel pracujících

na stejném principu jako je dmychadlo SAP300 čili rotační vývěva s bočním kanálem. Proto můžou být přepočteny rychlosti a tlaky za dmychadlem dle otáček. Důležitá je však zmínka, že u vířivých strojů bývají afinní vztahy méně přesné. Proto je vhodné je ověřit experimentálním měřením.

Jelikož disertační práce byla měřena na vodě, byla nalezena i teorie afinních vztahů pro plyny. Zde vystupuje kromě otáček i hustota vzduchu a parametry dmychadel či ventilátorů mohou být přepočteny buď se změnou otáček, nebo se změnou hustoty. Uvedené vztahy jsou převzaty ze zdroje [32].

Objemový průtok plynu se změnou otáček Q [m^3/s]:

$$Q = Q_0 \cdot \frac{n}{n_0} \quad (5.2)$$

Celkový dopravní tlak se změnou otáček Δp [Pa]:

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \quad (5.3)$$

Výkon ventilátoru se změnou otáček P [W]:

$$P = P_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^3 \quad (5.4)$$

Objemový průtok plynu se změnou hustoty Q [m^3/s]:

$$Q = Q_0 \quad (5.5)$$

Celkový dopravní tlak se změnou hustoty Δp [Pa]:

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \quad (5.6)$$

Výkon ventilátoru se změnou hustoty P [W]:

$$P = P_0 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \quad (5.7)$$

Jelikož většina výrobců uvádí charakteristiky ventilátoru pro hustotu vzduchu $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, což odpovídá teplotě vzduchu $20 \text{ }^\circ\text{C}$, provádí se přepočet na hustotu, která závisí na teplotě dopravovaného média [32].

Na základě těchto vztahů byly přepočteny výkonové křivky dmyhadla zobrazené na Obr. 5.1, se změnou otáček 0 až 100 %. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 5.2.

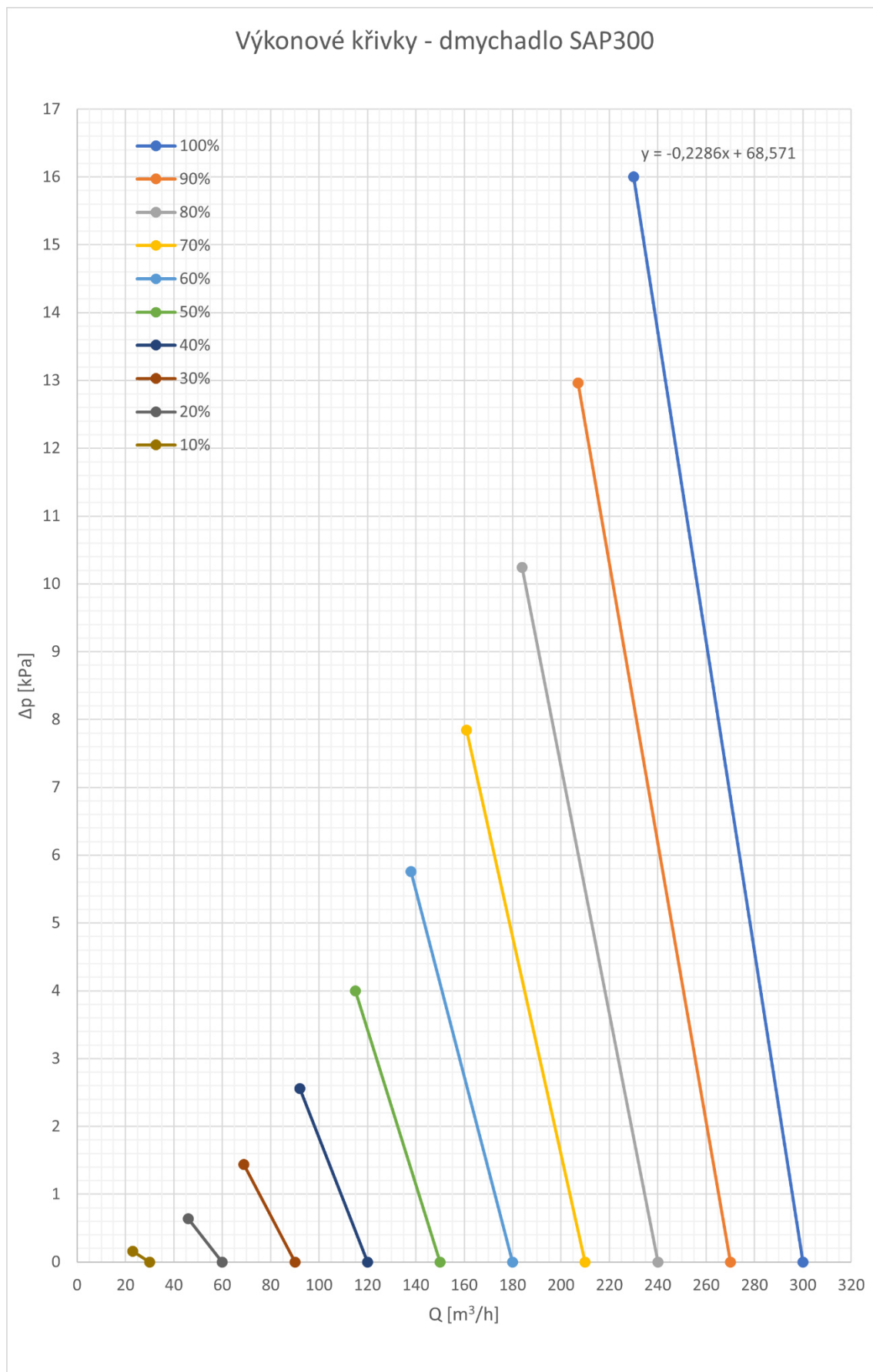
Otáčky		Objemový průtok	Rychlost	Reynoldsovo číslo	Celkový dopravní tlak	Výkon	Objemový průtok při normálních fyzikálních podmínkách
n		Q	v	Re	Δp	P	Q
%	min ⁻¹	m ³ /h	m/s	-	Pa	W	m _N ³ /h
100	2850	300	16,579	86573	16000	2200	275,88
90	2565	270	14,921	77915	12960	1603,8	248,29
80	2280	240	13,263	69258	10240	1126,4	220,70
70	1995	210	11,605	60601	7840	754,6	193,11
60	1710	180	9,947	51944	5760	475,2	165,53
50	1425	150	8,289	43286	4000	275	137,94
40	1140	120	6,631	34629	2560	140,8	110,35
30	855	90	4,974	25982	1440	59,4	82,76
20	570	60	3,316	17315	640	17,6	55,18
10	285	30	1,658	8657	160	2,2	27,59
0	0	0	0	0	0	0	0,00

Tabulka 5.2 Přepočet parametrů dmyhadla vzduchu SAP300 dle afinních vztahů

Doplněna je rychlost v potrubí DN80 pro jednotlivé průtoky, dle rovnice (3.20). Také je vypočtena velikost Reynoldsova čísla podle rovnice (3.16). Parametry rychlost proudění a velikost Reynoldsova čísla, jsou nutné pro stanovení provozních podmínek případného měřicího přístroje. Hodnota viskozity vzduchu pro průmyslové podmínky pro výpočet Reynoldsova čísla odpovídá $\nu = 1,532 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, viz. Tabulka 3.2.

Jelikož bylo dmyhadlo měřeno při tlaku 1 bar a teplotě 20 °C, nebyla uvažována změna hustoty. V posledním sloupci tabulky výpočtů jsou, ale hodnoty průtoku přepočteny na normální fyzikální podmínky dle stavové rovnice.

Jednotlivé výkonové křivky v závislosti na otáčkách jsou vykresleny na Obr. 5.2



Obr. 5.2 Výkonové křivky v závislosti na otáčkách dmychadla vzduchu SAP300

5.2 Výpočet trati okysličovadla

Výpočty jsou provedeny pomocí Bernoulliho rovnice a za předpokladu platnosti rovnice kontinuity. Při současném stavu byly známy velké úniky klapkou chladicího okruhu, avšak ta je v současné době přetěsněna. Na Obr. 5.3 je vidět schéma větve okysličovadla.

Výpočet je proveden pro nominální průtok vzduchu $Q_{vz} = 304,3 \text{ m}^3/\text{h}$, což odpovídá průtoku při maximálních otáčkách, který je přepočten dle stavové rovnice (3.7) na parametry vhněného vzduchu ze dne 7.4.2021.

Tyto parametry jsou:

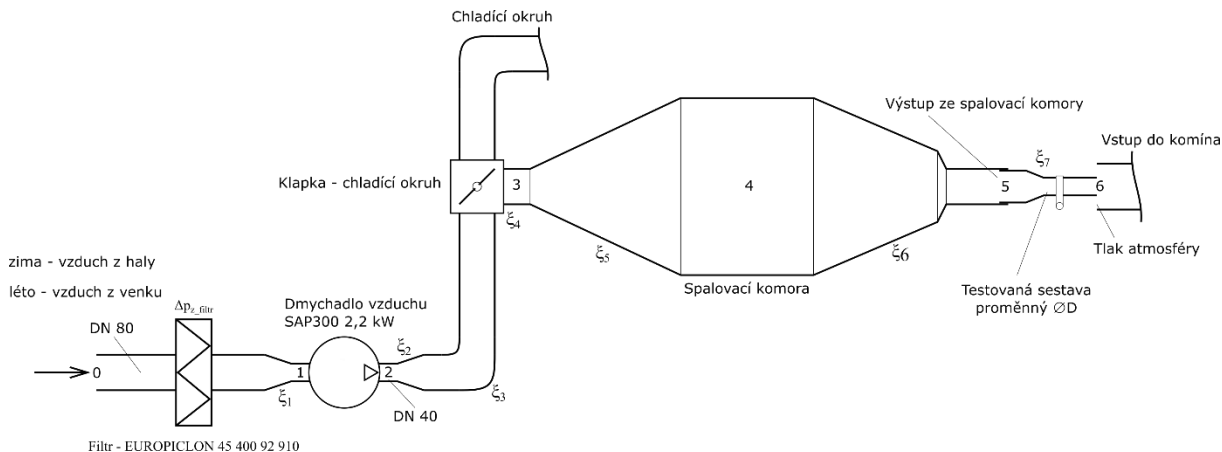
$$\begin{aligned} \text{Teplota} & T = 20 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Tlak} & p_{vz} = 98580 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Z těchto parametrů byla vypočtena hustota vzduchu dle vztahu (3.8).

$$\text{Hustota} \quad \rho_{vz} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

Hustota vzduchu byla stanovena na základě teploty a tlaku dle rovnice (3.8)

Výpočet je proveden bez redukce výstupního průměru ze spalovací komory, tj. standardní výstup ze spalovací komory DN80. Výpočet je proveden pro vzduch a má za úkol ověřit hodnotu tlaku za dmychadlem čili tlak v uzlu 2.



Obr. 5.3 Schéma větve okysličovadla

V tabulce jsou vypsány jednotlivé uzly trati, pro které bude následovat výpočet tlaků pro maximální průtok vzduchu Q_{vz} . Tlak na vstupu do okruhu odpovídá atmosférickému tlaku vzduchu v okolí $p_0 = 98580 \text{ Pa}$ dle měření dne 7.4.2021 ve firmě Norma Hustopeče.

Uzel	Popis
0	Vstup do okruhu
1	Před dmychadlem DN40
2	Za dmychadlem DN40
3	Za klapkou DN80
4	Tlak v komoře
5	Tlak na výstupu z komory DN80
6	Výstup z testované spony / vstup do komína

Tabulka 5.3 Jednotlivé uzly rozboru tlaků

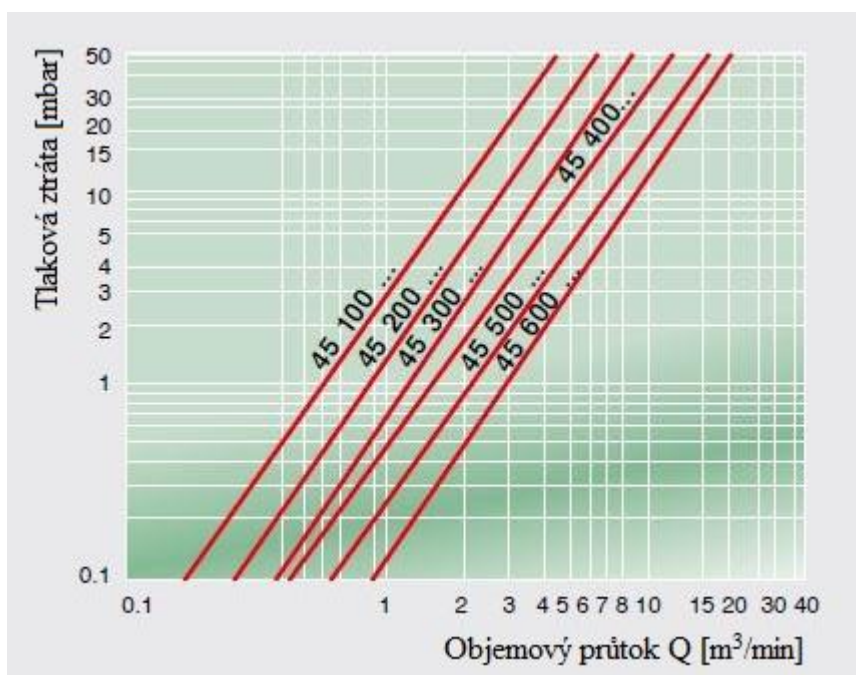
5.2.1 Ztráty na trati okysličovačla

Pro sestavení rovnic pro výpočet tlaků v jednotlivých uzlech a zejména v uzlu za dmychadlem plynu je nutné určit jednotlivé ztrátové součinitele z místních prvků. Délkové ztráty budou zanedbány v celém okruhu přívodu vzduchu z důvodu malých délek a nízké viskozity vzduchu. Místní ztráty vlivem zúžení a dalších prvků jsou uvažovány. Hodnoty koeficientů místních ztrát, znázorněných na Obr. 5.3, byly stanoveny následovně.

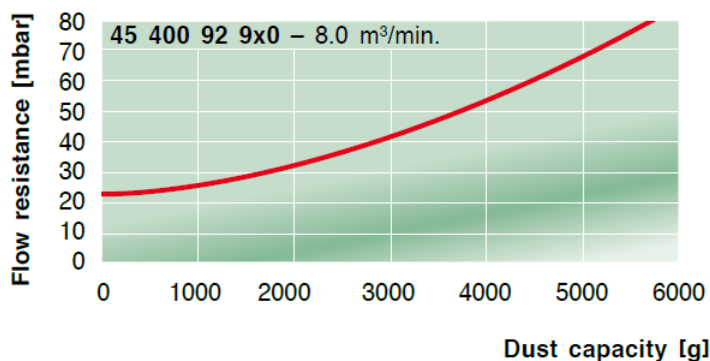
5.2.1.1 Ztráta na filtru

Dle charakteristiky výrobce filtru EUROPICLON 45 400 92 910 na Obr. 5.4 byla odečtena tlaková ztráta Δp_z pro průtok $Q_{vz(n)}$. Tlaková ztráta na filtru tedy odpovídá $\Delta p_z \approx 0,9 \text{ kPa}$. Při maximálním průtoku dmychadla a parametrech vzduchu 20 °C a 98580 Pa.

Důležitou poznámkou je, že tlaková ztráta na filtru se mění s množstvím zachycených nečistot, hodnota Δp_z odpovídá novému filtru. V případě zanesení filtru se tlaková ztráta řídí, dle křivky na Obr. 5.5.



Obr. 5.4 Tlaková ztráta na filtru EUROPICLON, upraveno dle [33]



Obr. 5.5 Ztráta na filtru v případě zanesení, upraveno dle [33]

5.2.1.2 Ztrátový součinitel zúžení

Součinitel zúžení ξ_1 byl zjednodušen na prosté zúžení potrubí z DN80 na DN40. Na reálném zařízení je zúžení realizováno postupně, na filtru je provedeno zúžení z 80 na 70 mm a poté na výstupu filtru ze 70 na 40 mm pomocí několika spojovacích prvků, viz. Obr. 5.6.



Obr. 5.6 Realizace zúžení vstupního a výstupního potrubí dmyhadla vzduchu SAP300 [10]

Ztrátový součinitel kónickým zúžením závisí na úhlu zúžení 2δ a dle zdroje [34] jsou vztaženy k výstupní rychlosti. Hodnoty ztrátových součinitelů jsou uvedeny v Tabulka 5.4.

2δ [°]	5	7	10	15	20	30	45	60	75
ξ	0,06	0,12	0,16	0,18	0,2	0,34	0,36	0,5	0,65

Tabulka 5.4 Ztrátový součinitelé vlivem kónického zúžení průřezu [34]

Hodnota byla stanovena na $\xi_1 = 0,18$ dle [34] pro kónické zúžení 15° .

5.2.1.3 Ztrátový součinitel rozšíření

Součinitel rozšíření ξ_2 je realizován pomocí kónického rozšíření z DN40 na DN80.

$$\xi_2 = \psi \cdot \left(\frac{D_2^2}{D_1^2} - 1 \right)^2 \quad (5.8)$$

Kde součinitel ψ závisí na úhlu 2δ dle Tabulka 5.5.

2δ [°]	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	60	90	180
ψ	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,36	0,5	0,65	0,92	1,15	1,1	1

Tabulka 5.5 Součinitel ψ pro výpočet ztráty kónickým rozšířením průřezu dle [34]

Ztrátový součinitel v kónickém rozšíření průřezu za dmyhadlem vzduchu je dán rovnicí (5.8) dle [34].

Kde: Vstupní průměr $D_1 = 40$ mm
Výstupní průměr $D_2 = 80$ mm
Úhel rozšíření $2\delta = 20^\circ$

Hodnota ztrátového součinitele byla stanovena na $\xi_2 = 3,24$ a dle teorie [34] je vztažen k výstupní rychlosti ze ztrátového prvku.

5.2.1.4 Ztrátový součinitel kolena

Ztrátový součinitel ξ_3 je stanoven pro hydraulicky drsná potrubí, kde geometrie kolena čili poměr rádiusu kolena k jeho průměru $r/D = 2$. Hodnota ztrátového součinitele kolena $\xi_3 = 0,3$ je stanovena dle Tabulka 5.6.

r/D	0,8	1	1,5	2	4	6	10	20	50
ξ pro hydraulicky hladké	0,37	0,21	0,17	0,15	0,11	0,09	0,07	0,05	0,03
ξ pro hydraulicky drsné	0,74	0,42	0,34	0,3	0,22	0,18	0,14	0,1	0,06

Tabulka 5.6 Ztrátový součinitel pravouhlejším kolenem pro hydraulicky hladká a drsná potrubí [34]

5.2.1.5 Ztráta v klapce chladicího okruhu

Místní ztráta v klapce chladicího okruhu byla odhadnuta jako ostré 90° koleno dle Tabulka 5.7.

δ [°]	10	15	22,5	30	45	60	90
ξ pro hydraulicky hladké	0,034	0,042	0,066	0,13	0,236	0,471	1,129
ξ pro hydraulicky drsné	0,044	0,062	0,154	0,165	0,32	0,684	1,265

Tabulka 5.7 Ztrátový součinitel ostrým kolenem pro hydraulicky hladká a drsná potrubí [34]

Avšak z důvodu realizace klapky (viz. Obr. 5.7) byl ztrátový koeficient zvýšen na $\xi_4 = 1$.


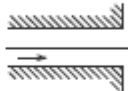
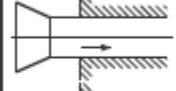
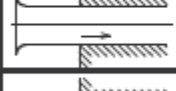
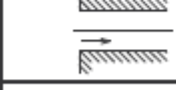
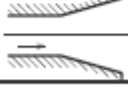
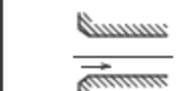
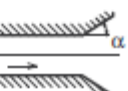
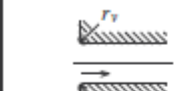
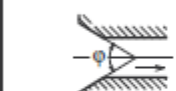
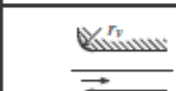



Obr. 5.7 Otevřená klapka chladicího okruhu

5.2.1.6 Vstup do spalovací komory

Vstup do spalovací komory může být realizován jako ztráta kónickým rozšířením nebo výtokem z potrubí, jelikož je změna průřezu několikanásobně vyšší. Ztráty vtoku a výtoku z potrubí jsou uvedeny na Obr. 5.8 dle [34].

Jelikož geometrie vstupu do komory odpovídá požadavku $L > 2,2 \cdot D$, je ztrátový součinitel uvažován $\xi_5 = 0,15$ a je vztažen k rychlosti v potrubí o světlosti DN80.

typ vtoku	popis, platnost	ξ_{vi}	typ výtoku	popis,	ξ_{ni}
	potrubí zasahuje do nádrže	0,8 - 1,0		ostrohranný výtok	1,10
		0,25			
		0,1			
	ostrá vstupní hrana	0,5		$L > 2,2 D$	0,15
	seříznutá vstupní hrana $L / D \cong 0,1$	0,25		$\alpha = 20^\circ$	0,40
				$\alpha = 40^\circ$	1,00
				$\alpha = 60^\circ$	1,15
	zaoblená vstupní hrana $r_f / D \cong 0,06$	0,20			
	kónicky rozšířený vtok $\varphi \in \langle 40^\circ; 80^\circ \rangle$ $L \in \langle 0,2; 0,3 \rangle D$	0,13			
	kruhově zaoblený vtok $r_v = 0,2 D$ $L = 1,25 D$	0,11			
	vtok podle Lískovce (strofoida)	0,04			

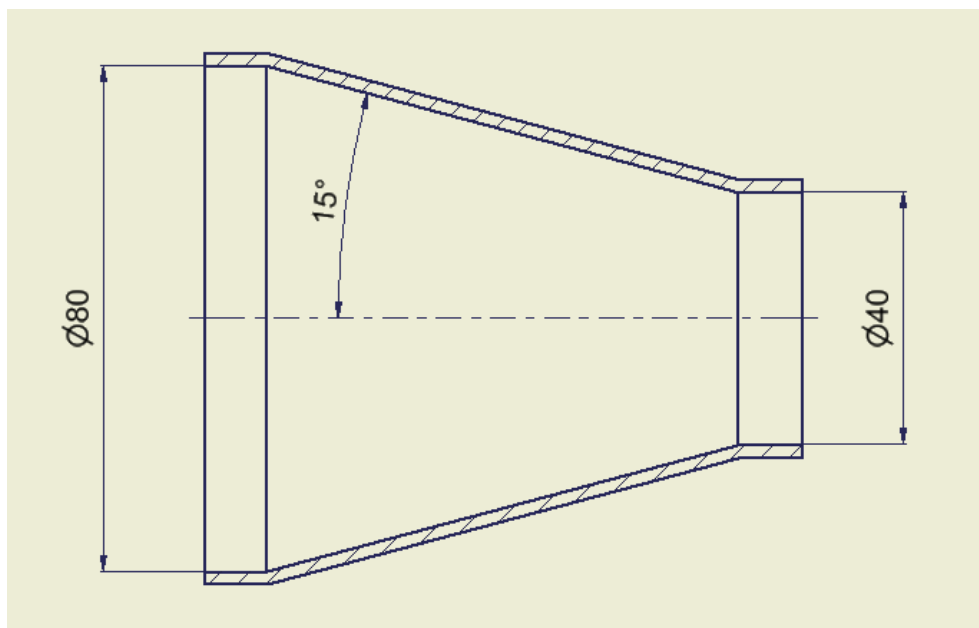
Obr. 5.8 Ztráty vtokem a výtokem, dle [34]

5.2.1.7 Ztrátový součinitel na zúžení spalovací komory

Je realizován jako kónické zúžení průřezu dle Tabulka 5.4. Úhel zúžení $2\delta = 10^\circ$ dle geometrie komory. Hodnota ztrátového součinitele na zúžení spalovací komory $\xi_6 = 0,16$ a je vztažena k výstupní rychlosti.

5.2.1.8 Ztrátový součinitel při zmenšení průměru spony

Na zařízení se mnohdy testují spony menší než 80 mm. Dochází k redukci výstupního průměru ze spalovací komory, jehož následkem je nárůst tlaku ve spalovací komoře. Pro popis byl zvolen průměr 40 mm a zúžení potrubí je realizováno jako kónické 30° , viz. Obr. 5.9. V této konfiguraci je ztrátový součinitel z Tabulka 5.4 $\xi_7 = 0,34$, který je vztažen k výstupní rychlosti ze ztrátového prvku.



Obr. 5.9 Kónické zúžení pro testování spon menších než 80 mm

Všechny hodnoty ztrátových součinitelů na trati vzduchu jsou shrnuty v Tabulka 5.8.

Hodnoty ztrátových součinitelů		
ξ1	0,18	Zúžení před dmychadlem
ξ2	3,24	Rozšíření za dmychadlem
ξ3	1	Ztráta na klapce
ξ4	0,3	Ztráta v koleni
ξ5	0,15	Kónické rozšíření komory
ξ6	0,16	Kónické zúžení komory
ξ7	0,34	Kónické zúžení – redukce průměru spony 30°

Tabulka 5.8 Hodnoty ztrátových součinitelů na trati okysličovadla

5.2.2 Výpočet tlaků v jednotlivých uzlech

Tlak v uzlu 1 odpovídá Bernoulliho rovnici mezi uzlem 0 a 1, kde je zahrnuta tlaková ztráta na filtru a Bernoulliho rovnice je upravena do tvaru (5.9):

$$p_1 = (p_0 - \Delta p_{z_filtr}) - \rho_{vz} \cdot \frac{Q_{vz}^2}{2 \cdot S_{DN40}^2} - \rho_{vz} \cdot \frac{|Q_{vz}| \cdot Q_{vz}}{2 \cdot S_{DN40}^2} \cdot \xi_1 = 94611 \text{ Pa} \quad (5.9)$$

Výpočet tlaku za dmychadlem čili uzel 2 je vypočítán zpětně z jednotlivých uzlů. Jelikož tlak za dmychadlem je neznámá, byla provedena úvaha, že na výstupu ze spalovací komory musí být atmosférický tlak, jelikož výstup z testované sestavy a vstup do komína není uzavřen, viz. Obr. 5.3 uzel 7.

Jelikož budou Bernoulliho rovnice sestavovány proti směru průtoku vzduchu, je nutné dosazovat zápornou hodnotu průtoku.

V první úvaze je počítáno se standartním výstupem ze spalovací komory v uzlu 6 čili DN80. Je dopočten tlak ve spalovací komoře daný Bernoulliho rovnici mezi uzlem 6 a 4.

$$p_4 = p_6 + \rho_{vz} \cdot \frac{Q_{vz}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_{DN80}^2} - \frac{1}{S_k^2} \right) + \rho_{vz} \cdot \frac{|Q_{vz}| \cdot Q_{vz}}{2 \cdot S_{DN80}^2} \cdot \xi_6 = 98718 \text{ Pa} \quad (5.10)$$

Analogicky jako rovnice (5.10) jsou dopočteny tlaky v následujících uzlech, viz. rovnice (5.11) a (5.12).

$$p_3 = p_4 + \rho_{vz} \cdot \frac{Q_{vz}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_k^2} - \frac{1}{S_{DN80}^2} \right) + \rho_{vz} \cdot \frac{|Q_{vz}| \cdot Q_{vz}}{2 \cdot S_{DN80}^2} \cdot \xi_5 = 98528 \text{ Pa} \quad (5.11)$$

$$p_2 = p_3 + \rho_{vz} \cdot \frac{Q_{vz}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_{DN80}^2} - \frac{1}{S_{DN40}^2} \right) + \rho_{vz} \cdot \frac{|Q_{vz}| \cdot Q_{vz}}{2 \cdot S_{DN80}^2} \cdot (\xi_2 + \xi_3 + \xi_4) = 95291 \text{ Pa} \quad (5.12)$$

Nyní je možné stanovit tlakovou diferencí před a za dmychadlem dle rovnice (5.13)

$$\Delta p_{dmych.vz} = p_2 - p_1 = 680 \text{ Pa} \quad (5.13)$$

Hodnoty jednotlivých tlaků v definovaných uzlech 1 až 4 jsou shrnuty v Tabulka 5.9:

Výpočet tlaků bez redukce výstupního průměru			
p1	94611	Pa	Tlak před dmychadlem DN40
p2	95291	Pa	Tlak za dmychadlem DN40
p3	98528	Pa	Tlak za klapkou DN80
p4	98718	Pa	Tlak v komoře
Δp_{dmychadla}	680	Pa	Tlaková diference dmychadla

Tabulka 5.9 Hodnoty tlaků v jednotlivých uzlech bez redukce výstupního průměru

Vzhledem k zanedbání délkových ztrát a že ztrátoví součinitelé byli pouze odhadnuti může být tlaková diference mezi vstupem a výstupem považována za nulovou a může být konstatováno, že při nezaškrceném výstupu ze spalovací komory (pokud je průměr v uzlu 6 roven 80 mm či vyšší), dmychadlo vzduchu čerpá do nulového přetlaku. Což odpovídá reálnému provozu.

5.2.2.1 Vliv redukce výstupního průměru ze spalovací komory

V případě redukce výstupního průměru ze spalovací komory je nutné doplnit Bernoulliho rovnici mezi uzlem 6 a 5.

$$p_5 = p_6 + \rho_{vz} \cdot \frac{Q_{vz}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_{DN40}^2} - \frac{1}{S_{DN80}^2} \right) + \rho_{vz} \cdot \frac{|Q| \cdot Q}{2 \cdot S_{DN40}^2} \cdot \xi_7 = 100163 \text{ Pa} \quad (5.14)$$

Dosazením rovnice (5.14) do rovnic (5.10) až (5.13) je vypočten nárůst tlaku po celé délce trati. Jelikož se výkon dmychadla vzduchu SAP300 mění s tlakovou diferencí před a za dmychadlem, viz. výkonové křivky dmychadla Obr. 5.2, byla provedena i korekce na průtok, který dmychadlo produkuje do konkrétní tlakové diference. Hodnoty výpočtu se ustálí během několika iterací a výpočet je znázorněn v Tabulka 5.10.

Iterace	Průtok	Tlak p_5	Tlak p_4	Tlak p_3	Tlak p_2	Tlak p_1	Ztráta na filtru	Tlaková diference
i	Q_{vz}	p_5	p_4	p_3	p_2	p_1	Δp_{z_filtr}	$\Delta p_{Dmýchadla}$
[-]	m^3/s	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	kPa	Pa
1	0,08453	100163	100301	100111	96875	94611	0,8417	2264
2	0,08174	100061	100293	100124	97085	94814	0,7855	2271
3	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271
4	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271
5	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271

Tabulka 5.10 Výpočet tlaku v jednotlivých uzlech vlivem redukce výstupního průměru ze spalovací komory

5.2.3 Zhodnocení výpočtu trati vzduchu

Cílem výpočtu je znázornit vliv redukce výstupního průměru ze spalovací komory na množství vzduchu vstupujícího do spalovacího procesu. Výsledkem je nárůst tlakové diference dmyhadla na 2,2 kPa, což se projeví i na množství průtoku vzduchu, který s touto změnou klesá dle výkonové křivky Obr. 5.2.

Průtok vzduchu podle vzorového výpočtu klesne na 294 m^3/h , což je diference 10 m^3/h proti původní hodnotě. Tato diference průtoku se zvyšuje se změnou průměru testované spony, např. u průtočného průměru 25 mm dosahuje diference průtoku již 53 m^3/h , zde je změna nezanedbatelná a má vliv na nastavený spalovací poměr.

Výpočet byl zjednodušen na proudění vzduchu, nicméně při reálném procesu na výstupu ze spalovací komory proudí spaliny s proměnnou teplotou, která je důsledkem PID regulace. Při reálném procesu je tlak v komoře měřen, viz. kapitola 2.3.4 Řídící smyčky. V případě použití objemového průtokoměru mezi uzly 2–4, je nutné měřit i statickou hodnotu tlaku, kvůli přepočtu objemového průtoku na normální fyzikální podmínky.

5.3 Návrhy měření průtoku vzduchu

Na trati vzduchu sice není žádný regulační prvek, ale celkový odpor trati se mění v závislosti na průměru testované spony. Prvotní úvahou bylo proměřit průtok vzduchu pomocí rychlostní sondy a vytvořit charakteristiku průtoku v závislosti na otáčkách dmyhadla vzduchu. Uvažované rychlostní sondy jsou popsány níže. Nicméně, pokud je brána v úvahu výkonová křivka dmyhadla a také změna celkového odporu trati během různých testů, není tento postup univerzální, a proto je z návrhů vyřazen.

Navíc byl ze strany společnosti vznesen požadavek na ověření možností měření průtoku vzduchu kontinuálně, jsou tedy popsány možnosti kontinuálního měření průtoku vzduchu pomocí pitot-statické soustavy či kolenového průtokoměru.

Jelikož do výpočtů spalovacího poměru vstupuje informace o objemovém průtoku při normálních fyzikálních podmínkách, nejjednodušším řešením je samozřejmě měřit hmotnostní průtok, protože se nemění se změnou podmínek okolí. Měření hmotnostním průtokoměrem, ale patří mezi ekonomicky nejdražší varianty.

V úvahu připadají dvě místa měření průtoku vzduchu. První možností je měření v přívodním potrubí vzduchu, před dmyhadlem zobrazené na Obr. 5.10. Jedná se o modré potrubí o světlosti DN80.



Obr. 5.10 Návrh místa měření v přívodním potrubí

Nejlepší možností, by bylo měření rychlosti před dmychadlem, ale vzhledem k tomu, že před dmychadlem vzduchu je umístěn filtr, je druhou navrhovanou možností měřit průtok vzduchu na trati za dmychadlem na svislém potrubí o světlosti DN80 (viz. Obr. 5.11.)



Obr. 5.11 Návrh místa měření průtoku vzduchu za dmychadlem SAP300

5.3.1 Stanovení objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách

V případě měření rychlosti či objemového průtoku za dmyhadlem (viz. Obr. 5.11) a vzhledem k tomu, že většina z navrhovaných variant vyhodnocuje objemový průtok při aktuálních podmínkách měření, je nutné měřit statický tlak v potrubí, který se bude měnit s otáčkami dmyhadla. Výpočty je nutné doplnit o údaj o aktuální teplotě vzduchu. V případě doplnění těchto veličin je možné stanovený průtok přepočítat na objemový průtok při standardních fyzikálních podmínkách či na hmotnostní průtok vzduchu.

Měření teploty okolního vzduchu je nutné i pro výpočty procesu spalování a tento údaj bude na HMI panelu zaznamenán pomocí termočlánku typu K.

Pro měření statického tlaku v potrubí je nutné doplnit snímač relativního tlaku. To může být provedeno relativním snímačem tlaku o rozsahu, alespoň 0 až 16 kPa (viz. parametry dmyhadla vzduchu). Pro stanovení hodnoty statického tlaku pro přepočet objemového průtoku na hmotnostní, resp. objemový průtok při normálních fyzikálních podmínkách je navržen relativní snímač tlaku DMP 331 o rozsahu 0 až 0,25 bar. Umístění snímače relativního tlaku je možné na svislé potrubí o světlosti DN80, kde je nutné vytvořit návarek s vnitřním závitem G 1/2".

Pozn.: relativní snímač tlaku pro stanovení absolutního statického tlaku je dostačující, jelikož v blízkosti zařízení se nachází snímač atmosférického tlaku. Absolutní tlak je možné stanovit jako součet atmosférického tlaku spolu s tlakem z relativního snímače.

Druhý případ místa měření rychlosti či objemového průtoku uvažuje měření před dmyhadlem vzduchu na přívodním potrubí, viz. Obr. 5.10. Zde může být změna tlaku atmosféry vzhledem k standardnímu tlaku 101 325 Pa zanedbána a do přepočtu objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách bude vstupovat pouze změna teploty.

5.3.2 Měření Pitotovou trubicí

Detailní měření rychlosti a průtoku Pitotovou nebo Prandtlovou trubicí je popsáno v normě ČSN ISO 10780. Tato norma specifikuje manuální metody pro stanovení rychlosti a průtoku plynů v potrubí, které ústí do okolní atmosféry [35].

5.3.2.1 Teoretický princip měření

Princip měření rychlosti pomocí Pitotovy trubice (viz. Obr. 5.12) vychází z Bernoulliho rovnice, která může být upravena do tvaru (5.15):

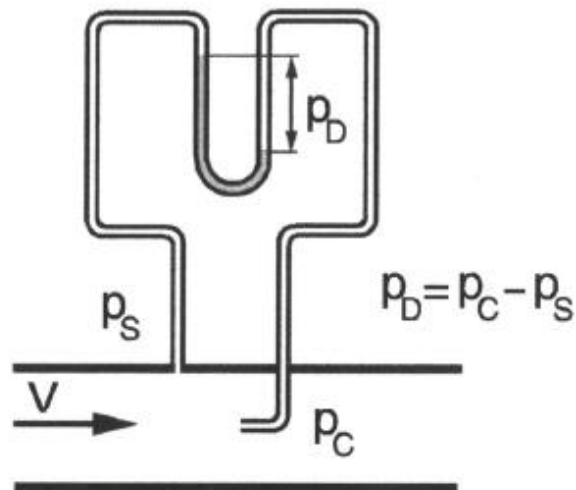
$$p_c = p_s + \rho \cdot \frac{v^2}{2} [Pa] \quad (5.15)$$

A po úpravách dle kapitoly 3.1.2 je získán finální tvar rovnice pro rychlost proudu tekutiny (5.16):

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_D}{\rho}} [m/s] \quad (5.16)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o malé rychlosti proudění může být kompresibilní faktor z zanedbán. V případě vyšších rychlostí by bylo nutné jej uvažovat dle rovnice (5.17).

$$v = z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_D}{\rho}} [m/s] \quad (5.17)$$



Obr. 5.12 Princip měření rychlosti proudění pomocí Pitotovy trubice

5.3.2.2 Použitelné zařízení

K měření byla nabídnuta Pitotova trubice z hydraulické laboratoře Odboru fluidního inženýrství, viz. Obr. 5.13



Obr. 5.13 Pitotova trubice

Pro stanovení tlakové diference je nutné pořídit citlivý snímač diference tlaku. Vzhledem ke způsobu měření je vhodné hledat diferenční tlakoměr jako kompaktní zařízení připravené k měření. Mezi tyto kompaktní přístroje patří Testo 510i, ovládaný chytrým telefonem. Případně Testo 510 s integrovaným ovládaním a obrazovkou pro odečtení hodnot. Rozsahy a přesnosti obou přístrojů jsou velmi podobné a jsou srovnány v Tabulka 5.11.

Parametr	Testo 510i	Testo 510
Ovládání a obrazovka	Mobilní telefon	Integrované
Rozsah	-150 až 150 hPa	0 až 100 hPa
Přesnost	± 0,05 hPa (pro 0 až 1) hPa ± 0,2 hPa +1,5 % z měřené hodnoty (pro 1 až 150 hPa)	± 0,03 hPa (pro 0 až 0,3 hPa) ± 0,05 hPa (pro 0,31 až 1 hPa) ± 0,1 +1,5 % z měřené hodnoty (pro 1,01 do 100 hPa)
Rozlišení	0,01 hPa	0,01 hPa

Tabulka 5.11 Srovnání diferenčních tlakoměrů [36]

5.3.2.3 Způsob realizace měření

Požadavky na měření dle ČSN ISO 10780 pro dosažení chyby měření menší než 3 % [35]:

- Reynoldsovo číslo na povrchu sondy musí být větší než 1200, rychlosti proudu vzduchu se musí pohybovat od 5 do 50 m/s.
- Úhel Pitotovy trubice nesmí být odkloněn o více jak 15° od osy potrubí.
- Proud plynu nesmí vykazovat cyklické kolísání tlaku, odchylka od střední hodnoty v daném bodě nesmí přesáhnout ±24 Pa.
- V případě kruhového průřezu potrubí se měření musí provést nejméně ve dvou přímkách na sebe kolmých.
- Usměrňovací délky od zúžení potrubí 5xDN proti proudu a 5xDN po proudu od roviny měření.
- V žádném z měřících bodů se nesmí vyskytnou zpětný tok.
- Rozdíly teploty nesmí přesáhnout při měření 5 % od průměrné absolutní hodnoty.

Dané požadavky normy ČSN 10780 mohou být podle parametrů v Tabulka 5.2 dodrženy. Reynoldsovo číslo a požadované rychlosti jsou dodrženy od 30 % otáček. U nižších otáček je předpokládáno zvýšení nepřesnosti měření. K zamyšlení je i vliv tloušťky Pitotovy trubice, která může výrazně ovlivnit měření zejména u stěn potrubí.

K realizaci by bylo nutné vyvrtat dva otvory nejméně 20 mm do svislého potrubí větve vzduchu na Obr. 5.11. Osy otvorů by vůči sobě měli být umístěny o 90° z důvodu dodržení jedné z podmínek měření dle normy ČSN ISO 10780.

5.3.2.4 Stanovení rychlosti objemového průtoku

Je stanovena průměrná teplota média jako aritmetický průměr všech měřených teplot [35]:

$$T = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n T_i \text{ [K]} \quad (5.18)$$

Kde: n [–] ... Počet měřených bodů.
 T_i [K] ... Aktuální teplota v daném bodě měření.

Obdobně je stanovena průměrná hodnota statického tlaku ve všech měřených bodech [35]:

$$\bar{p}_s = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n p_{s_i} \text{ [kPa]} \quad (5.19)$$

Kde: p_{s_i} [kPa] ... Aktuální statický tlak v daném bodě měření.

Absolutní statický tlak je stanoven dle vztahu (5.20):

$$p_{s_abs} = p_{atm} + \bar{p}_s \text{ [kPa]} \quad (5.20)$$

Průměrná hodnota měřeného diferenčního tlaku je stanovena aritmetickým průměrem [35]:

$$\Delta \bar{p} = \frac{1}{n^2} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta p_i \text{ [kPa]} \quad (5.21)$$

Kde: Δp_i [kPa] ... Diferenční tlak v daném bodě měření.

Průměrná rychlost tekutiny je stanovena dle vztahu (5.22) [35]:

$$\bar{v} = K \cdot C \cdot \sqrt{\frac{T \cdot \Delta \bar{p}}{p_{s,abs} \cdot M}} \text{ [m/s]} \quad (5.22)$$

Kde: K [-] ... Konstanta Pitotovy trubice (kalibrační faktor).

$C \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{\text{kg}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}} \right]$... Konstanta pro výpočet hustoty tekutiny při normálních podmínkách.

Konstanta C je stanovena z rovnice (6.3) [35]:

$$C = \sqrt{\frac{2 \cdot V_N \cdot p_N}{T_N}} \quad (5.23)$$

Kde: $V_N = 22,4 \text{ m}^3/\text{kmol}$... Objem kilogramu plynu při normálních fyzikálních podmínkách.

$p_N = 101325 \text{ Pa}$... Tlak plynu při normálních fyzikálních podmínkách.

$T_N = 273,15 \text{ K}$... Teplota plynu při normálních fyzikálních podmínkách.

Objemový průtok se poté stanoví na základě definice průtoku, viz. rovnice (3.20). Pro stanovení hmotnostního průtoku nebo objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách je nutné měřit i absolutní hodnotu statického tlaku. Ve vztahu pro rychlost proudění také vystupuje hustota, která je závislá na podmínkách měření čili absolutním tlaku a teplotě dle vztahu (3.8), proto je vhodné zavést i korekci na změnu hustoty.

5.3.2.5 Kalibrace

Kalibrace Pitotovy trubice spočívá v měření rychlostního profilu, v prostředí, kde je známa rychlost proudění nebo hodnota průtoku. U nově pořízené Pitotovy trubice je kalibrační koeficient $K = 1$. V případě měření v minulosti používanou Pitotovou trubicí je nutná kalibrace a stanovení kalibračního koeficientu. Vliv na měření může mít zejména zanesení vstupních otvorů pro tekutinu.

5.3.3 Měření teplotním anemometrem

Při měření teplotním anemometrem se jedná o měření rychlosti proudění vzduchu obdobně jako při měření Pitotovou trubicí. Pokud by měly být tyto metody srovnány, může být měření teplotním anemometrem stejně přesné, nicméně v případě pořízení nového teplotního anemometru odpadá kalibrace Pitotovy trubice a nákup citlivého snímače difference tlaku.

5.3.3.1 Princip měření

Měření rychlosti termickým anemometrem spočívá v nahřátí teplotně závislého prvku na určitou teplotu. Vložením do proudícího plynu je prvek ochlazován, což se projeví na změně jeho elektrických vlastností, nejčastěji na elektrickém odporu. Tato změna je vyhodnocena a z ní je potom usuzováno na rychlost proudění [37].

5.3.3.2 Stanovení objemového průtoku

K vyhodnocení objemového průtoku je nutno určit střední rychlost z proměřeného profilu. Na základě této rychlosti je možné, podle vztahu (3.20), určit objemový průtok při podmínkách měření. Tento objemový průtok je možné přepočíst dle stavové rovnice na normální fyzikální podmínky za předpokladu měření teploty a tlaku proudícího média, viz. kapitola 3.2.

5.3.3.3 Použitelné zařízení

Jako příklad použitelného teplotního anemometru může být Testo 405i ovládaný mobilním telefonem nebo Testo 425 s integrovaným ovládáním. Srovnání parametrů těchto dvou přístrojů je v Tabulka 5.12.

Parametr	Testo 405i	Testo 425
Ovládání	Mobilní telefon	Integrované
Rozsah	0 až 30 m/s	0 až 20 m/s
Přesnost	$\pm 0,1$ m/s +5 % z měřené hodnoty (pro 0 až 2 m/s) $\pm 0,3$ m/s +5 % z měřené hodnoty (pro 2 až 15 m/s)	$\pm 0,03$ m/s +5 % z měřené hodnoty
Rozlišení	0,01 m/s	0,01 m/s
Průměr sondy	12 mm	12 mm

Tabulka 5.12 Srovnání parametrů teplotních anemometrů [36]

5.3.3.4 Způsob realizace

Návrh měření teplotním anemometrem spočívá na podobném principu jako měření Pitotovy trubice čili vyvrtání dvou otvorů ve svislém potrubí DN80 na Obr. 5.11. V případě měření rychlosti teplotním anemometrem je možné vyvrtat menší otvory než u použití Pitotovy trubice, a to o průměru 14 mm.

5.3.3.5 Kalibrace

Již byla zmíněna výhoda měření teplotním anemometrem, který je již kalibrován z výroby. Kalibrace zařízení tedy není nutná. V případě použití v minulosti používaného teplotního anemometru je vhodné ověřit jeho funkčnost v prostředí se známou rychlostí průtoku, jelikož i teplotní tělísko je náchylné na zanesení nečistotami. Kalibrace spočívá ve stanovení kalibračního koeficientu K [–].

5.3.4 Kontinuální měření průtoku

Za předpokladu kontinuálního měření průtoku vzduchu bylo do úvahy bráno několik použitelných možností. Kontinuální měření bylo uvažováno k vyhodnocení a řízení aktuálních otáček dmyhadla vzduchu vzhledem k průtoku plynu do spalovacího procesu. Tzn. aktuální průtok měřit a nevyhodnocovat ho z měřené charakteristiky či afinních vztahů.

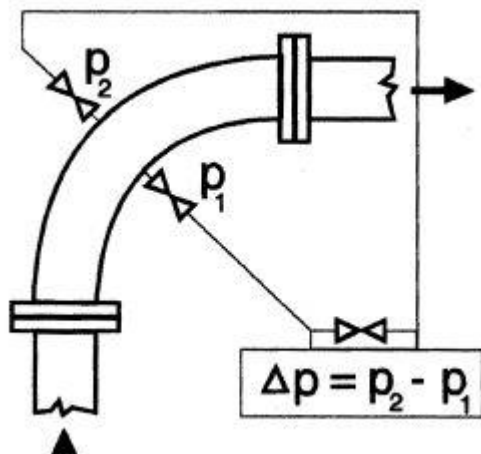
5.3.4.1 Měření průtoku škrťacím prvem

Mezi použitelné možnosti připadá umístění clony či škrťacího prvku, nicméně toto řešení není vhodné k řídicímu procesu, protože zde vzniká tlaková ztráta a průběh průtoku není lineární.

5.3.4.2 Měření průtoku kolenovým průtokoměrem

Další možností, která připadá v úvahu je umístění kolenového průtokoměru do kolena větve vzduchu, které je viditelné například na Obr. 5.11.

Vyhodnocení objemového průtoku spočívá ve znalosti geometrie. Princip měření kolenovým průtokoměrem (viz. Obr. 5.14) spočívá v měření tlakové diference vyvolané odstředivou silou působící při proudění tekutiny na stěnách potrubí kruhového tvaru. Přidáním měření statického tlaku za kolenem a znalosti teploty média je jednoduché usuzovat na objemový průtok při standardních fyzikálních podmínkách.



Obr. 5.14 Kolenový průtokoměr [22]

Při konstrukci kolenového průtokoměru je potřeba vzít v úvahu nutnost použití velice citlivého snímače difference tlaku, jelikož tlakový rozdíl Δp je velice malý. Vhodným snímačem tlakové difference může být např. snímač společnosti BD Sensors DPS 300, jehož parametry jsou uvedeny v Tabulka 5.13.

Parametr	Hodnota
Jmenovitý tlak P_N dif.	4 mbar
Rozsah	0 až 4 mbar
Max. statický tlak	200 mbar
Přesnost	+1 % ($P_N > 6$ mbar)
Tlaková přípojka	Ø 6,6 x 11 (pro hadice Ø 6 mm)

Tabulka 5.13 Parametry snímače difference tlaku DPS 300 [38]

Objemový průtok je dán vztahem (5.24) [22]:

$$Q_V = \alpha_k \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad [m^3/s] \quad (5.24)$$

Kde: α_k [–] ... Průtokový součinitel kolena.
 D [m] ... Vnitřní průměr kolena.
 ρ [kg/m³] ... Hustota měřeného plynu.

Průtokový součinitel kolena je dán vztahem (5.25) [22]:

$$\alpha_k = 1,057 \cdot \sqrt{\frac{r_s}{D}} - 0,103 \quad [-] \quad (5.25)$$

Kde: r_s [m] ... Střední poloměr zakřivení kolena je definován rovnicí (5.26) [22]:

$$r_s = \frac{r_2 - r_1}{2} \quad [m] \quad (5.26)$$

Kde: r_2 [m] ... Vnitřní poloměr kolena.
 r_1 [m] ... Vnější poloměr kolena.

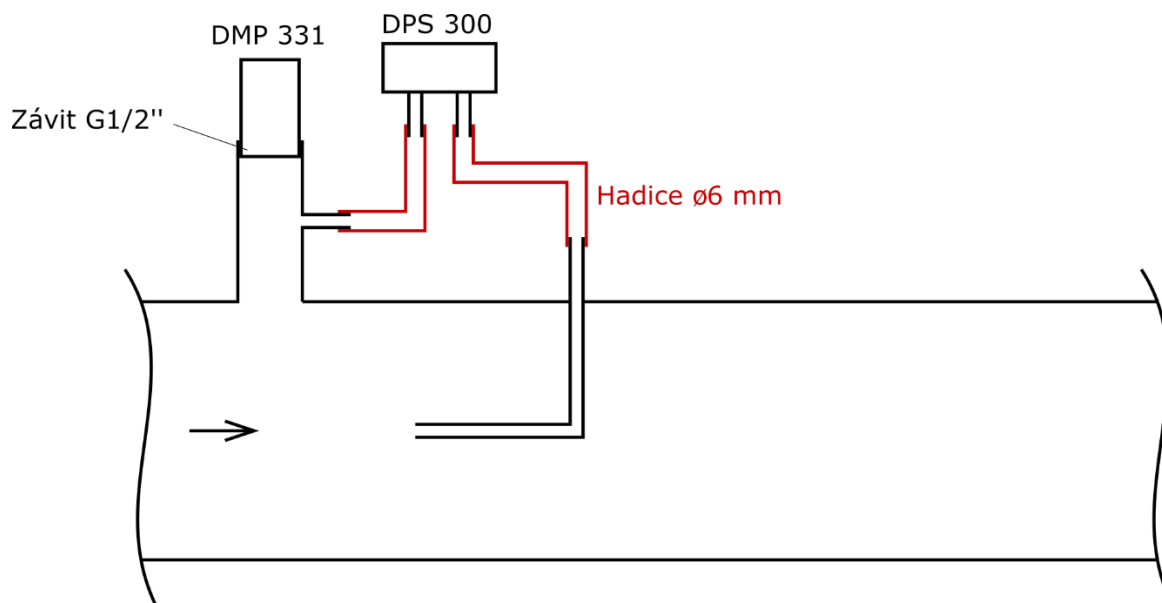
Důležitou podmínkou je, že proudění kolenem musí být turbulentní a Reynoldsovo číslo musí být větší než 65000 [22]. Tato podmínka je dle afinních vztahů splněna pouze pro otáčky dmychadla vyšší než 80 %, viz. Tabulka 5.2. To znamená větší nepřesnosti měření.

5.3.4.3 Návrh Pitot – statické soustavy

Během konzultací [10], bylo diskutováno měření průtoku hmotnostním průtokoměrem bypassovou metodou, což je ve své podstatě Pitot-statická soustava. Podle těchto konzultací je vytvořen návrh soustavy s využitím snímačů tlaku.

Principiálně jde o způsob měření pomocí Pitotovy trubice za předpokladu, že se při turbulentním proudění rychlostní profil po průřezu příliš nemění, tj. pístový rychlostní profil. Pro stanovení rychlosti a objemového průtoku, platí vztahy uvedené v kapitole 5.3.2 Měření Pitotovou trubicí.

Konfigurace zařízení je zobrazena na Obr. 5.15. Snímač relativního tlaku DMP 331 slouží k měření statického tlaku pro určení objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách, dle kapitoly 3.2. Snímač tlakové diference DPS 300 je velmi citlivý diferenční tlakoměr jehož parametry jsou uvedeny v Tabulka 5.13.



Obr. 5.15 Schéma pitot- statické soustavy

V případě použití této konfigurace průtokoměru je velkou výhodou kontinuální měření průtoku vzduchu v celém rozsahu dmyhadla vzduchu. Nevýhodou je nutnost kalibrace průtokoměru na Českém metrologickém institutu. Kalibrace spočívá v ověření objemového průtoku a případném stanovení kalibračního koeficientu.

5.3.4.4 Použití komerčního průtokoměru

Existuje možnost použití komerčního průtokoměru vyrobeného přímo pro definované provozní parametry. V úvahu připadají objemové průtokoměry doplněné o měření relativního tlaku v případě umístění za dmyhadlem vzduchu SAP300. V případě umístění před dmyhadlem je možné provozní tlak průtokoměru považovat za atmosférický.

Výhodou této varianty je zabudování do trati vzduchu s minimálními konstrukčními úpravami a komerční průtokoměr bude již kalibrovaný. Nevýhodou může být vyšší cenová relace.

5.4 Závěr vyhodnocení průtoku okysličovadla

Mezi návrhy měření průtoku okysličovadla patří měření pomocí rychlostních sond, nicméně dle výpočtu trati okysličovadla byl zjištěn nárůst tlaku ve spalovací komoře. Podle výkonové křivky dmyhadla vzduchu SAP300 má nárůst tlaku v komoře vliv i na velikost průtoku vzduchu, který dmyhadlo produkuje. Při návrhu měření rychlosti pomocí rychlostních sond a vytvoření závislosti průtoku vzduchu na otáčkách dmyhadla vznikne nepřesnost při redukci výstupního průměru ze spalovací komory a vytvořená závislost pro toto měření není přesná.

Byly tedy navrženy možnosti kontinuálního měření průtoku. Jednou z navrhovaných možností je umístění kolenového průtokoměru na koleno za dmyhadlem vzduchu SAP300. Výhodou tohoto řešení je, že kolenový průtokoměr nepotřebuje usměrňovací délky. Mezi nevýhody patří nutnost měření statického tlaku za dmyhadlem, aby byl objemový průtok přepočten na normální fyzikální podmínky. Další nevýhodou je, že uvedené vztahy platí do Reynoldsova čísla 65 000 a s nižším Reynoldsovým číslem může klesat přesnost i měřitelnost průtoku.

Další možností, jak měřit průtok je instalace Pitot-statické soustavy, která využívá vztahů při měření průtoku vzduchu Pitotovou trubicí. Instalací navrhované soustavy na potrubí před dmyhadlo vzduchu je možné měřit pouze tlakovou diferencí mezi statickým a dynamickým tlakem, přičemž hodnota statického tlaku je přibližně rovna tlaku vzduchu v atmosféře. Je navrženo vyrobit tento průtokoměr na oddělitelném potrubí, od tratě vzduchu, pro případnou kalibraci na Českém metrologickém institutu.

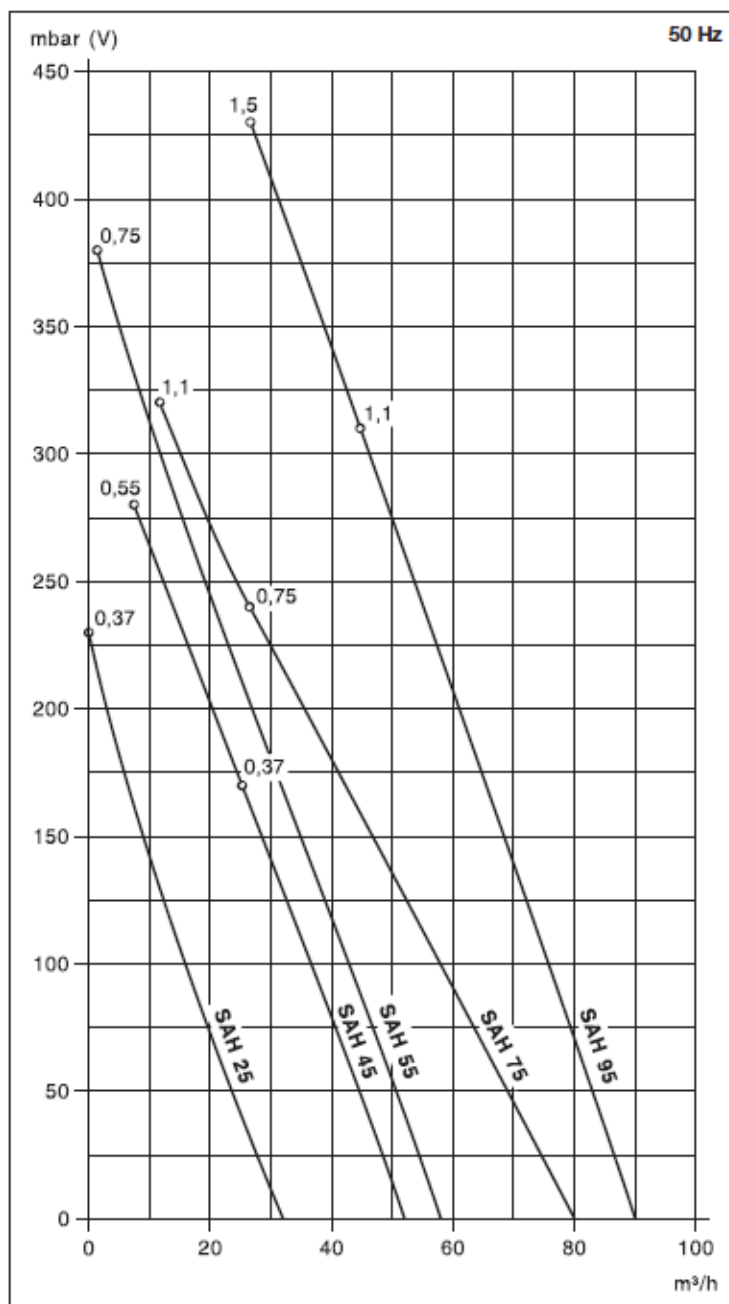
Poslední alternativou může být pořízení komerčního objemového průtokoměru instalovaného na trati před dmyhadlem vzduchu SAP300.

6 Trať paliva

Rozbor trati paliva se vzhledem k trati vzduchu liší, tím že je zde umístěn regulační prvek, kterým je proporcionální ventil. Tento ventil kontroluje množství plynu vstupující do spalovacího procesu v závislosti na požadovaném teplotním profilu. V podstatě určuje tepelný výkon hořáku.

Dle technických dokumentů se ve spalovací komoře nachází hořák značky STARVEINE o maximálním tepelném výkonu 150 kW. Z rovnice (4.27) definující výkon hořáku, je vypočten maximální průtok zemního plynu $Q_{ZP,max} \cong 15 \text{ m}_N^3/\text{h}$.

Dalším kritériem definující maximální průtok plynu jsou parametry dmyhadla plynu SAH25, které jsou uvedeny v Tabulka 6.1. Parametry jsou určeny z katalogu dmyhadla plynu a výkonové křivky, viz. Obr. 6.1.



Obr. 6.1 Výkonová křivka dmyhadla SAH25 [39]

Parametry dmyhadla plynu			
Výkon	P_{vz}	0,37	kW
Průtok	$Q_{1_{vz}}$	32	m^3/h
	$Q_{2_{vz}}$	16	m^3/h
	$Q_{3_{vz}}$	9,4	m^3/h
	$Q_{4_{vz}}$	0	m^3/h
Tlak vzduch	$\Delta p_{1_{vz}}$	0	kPa
	$\Delta p_{2_{vz}}$	10	kPa
	$\Delta p_{3_{vz}}$	15	kPa
	$\Delta p_{4_{vz}}$	23	kPa
Otáčky	n	2850	min^{-1}
Frekvence	f	50	Hz

Tabulka 6.1 Parametry dmyhadla SAH25 [31]

Jelikož jsou parametry dmyhadla měřeny při standardních průmyslových podmínkách a proudícím médiem je vzduch, jsou tyto parametry přepočteny pro zemní plyn a na normální fyzikální podmínky. Přepočet na normální fyzikální podmínky je proveden pomocí stavové rovnice (3.7) a přepočet na proudění zemního plynu je proveden pomocí afinních vztahů pro konstantní otáčky (5.5) a (5.6), kde hustota vzduchu při standardních průmyslových podmínkách odpovídá hodnotě $\rho_0 = 1,188 \text{ kg}/m^3$ a hustota plynu při normálních fyzikálních podmínkách odpovídá hodnotě $\rho = 0,73 \text{ kg}/m^3$ [25]. Přepočtené parametry jsou uvedeny v Tabulka 6.2.

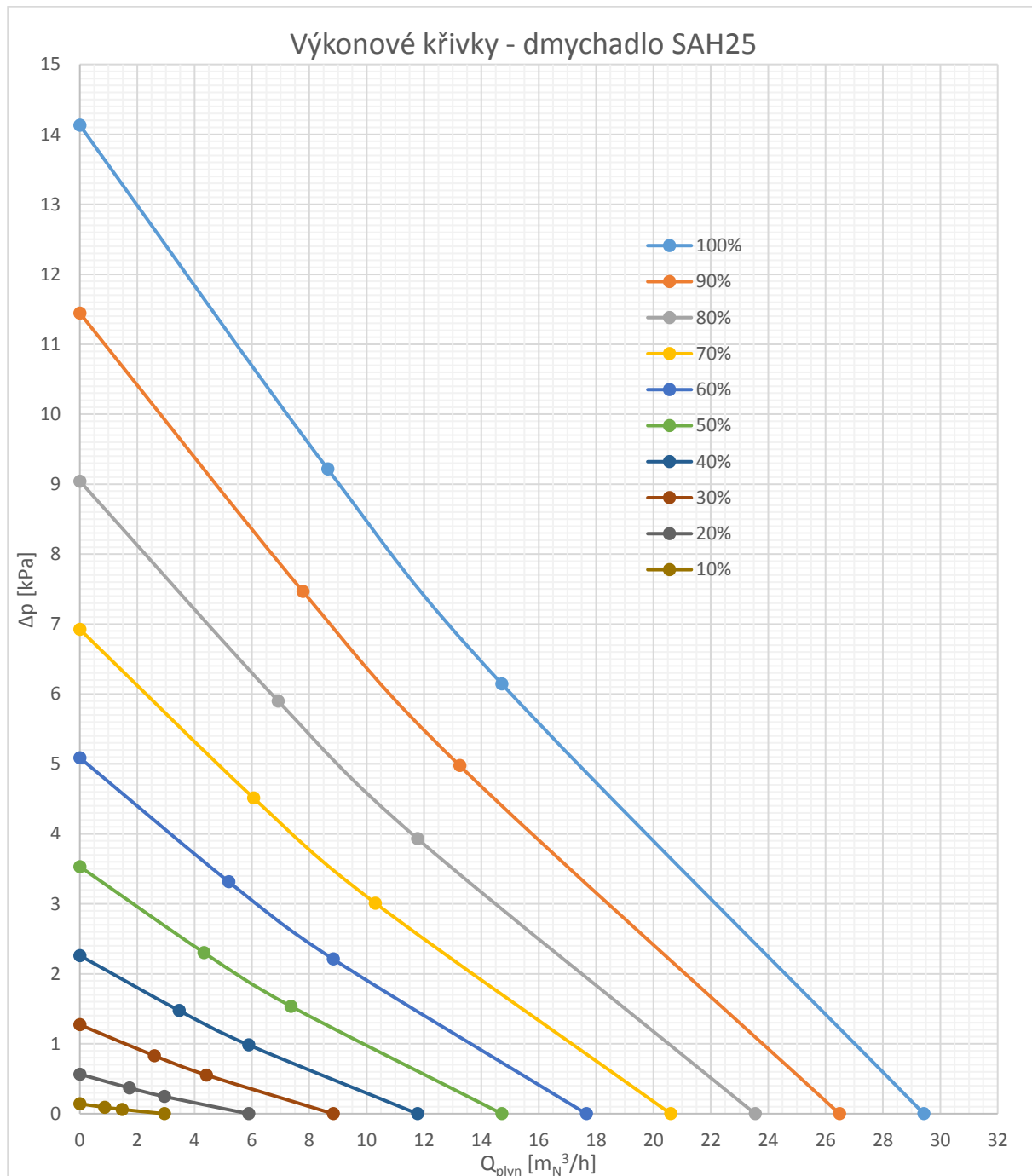
Přepočet parametrů na zemní plyn			
Průtok	$Q_{1_{plyn}}$	29,42691	m_N^3/h
	$Q_{2_{plyn}}$	14,71346	m_N^3/h
	$Q_{3_{plyn}}$	8,644155	m_N^3/h
	$Q_{4_{plyn}}$	0	m_N^3/h
Tlak plyn	$\Delta p_{1_{plyn}}$	0	kPa
	$\Delta p_{2_{plyn}}$	6,143926	kPa
	$\Delta p_{3_{plyn}}$	9,215888	kPa
	$\Delta p_{4_{plyn}}$	14,13103	kPa

Tabulka 6.2 Parametry dmyhadla SAH25 – přepočet na zemní plyn

Výkonové křivky byly přepočteny podle afinních vztahů, stejně jako v případě větve okysličovadla, bylo využito rovnic při konstantní hustotě pracovního média (5.2), (5.3). Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v Tabulka 6.3.

Otáčky		Průtok	Tlak
n		Q_{ZP}	Δp_{ZP}
min^{-1}	Hz	m_N^3/h	kPa
2850	50	29,42691	14,13103
2565	45	26,48422	11,44613
2280	40	23,54153	9,043859
1995	35	20,59884	6,924204
1710	30	17,65615	5,08717
1425	25	14,71346	3,532757
1140	20	11,77076	2,260965
855	15	8,828073	1,271793
570	10	5,885382	0,565241
285	5	2,942691	0,14131
85,5	1,5	0,882807	0,012718

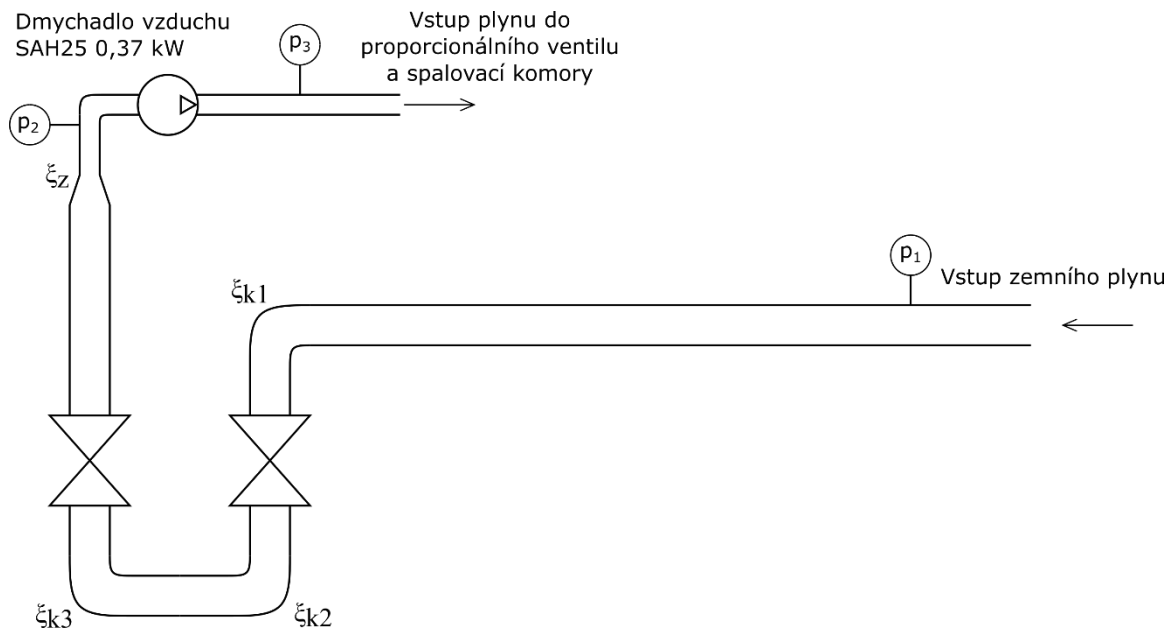
Tabulka 6.3 Přepočtené parametry dmyhadla plynu SAH25 dle afinních vztahů
Výkonové křivky dmyhadla SAH25 se změnou otáček jsou vykresleny na Obr. 6.2.



Obr. 6.2 Výkonové křivky dmychadla SAH25

6.1 Výpočet tlaků na trati paliva

Na Obr. 6.3 jsou znázorněny tlaky p_1 a p_3 reprezentující manometry umístěny na trati paliva. Dále jsou znázorněny prvky vytvářející místní energetickou ztrátu. Délka potrubí o světlosti DN40 je 6 metrů. Délka potrubí DN25 je přibližně 1 metr a může být zanedbána. Vzhledem k nízké hustotě, viskozitě a rychlosti proudění zemního plynu je možné předpokládat nízkou energetickou ztrátu.



Obr. 6.3 Schéma trati paliva

6.1.1 Kontrolní test 2

Kontrolní test 2 byl měřen na konzultaci 7.4.2021. Během měření kontrolního testu byly zaznamenány parametry okolního vzduchu:

Teplota $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Tlak $p_{vz} = 98580 \text{ Pa}$

Z těchto parametrů byla vypočtena hustota vzduchu dle vztahu (3.8).

Hustota $\rho_{vz} = 1,17 \text{ kg/m}^3$

Byl nastaven test s teplotním profilem o parametrech:

- Ramp rate: 150 $^\circ\text{C}/\text{min}$
- Burn time: 1800 s
- Temp. preset.: 500 $^\circ\text{C}$

Při zkušebním testu byly otáčky dmyhadla plynu nastaveny na frekvenci 5 Hz.

Byly zaznamenány hodnoty na plynoměru na začátku a konci testu, otevření proporcionálního ventilu a hodnoty tlaku p_1 a p_3 po ustálení teploty. Tyto měřené parametry jsou uvedeny v Tabulka 6.4.

Spotřeba		
Start	46990,69	m^3
End	46993,71	m^3
Rozdíl	3,026	m^3
Časový úsek	30	min
Otevření PV	20	%
Tlak p_1	1,7	kPa
Tlak p_2	1,9	kPa
Atmosférický tlak	98580	Pa

Tabulka 6.4 Měřené hodnoty - Kontrolní test 2

Teplota zemního plynu v přívodním potrubí je uvažována 10 °C a absolutní tlak, $p_{1_abs} = 100280 \text{ Pa}$, byl vypočten jako součet tlaku atmosféry a měřeného relativního tlaku v bodě 1. Hustota zemního plynu $\rho_{ZP_Akt} = 0,697 \text{ kg/m}^3$ byla vypočtena vztahem (3.8). Ve výpočtu je uvažován stav zemního plynu konstantní, tedy i vypočtená hustota zemního plynu vstupuje do výpočtu jako konstanta.

Na základě spotřeby zemního plynu a délky testu byl vypočten průtok při otevření proporcionálního ventilu 20 %. Jelikož proporcionální ventil má lineární charakteristiku průtoku v závislosti na otevření, byl vypočten i průtok v případě úplného otevření ventilu. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v Tabulka 6.5.

Výpočet průtoku			
Průtok		Otevření PV	
0,001681	m ³ /s	20	%
6,052	m ³ /h		
30,26	m ³ /h	100	%

Tabulka 6.5 Vypočtený průtok – Kontrolní test 2

6.1.2 Ztrátový součinitel trati paliva

Stejně jako v případě trati vzduchu byly dopočteny ztrátové součinitele v závislosti na geometrii daných prvků.

6.1.2.1 Místní ztráta v koleni

Místní ztráta v koleni je definována v Tabulka 5.6. Na trati plynu se nachází dvě kolena s geometrií $r/D = 2$, kde jsou ztrátové součinitele $\xi_{k1} = \xi_{k3} = 0,15$. Koleno se ztrátovým součinitelem ξ_{k2} má geometrii odpovídající poměru $r/D = 1,5$ a ztrátový součinitel $\xi_{k2} = 0,17$.

6.1.2.2 Místní ztráta náhlým zúžením průřezu

Místní ztráta náhlým zúžením průřezu (z DN40 na DN25) při poměru průtočných ploch $n < 0,4$ je definována vztahy (6.1), (6.2), (6.3) dle [40].

$$\xi_z = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 = 0,343102 \text{ [-]} \quad (6.1)$$

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n} = 0,630617 \text{ [-]} \quad (6.2)$$

$$n = \frac{S_2}{S_1} = 0,390625 \text{ [-]} \quad (6.3)$$

6.1.2.3 Délkové energetické ztráty na trati plynu

Délkové energetické ztráty jsou definovány vztahem (3.28).

Kde:

- Koeficient tření, $\lambda = 0,04615 \text{ [-]}$, je dán empirickým vztahem podle Churchilla (3.29).
- Drsnost potrubí je uvažována $k = 0,00015 \text{ m}$.
- Kinematická viskozita pro stavové podmínky kontrolního testu 2, $\nu_{ZP} = 1,551 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, je dána rovnicemi (3.12) a (3.13).
- Délka potrubí o světlosti DN40 je $L = 6 \text{ m}$.

Všechny hodnoty ztrátových součinitelů na trati vzduchu jsou shrnuty v Tabulka 6.6.

Ztrátové koeficienty – místní energetické ztráty			
ξ_{DN40}	Koleno 1	ξ_{k1} [-]	0,15
	Koleno 2	ξ_{k3} [-]	0,15
	Koleno 3	ξ_z [-]	0,17
ξ_{DN25}	Zúžení	ξ_{k2} [-]	0,343102
Parametry – délkových energetických ztrát			
Koeficient tření		λ [-]	0,046149
Délka potrubí o světlosti DN40		L [m]	6

Tabulka 6.6 Ztrátoví součinitelé na trati plynu

6.1.3 Výpočet tlaku před dmychadlem SAH25

Byla sestavena Bernoulliho rovnice (6.4) pro větev plynu mezi bodem 1, tj. bodem odběru tlaku manometrem p_1 a bodem 2, tj. bodem před dmychadlem plynu, a to pro měřené hodnoty během kontrolního testu 2.

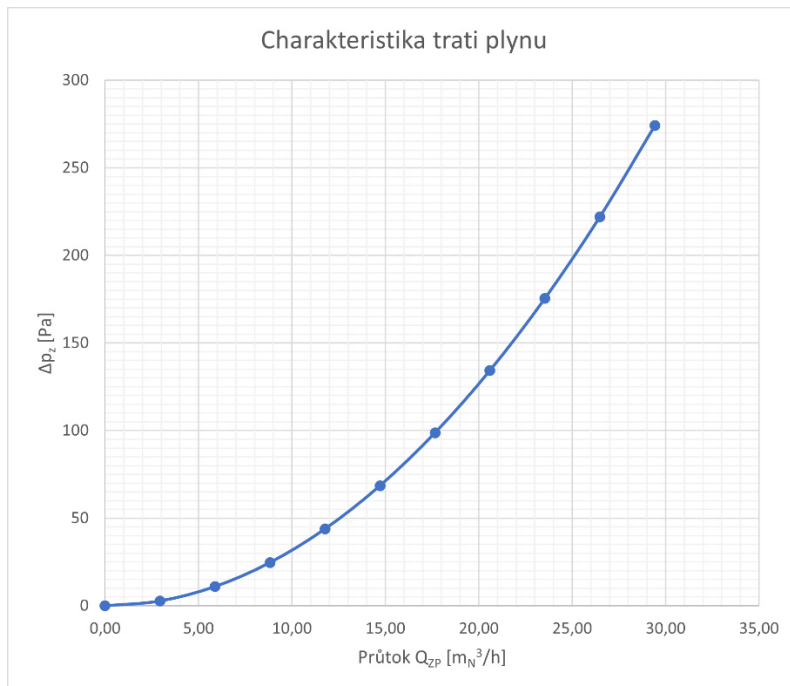
$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + Y_z \quad (6.4)$$

Vyjádřením tlaku p_2 z rovnice (6.4) a dosazením hodnot místních a délkových ztrát dle kapitoly 3.1.2 je získána rovnice (6.5)

$$p_2 = p_1 + \rho_{ZP} \cdot \frac{Q_{ZP}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_1^2} - \frac{1}{S_2^2} \right) - \rho_{ZP} \cdot \frac{8 \cdot \sum \xi_{DN40} \cdot Q_{ZP} \cdot |Q_{ZP}|}{\pi^2 \cdot D_{40}^4} - \rho_{ZP} \cdot \frac{8 \cdot \sum \xi_{DN25} \cdot Q_{ZP} \cdot |Q_{ZP}|}{\pi^2 \cdot D_{25}^4} - \rho_{ZP} \cdot \frac{8 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q_{ZP} \cdot |Q_{ZP}|}{\pi^2 \cdot D_{40}^5} = 100269 \text{ Pa} \quad (6.5)$$

Po dosazení měřených hodnot do rovnice (6.5) je vypočten tlak před dmychadlem plynu $p_2 = 1,689 \text{ kPa}$. Tlaková ztráta pro parametry z kontrolního testu 2, činí 11 Pa.

Byla vytvořena i charakteristika potrubí, viz. Obr. 6.4, kde je maximální průtok dán výkonovou křivkou dmychadla plynu SAH25 (Obr. 6.2). Maximální hodnota tlakové ztráty do bodu před dmychadlem dosahuje 274 Pa, což je zanedbatelná hodnota.

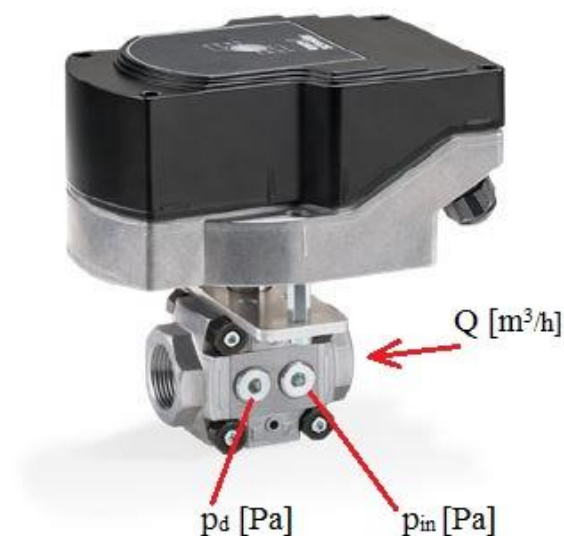


Obr. 6.4 Charakteristika trati plynu

V případě uvážení, že výkon hořáku dle jeho uvedených parametrů umožňuje maximální průtok $15 \text{ m}_N^3/\text{h}$ plynu, jsou ztráty na trati plynu zanedbatelné a jako provozní tlak případného průtokoměru je možné uvažovat hodnotu naměřenou v uzlu 1.

6.2 Vyhodnocení průtoku plynu z proporcionálního ventilu

Jeden ze způsobů, jak vyhodnotit aktuální průtok zemního plynu je využití proporcionálního ventilu, který má zabudované dva tlakové výstupy před a za ventilem, viz. Obr. 6.5.



Obr. 6.5 Tlakové výstupy proporcionálního ventilu, upraveno dle [41]

Princip vyhodnocení průtoku spočívá v měření tlakové difference mezi vstupem a výstupem z ventilu. Na základě rovnice (6.6) je vyhodnocen aktuální průtok ventilem. Rovnice je

dostupná z katalogu ventilu [41]. Vzorec platí pro podkritické proudění (podzvuková rychlost), což parametry trati splňují [42].

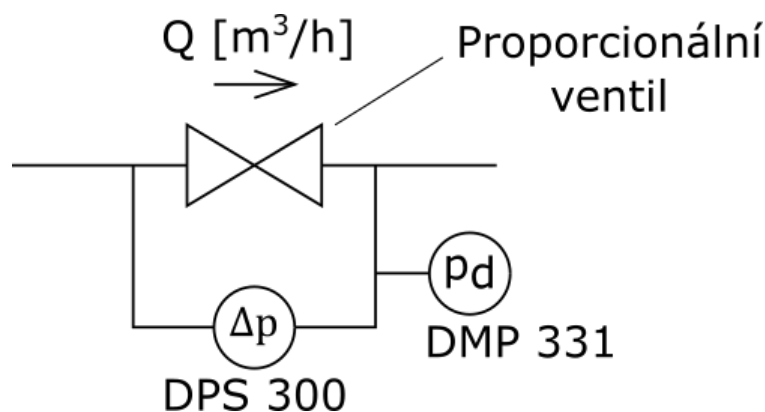
$$Q_{(n)} = 514 \cdot k_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot p_d}{\rho_{(n)} \cdot T}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6.6)$$

V rovnici (6.6) vystupují tyto neznámé parametry:

k_v [–]	... Ztrátový součinitel ventilu, závislý na otevření ventilu
Δp [Pa]	... Tlaková diference mezi vstupem a výstupem ventilu $\Delta p = p_{in} - p_d$
p_d [Pa]	... Absolutní tlak na výstupu z ventilu
$\rho_{(n)}$ [kg/m^3]	... Hustota média při normálních fyzikálních podmínkách
T [K]	... Aktuální teplota média

Aktuální teplota média bude měřena termočlánkem typu K a zaznamenána HMI panel.

K měření tlaků před a za ventilem je zapotřebí citlivý snímač tlakové difference např. od firmy BDSensors snímač DPS 300. K měření je nutné znát tlak za ventilem pro přepočítání průtoku na normální fyzikální podmínky či hmotnostní průtok. K tomuto měření je doporučen snímač relativního tlaku DMP 331, jelikož hodnota p_d je absolutní tlak, je nutno toto měření doplnit o hodnotu tlaku okolní atmosféry, který je na ovládacím panelu k dispozici. Schéma zapojení snímačů je zobrazeno na Obr. 6.6.



Obr. 6.6 Schéma zapojení snímačů tlaku

6.2.1 Kalibrace součinitele ventilu k_v

V rovnici pro výpočet průtoku vystupuje ztrátový součinitel proporcionalního ventilu, který je závislý na otevření ventilu. Hodnota aktuálního otevření ventilu je již zaznamenávána na ovládacím panelu.

K výpočtu je nutné sestavit kalibrační křivku součinitele ventilu k_v na otevření dle postupu kalibrace:

- 1) Nastavit na panelu teplotní profil s výdrží na teplotě od 100 do 900 °C.
- 2) Po ustálení teploty hlavního termočlánku na nastavené teplotě se ustálí i otevření proporcionalního ventilu.
- 3) Na instalovaném plynoměru se zaznamená počáteční hodnota spotřeby zemního plynu.
- 4) Za určitý časový úsek se zaznamená opět hodnota spotřeby zemního plynu.
- 5) Odečtením koncové hodnoty spotřeby od počáteční je získána spotřeba zemního plynu, vydělením této hodnoty časovým úsekem měření je získán průtok.
- 6) Vyjádřením z rovnice (6.6) je získán k_v pro konkrétní otevření

$$k_v = \frac{Q_{(n)}}{514} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T}{\Delta p \cdot p_d}} \quad [-]$$

7) Postup je opakován pro rozmezí teplot 100 až 900 °C

6.2.2 Vyhodnocení průtoku plynu z proporcionálního ventilu

Vyhodnocení aktuálního průtoku bude provádět HMI panel. Vstupním parametrem je kalibrační křivka ztrátového součinitele ventilu, dále měřená tlaková diference před a za ventilem, hodnota absolutního tlaku za ventilem a aktuální teplota zemního plynu. Konstantním parametrem vstupujícím do výpočtu je hustota zemního plynu při normálních fyzikálních podmínkách.

6.3 Vyhodnocení průtoku zemního plynu z instalovaného plynoměru.

Úvahou bylo zjištění aktuálního průtoku zemního plynu z instalovaného plynoměru. Ten dává elektronický impulz, který je zaznamenáván na HMI panelu. Tento impulz odpovídá přibližně 0,1 m³ plynu. Jednoduchou úvahou byla vytvořena rovnice (6.7) pro časový úsek mezi dvěma impulzy pro průtok při maximálním výkonu hořáku tj. 15 m³/h.

$$\text{Odezva plynoměru} = \frac{1 \text{ impulz}}{Q_{ZP}} = \frac{0,1}{15} * 3600 = 24 \text{ s} \quad (6.7)$$

Z rovnice (6.7) je zřejmé, že odezva plynoměru při maximálním průtoku zemního plynu je 24 sekund a s klesajícím průtokem se odezva zvyšuje. Jelikož se otevření proporcionálního ventilu a tím i průtok zemního plynu mění každou sekundu není možné usuzovat na řízení spalovacího procesu pomocí instalovaného průtokoměru.

6.4 Měření průtokoměrem

Další možností je měřit aktuální průtok zemního plynu vhodným průtokoměrem. Z kapitoly 3.3 Proudění plynů je zřejmá výhoda měření hmotnostního průtoku proti objemovému. Pro získání hmotnostního nebo objemového průtoku při normálních fyzikálních podmínkách je při měření objemovým průtokoměrem nutné měření i teploty a tlaku. Vzhledem k tomu jsou uvažovány pouze hmotnostní průtokoměry.

6.4.1 Vhodný typ průtokoměru

Mezi hmotnostní průtokoměry se řadí teplotní a Coriolisovy průtokoměry. Nevýhodou Coriolisova průtokoměru vzhledem k této aplikaci je náchylnost na vibrace, proto není vhodné jejich použití [22].

Níže budou uvažovány pouze teplotní hmotnostní průtokoměry, jejichž princip funguje na principu měření teplotním anemometrem. Kde žhavené tělísko je vloženo do proudící tekutiny se ochlazuje v závislosti na rychlosti proudící tekutiny.

Výhodnou teplotních průtokoměru je velký měřicí rozsah až 1:10 a velký rozsah provozních podmínek, kdy pracovní tlaky mohou dosahovat až 40 MPa a teploty se mohou pohybovat v rozmezí od -10 °C do 100 °C. Jsou vhodné pro měření velkých i malých průtoků, a hlavně pro vyhodnocování hmotnostních průtoků [22].

Nevýhodou jsou usměrňovací potrubí a to 10 DN na vstupu do průtokoměru a alespoň 5 DN za průtokoměrem, další požadavky na usměrňovací potrubí, v případě použití prvků způsobující zavření proudění, jsou uvedeny v katalogu jednotlivých průtokoměru. Nevýhodou je také nižší přesnost měření obecně asi ±2 % (±1 % z měření hodnoty). Další nevýhodou je nutnost kalibrace pro jedno konkrétní médium, je tedy nutná znalost složení média a u jiného média je nutné průtokoměr recalibrovat [22].

6.4.2 Umístění průtokoměru

Na trati plynu se nabízí realizace průtokoměru před vstupem do dmyhadla plynu SAH25. Na základě zákona zachování hmotnosti a za předpokladu, že na trati nejsou žádné úniky, je možné měřit průtok kdekoliv na trati. Zvoleno bylo svislé potrubí zobrazené na Obr. 6.7.



Obr. 6.7 Místo pro měření průtoku zemního plynu

Výhodou této volby je variabilita světlosti potrubí, průtokoměr může být umístěn na potrubí o světlosti DN25 nebo DN40. Další výhodou v tomto místě je nejmenší zásah do celkové konstrukce zařízení.

6.4.3 Provozní podmínky průtokoměru

Na úvod kapitoly byl vypočten tlak v potrubí před dmyhadlem během kontrolního testu. Může být předpokládáno, že pracovní tlak průtokoměru bude okolo této vypočtené hodnoty.

Jmenovitý průtok je vyjádřen jako průtok při maximálním výkonu hořáku dle rovnice (4.27) a odpovídá hodnotě $Q_{ZP_jmen} = 15 \text{ m}^3/\text{h}$. Což v potrubí o světlosti DN25 odpovídá rychlosti $v_{ZP_jmen} = 8,5 \text{ m/s}$ dle rovnice (3.20)

Maximální průtok je vyjádřen jako průtok při maximálních otáčkách dmyhadla SAH25 při výtlačku do nulového přetlaku. Hodnota maximálního průtoku je tedy stanovena na $Q_{ZP_max} = 29,427 \text{ m}^3/\text{h}$. Což v potrubí o světlosti DN25 odpovídá rychlosti $v_{ZP_max} = 16,65 \text{ m/s}$ dle rovnice (3.20)

Minimální průtok je uvažován, jako průtok při 10 % otáček dmyhadla plynu čili při nastavení 5 Hz. Minimální průtok vychází z přepočtu dle afinních vztahů dmyhadla plynu SAH25 a nabývá hodnoty $Q_{ZP_min} = 2,943 \text{ m}_N^3/\text{h}$. Což v potrubí o světlosti DN25 odpovídá rychlosti $v_{ZP_max} = 1,67 \text{ m/s}$ dle rovnice (3.20)

Jednotlivé stanovené průtoky jsou při normálních fyzikálních podmínkách a aktuální průtoky se mohou dle parametrů proudícího média lišit v rámci několika procent.

Dle konzultací má být výstupní signál průtokoměru analogový 0 až 10 V nebo 4 až 20 mA, nebo digitální signál RS 485.

Stanovené provozní požadavky průtokoměru jsou shrnuty v Tabulka 6.7.

Podmínky provozu průtokoměru	
Médium	Zemní plyn
Max. objemový průtok	29,427 m_N^3/h
Max. rychlost (DN 25)	16,65 m/s
Jmen. objemový průtok	15 m_N^3/h
Jmen. rychlost (DN 25)	8,5 m/s
Min. objemový průtok	2,943 m_N^3/h
Min. rychlost (DN 25)	1,67 m/s
Pracovní tlak	1,5 – 2 kPa
Výstupní signál	RS 485 0-10 V nebo 4-20 mA

Tabulka 6.7 Podmínky provozu průtokoměru

6.4.4 Rešerše výrobců hmotnostních průtokoměrů

Byla provedena rešerše výrobců hmotnostních průtokoměrů splňujících parametry uvedené v Tabulka 6.7. Vybráni byli dodavatelé se zastoupením v České republice z důvodu servisu a případné kalibrace průtokoměru.

6.4.4.1 FCI – Fluid Components International

První z nich je FCI – Fluid Components International, kde dodavatelem pro ČR je společnost Introl Automation s.r.o. a vybraný průtokoměr je ST75, který má následující parametry [43]:

- Rozsah měření: 0,01 – 3140 NCMH (m_N^3/h),
- Provozní teploty: -18 až 121 °C / -45 °C až 177 °C,
- Provozní tlaky: 17+ bar,
- Maximální tlaková ztráta: neuvedeno,
- Média: všechny plyny (kalibrace na vyžádání),
- Průměr: DN25,
- Výstupní signál: 0-10 V; 4-20 mA; RS 485 a další,
- Připojení do okruhu: závit kolmo na potrubí, usměrňovací potrubí s přírubami nebo závitem,
- Konstrukční požadavky: dodržet usměrňovací potrubí – dle katalogového listu.

6.4.4.2 KOBOLD Czech Republic

Dalším dodavatelem s pobočkou v Brně je společnost KOBOLD Czech Republic, která nabízí dva použitelné průtokoměry splňující provozní parametry v potrubí plynu s označením KES a KEC. Parametry obou průtokoměrů jsou velmi podobné, průtokoměr s označením KEC má nižší měřené rychlosti, ale vyšší rozsah provozních teplot. Uvedené parametry jsou pro průtokoměr s označením KES [44]:

- Rozsah měření: min 0-3,8 m/s – max 0-75 m/s (v závislosti na průměru),
- Provozní teploty: -10 až 80 °C,
- Provozní tlaky: 8 bar,
- Maximální tlaková ztráta: neuvedeno,
- Média: nekorozivní plyny (Zemní plyn ano),
- Průměr: DN25,
- Výstupní signál: display, 0-5 VDC nebo 4-20 mA,
- Připojení do okruhu: závit kolmo na potrubí, usměrňovací potrubí s přírubami nebo závitem,
- Konstrukční požadavky: dodržet usměrňovací potrubí – dle katalogového listu.

6.4.4.3 Endress+Hauser

Endress + Hauser je dodavatel s pobočkou v Praze. Na webu společnosti je možné konfigurovat průtokoměr dle provozních parametrů. Jako příklad splňující dané provozní parametry je uveden termický průtokoměr s označením Proline t-mass F 300 s parametry [45]:

- Rozsah měření: 1–200 m_N³/h,
- Provozní teploty: -40 až 180 °C,
- Provozní tlaky: max PN40,
- Maximální tlaková ztráta: 0 - 0,06 kPa,
- Média: zemní plyn,
- Průměr: DN25,
- Výstupní signál: 0-10 V; 4-20 mA; RS 485 a další,
- Připojení do okruhu: usměrňovací potrubí s přírubami.

6.4.4.4 Zahraniční dodavatelé

Při rozšíření hledání i na zahraniční dodavatele byly nalezeny společnosti Siargo a jejich MF25FE, společnost Sierra případně společnost CS Instruments. Tyto společnosti nabízí termické průtokoměry s velmi podobnými parametry jako výše uvedení dodavatelé.

6.5 Závěr vyhodnocení průtoku paliva

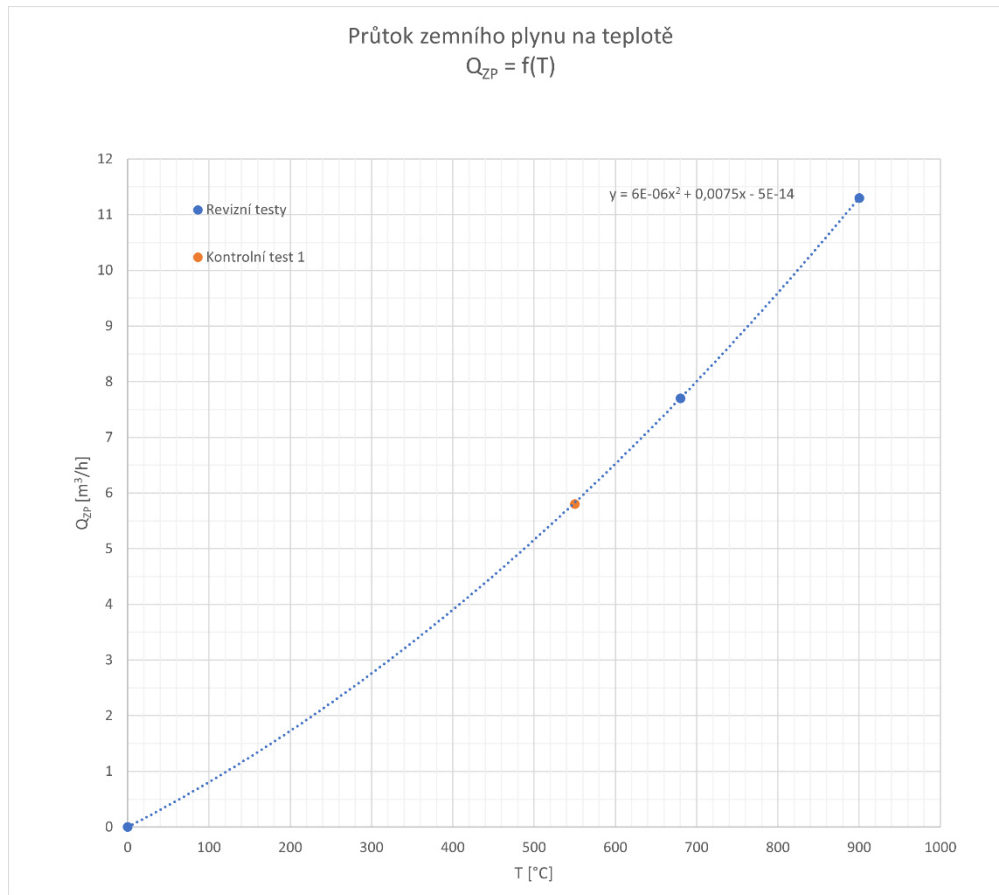
V kapitole 6 jsou analyzovány možnosti vyhodnocení průtoku paliva z instalovaných zařízení, jedná se o vyhodnocení průtoku pomocí použitého proporcionálního ventilu či pomocí instalovaného plynoměru. Na základě potřeby měření nízkých průtoků zemního plynu bylo rozhodnuto o návrhu měření průtoku pomocí komerčního průtokoměru.

Na úvod kapitoly byly vypočteny provozní parametry průtokoměru. Bylo dosaženo závěru, že tlaková ztráta trati je zanedbatelná a provozní tlak průtokoměru je možné určit z manometru umístěného na začátku trati.

Dle teorie proudění plynů a měření průtoku plynů bylo rozhodnuto o vhodnosti hmotnostního průtokoměru. Vzhledem k velkým vibracím zařízení byly brány v úvahu pouze hmotnostní průtokoměry. Umístění průtokoměru je na přívodní větví plynu před dmychadlem SAH25. V tomto místě byly dopočteny provozní parametry průtokoměru. Vzhledem k nízkým průtokům je navržena redukce potrubí v místě instalovaného průtokoměru na světlosti potrubí DN25.

7 Závislost spotřeby zemního plynu na teplotě

Závislosti průtoku zemního plynu na požadované teplotě spony je možné využít k odhadnutí inicializačních hodnot testu. Ze dvou revizních testů z roku 2017 byly proloženy data spotřeby zemního plynu v závislosti na teplotě spony, viz. Obr. 7.1.



Obr. 7.1 Závislost průtoku zemního plynu na teplotě

Vytvořená závislost je doplněna o měřenou hodnotu v rámci kontrolního testu 1, který byl měřen v rámci konzultace dne 24.2.2021. Parametry kontrolního testu 1 jsou uvedeny v Tabulka 7.1.

Kontrolní test 1a			Kontrolní test 1b		
Start	46873,217	m ³	Start	46893,026	m ³
End	46879,636	m ³	End	46893,418	m ³
Rozdíl	6,419	m ³	Rozdíl	6,113	m ³
Časový úsek	62	min	Časový úsek	68	min
Otevření PV	20	%	Otevření PV	15	%
Průtok	6,21	m ³ /h	Průtok	5,39	m ³ /h

Tabulka 7.1 Parametry kontrolního testu 1

Kontrolní test 1 byl měřen na sponě o průměru 110 mm, takže výstup ze spalovací komory nebyl zaškrcen a v komoře byl naměřen atmosférický tlak. Test byl proveden ve dvou variantách, kde varianta a) je provedena bez rozštěpu a varianta b) je provedena s rozštěpem. Rozštěp se používá při testování velkých průměrů spon, kdy jsou horké spaliny rozštěpem usměrňovány ke stěnám sestavy.

Obě naměřené hodnoty průtoku jsou odchýleny od vytvořeného polynomu do 10 % a jejich průměrná hodnota protíná polynom s přesností 2 %. Což potvrzuje možnost odhadu průtoku zemního plynu v závislosti na požadované teplotě.

Pro přesnější odhad je důležité proměřit více hodnot spotřeby na referenčním průměru spony tj. 80 mm. Nyní jsou data odečtena pouze z revizních testů z roku 2017.

V příloženém výpočtovém excelu je připravena tabulka s prostorem na měřená data, která jsou proložena polynomem 3. stupně, viz. Obr. 7.2. Buňka $T_{pož}$ značí požadovanou teplotu na sponě a Q_{ZP_teor} je odhadnutá spotřeba zemního plynu.

Průtok zemního plynu v závislosti na teplotě			
T	Q_{ZP}	$T_{pož}$	$Q_{ZP_teor.}$
°C	m_N^3/h	°C	m_N^3/h
0	0	500	5,23
100	0,81		
200	1,74	X	Q_{ZP_X}
300	2,79	[%]	m_N^3/h
400	3,96	30	6,80
500	5,25		
550	5,8		
600	6,66		
680	7,7		
700	8,19		
800	9,84		
900	11,3		
Lineární regrese			
k_1	k_2	k_3	k_4
-1,2335E-09	7,18345E-06	0,007150527	0,015917

Obr. 7.2 Proložení dat polynomem 3. stupně

8 Analýza spalin

Pro ověření spalovacího poměru a správného nastavení testu je vhodné provést analýzu spalin. Byly vybrány dvě možnosti, jak spaliny analyzovat. Jedná se o samostatné měření realizované profesionálním analyzátozem spalin používaným v topenářské technice. Druhým řešením je zabudování kyslíkového senzoru na řídicí panel, toto kontinuální měření bývá realizováno pomocí lambda sondy používané ve výfukových systémech k řízení spalovacího poměru motorů.

8.1 Profesionální analyzátory spalin

Existuje velké množství analyzátorů spalin, které dokážou měřit jejich složení (O_2 , CO_2 , CO , NO) i jejich teplotu. Dle měřených hodnot se poté dopočítávají parametry kotle, jako je účinnost, měření komínového tahu, spalinové ztráty či měření diferenčního tlaku.

Pro ověření vhodného spalovacího poměru je možné použít dvoukanálový analyzátor spalin v základní konfiguraci, který analyzuje množství kyslíku O_2 a množství oxidu uhelnatého CO . Právě díky měření oxidu uhelnatého je možná validace dokonalé oxidace všech produktů spalování, jelikož jakýkoliv obsah oxidu uhelnatého signalizuje nedokonalou oxidaci. Kdyby byly spaliny analyzovány pouze z obsahu kyslíku ve spalinách, může být měření ovlivněno přísátím falešného vzduchu z okolí, který se neúčastnil spalovacího procesu.

Mezi použitelné, základní a nejlevnější přístroje splňující tuto konfiguraci patří analyzátor spalin Testo 310, schopný měřit koncentraci kyslíku O_2 , koncentraci oxidu uhličitého CO_2 , tlakovou diference, teplotu spalin a teplotu okolního vzduchu. Omezení tohoto přístroje je měření do teploty spalin $400\text{ }^\circ\text{C}$, což není vhodné řešení pro velkou většinu prováděných testů na zařízení „Hot Gas Test Bench“, kdy teplota spalin může dosáhnout i $1350\text{ }^\circ\text{C}$. Pokročilejším přístrojem pracujícím v teplotách do $1200\text{ }^\circ\text{C}$ je Testo 300, jehož rozsahy měřených parametrů jsou uvedeny v Tabulka 8.1.

Měřící rozsahy analyzátoru spalin Testo 300		
Diferenční tlak	-100 až 200	hPa
Měření O_2	0 až 21	%
Měření CO	0 až 4000	ppm
Teplotní rozsah	-40 až 1200	$^\circ\text{C}$

Tabulka 8.1 Měřící rozsahy analyzátoru spalin Testo 300 [36]

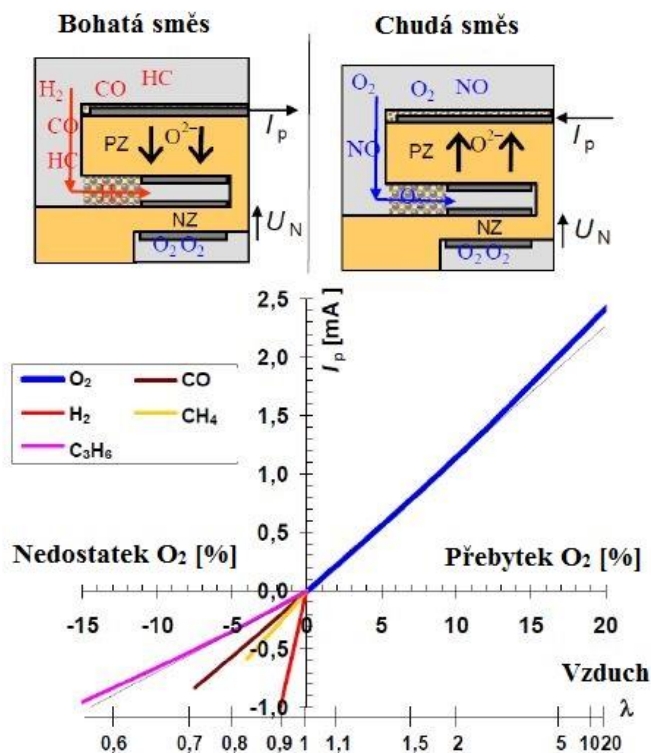
Alternativním řešením je kontrola nastavených algoritmů ve spojení s revizí zařízení při instalaci jednotlivých průtokoměrů, kterou bude provádět technik z Ústavu využití plynů.

8.2 Lambda sonda

Lambda sonda je senzor kyslíku ve výfukových plynech, resp. ve spalinách. Senzor je nutný pro řízení spalovacího motoru, aby bylo dosaženo snížení koncentrace škodlivých látek ve výfukových plynech. Získaná hodnota výstupního napětí z lambda sondy řídí poměr paliva a vzduchu ve válci pro dosažení optimální směsi. Za tu je považován stechiometrický poměr, viz. kapitola 4, který je označován hodnotou $\lambda = 1$. [46]

Lambda sonda zjednodušeně funguje na principu baterie, kde za přítomnosti různé koncentrace kyslíku na mikropórovitých elektrodách, mezi kterými se nachází pevný keramický elektrolyt (tzv. Nernstův článek), vzniká elektrické napětí, které je přímo úměrné rozdílu koncentrace kyslíku. Pro správnou funkci je senzor vyhříván na teplotu $550\text{ }^\circ\text{C}$, jelikož keramický elektrolyt se stává vodivým při teplotě nad $330\text{ }^\circ\text{C}$. [46], [47]

Existují dva typy lambda sond, jedná se o tzv. skokové sondy, které mohou být odporové či napěťové, kde signál přepíná pouze mezi dvěma mezními hodnotami. Druhým typem je širokopásmová sonda, která zvládne snímat hodnoty v celém spektru. Závislost výstupního Nernstova napětí bohaté a chudé směsi je znázorněna na Obr. 8.1 [48].



Obr. 8.1 Rozsah měření širokopásmové lambda sondy, upraveno dle [48]

K měření Nernstova napětí čili určení množství kyslíku ve spalínách a regulaci teploty lambda sondy slouží smart kabel. Případný způsob zpracování signálu lambda sondy překračuje hranice diplomové práce, nicméně je výborně zpracované v bakalářské práci Měření lambda sondy jejíž autorem je David Jenší, viz. [48].

Vhodnou lambda sondou pro kontrolní měření koncentrace kyslíku ve spalínách je sonda BOSCH LSU 4.9, která je i používána v provozu. Teplotní omezení sondy jsou uvedeny v Tabulka 8.2. Je nutné hlídat teplotu spalin v blízkosti lambda sondy. V případě vyšších teplot je nutné sondu z procesu vynechat. Konstrukčním požadavkem je umístění sondy před testovanou sestavu z důvodu možného přísátí falešného vzduchu za testovanou sestavu. Problémem je, že plamen hořáku mnohdy dosahuje až po testovanou sestavu. Tento konstrukční uzel je možné vyřešit posunutím sondy mimo hlavní proud spalin či plamene, například vytvořením bypassu.

Parametry lambda sondy		
Měření hodnoty lambda	0,65 až ∞	[-]
Provozní teplota	930	°C
Maximální krátkodobá teplota	1030	°C
Teplota na matici	600	°C
Závit	M18x1,5	[-]

Tabulka 8.2 Parametry lambda sondy BOSCH LSU 4.9

8.3 Závěr analýzy spalin

Ověření navržených poměrů spalování či navrhovaného řídicího procesu z následujících kapitol je možné pomocí analýzy spalin, a to měřením přebytku kyslíku a oxidu uhelnatého ve spalinách pomocí analyzátorů spalin. U měření pomocí profesionálních analyzátorů je možné spalovací poměr vyhodnocovat pomocí koncentrace oxidu uhelnatého a odpadá problém nasátí falešného vzduchu za testovanou sestavu. Nevýhodou tohoto řešení je vysoká pořizovací cena zařízení schopného měřit v požadovaném rozsahu teplot a to do 1200 °C. Jedná se o kontrolní měření instalované mimo kontrolní panel.

V případě kontinuálního měření je vhodné využít vybranou širokopásmovou lambda sondu BOSCH LSU 4.9, jejíž signál je možné vyhodnotit na kontrolním panelu. Omezením lambda sondy je maximální teplota 930 °C. Lambda sondu je nutné umístit před testovanou sestavu, protože může dojít k nasátí falešného vzduchu. Jelikož je spalovací poměr vyhodnocován z přebytku kyslíku, může dojít k ovlivnění výsledku měřené hodnoty. Zde se vyskytuje problém, protože plamen mnohdy dosahuje až za testovanou sestavu, je nutné sondu umístit mimo plamen či hlavní proud spalin.

Alternativním řešením je požádat revizní techniky z Ústavu využití plynů, kteří budou instalovat vybrané průtokoměry o ověření řídicího systému spalování v rámci revizních testů.

9 Výpočty realizované na HMI panelu

Níže jsou popsány výpočty procesu spalování realizované pomocí HMI panelu.

9.1 Parametry výpočtu

Vstupními parametry do výpočtu jsou:

- Teplota okolního vzduchu: t_{vz} [°C]
- Tlak okolního vzduchu: p_{vz} [Pa]
- Relativní vlhkost okolního vzduchu: φ [%]
- Součinitel přebytku okysličovadla: α [-]

Znamé parametry, které do výpočtu vstupují jako konstanty jsou:

- Složení paliva: Tabulka 4.1
- Složení suchého vzduchu: Tabulka 4.2
- Minimální objem suchého vzduchu dle rovnice (4.7): $V_{vz_min}^S$ [$m^3/m_{N_ZP}^3$]
- Konstanty Antoinetovy rovnice dle 4.2.1: A, B, C [-]
- Minimální objem suchých spalin: Tabulka 4.5
- Objemová koncentrace vodní páry vznikající oxidací paliva dle rovnice (4.18): $\omega_{s_H_2O}$ [$m_{H_2O}^3/m_{N_ZP}^3$]

Důležité je mít na paměti, že pokud se změní složení paliva je nutné přepočítat minimální objem suchého vzduchu dle (4.5) a (4.7), případně objemové koncentrace produktů vznikající oxidací paliva a minimální objem suchých spalin.

Měřené parametry jsou:

- Aktuální průtok zemního plynu: Q_{ZP} [$m_{N_ZP}^3/h$]
- Aktuální průtok vzduchu: Q_{vz} [m_N^3/h]
- Přebytek kyslíku ve spalinách: $\omega_{s_O_2}$ [%]

9.2 Výpočty spalovacího procesu

Nejprve stanoveno složení okysličovadla na základě množství vodní páry obsažené v okolním vzduchu, dle rovnice (4.1) je vypočten tlak syté páry p'' , a dle rovnice (4.10) je doložen objem vodní páry ve vlhkém vzduchu $V_{vz_H_2O}$ vystupující v rovnici (9.1).

Dosažením rovnic (4.8) a (4.9) do (4.21) je získána rovnice (9.1) požadovaného objemu vzduchu při normálních fyzikálních parametrech na základě vstupních parametrů.

$$V_{vz}^V = \alpha \cdot (1 + V_{H_2O}) \cdot V_{vz_min}^S \cdot [m_N^3/m_{N_ZP}^3] \quad (9.1)$$

Vynásobením rovnice (9.1) kontinuálně měřeným průtokem zemního plynu Q_{ZP_mer} je získán aktuálně potřebný průtok vzduchu $Q_{vz_pož}$ včetně nastaveného přebytku kyslíku dle součinitele α .

$$Q_{vz_pož} = V_{vz}^V \cdot Q_{ZP_mer} \cdot [m_N^3/h] \quad (9.2)$$

Dosažením rovnic (4.8), (4.9), (4.15) a (4.16) do rovnice (4.23) je získána rovnice (9.3) objemu spalin při normálních fyzikálních podmínkách na základě vstupních parametrů.

$$V_s^V = V_{s_min}^S + \omega_{s_H_2O} + V_{vz_min}^S \cdot [\alpha \cdot (1 + V_{vz_H_2O}) - 1] \cdot [m_{spal}^3/m_{N_ZP}^3] \quad (9.3)$$

Vynásobením rovnice (9.3) celkovou spotřebou zemního plynu je získán celkový objem spalin $V_{s_celk}^V$, který protekl testovanou sestavou během daného testu, za předpokladu konstantního přebytku okysličovadla stanoveného součinitelem α .

$$V_{s_celk}^V = V_s^V \cdot V_{ZP} \cdot [m_{spal}^3] \quad (9.4)$$

Aktuální průtok spalin Q_s^V sledovatelný na HMI panelu je získán vynásobením rovnice (9.3) kontinuálně měřeným průtokem zemního plynu Q_{ZP_mer} .

$$Q_s^V = V_s^V \cdot Q_{ZP_mer} [m_{spal}^3/h] \quad (9.5)$$

9.3 Doplnění obrazovky HMI panelu

V Tabulka 9.1 jsou uvedeny parametry k doplnění na obrazovku HMI panelu ke stávajícím parametrům.

Parametr	Značka a jednotka	Obrazovka	Získáno
Teplota okolního vzduchu	$t_{vz} [^{\circ}C]$	Inicializace	Měřeno
Tlak okolního vzduchu	$p_{vz} [Pa]$	Inicializace	Měřeno
Rel. vlhkost okolního vzduchu	$\varphi [\%]$	Inicializace	Měřeno
Přebytek okysličovadla	$\alpha [-]$	Inicializace	Zadáno
Aktuální průtok zemního plynu	$Q_{ZP} [m_N^3/h]$	Monitoring	Měřeno
Aktuální průtok okysličovadla	$Q_{vz} [m_N^3/h]$	Monitoring	Měřeno
Přebytek kyslíku ve spalinách	$\omega_{s_O_2} [\%]$	Monitoring	Měřeno
Požadovaný průtok okysličovadla	$Q_{vz_pož} [m_N^3/h]$	Monitoring	Rovnice (9.2)
Aktuální průtok spalin	$Q_s^V [m_{spal}^3/h]$	Monitoring	Rovnice (9.5)
Celkové množství spalin	$V_{s_celk}^V [m_{spal}^3]$	Vyhodnocení	Rovnice (9.4)

Tabulka 9.1 Parametry k doplnění na HMI panel

9.4 Navržené algoritmy pro řízení spalování

V následující kapitole jsou popsány navrhované algoritmy pro řízení spalovacího procesu během testu, ale i inicializační hodnoty pro samotné nastavení testu.

9.4.1 Inicializace testu

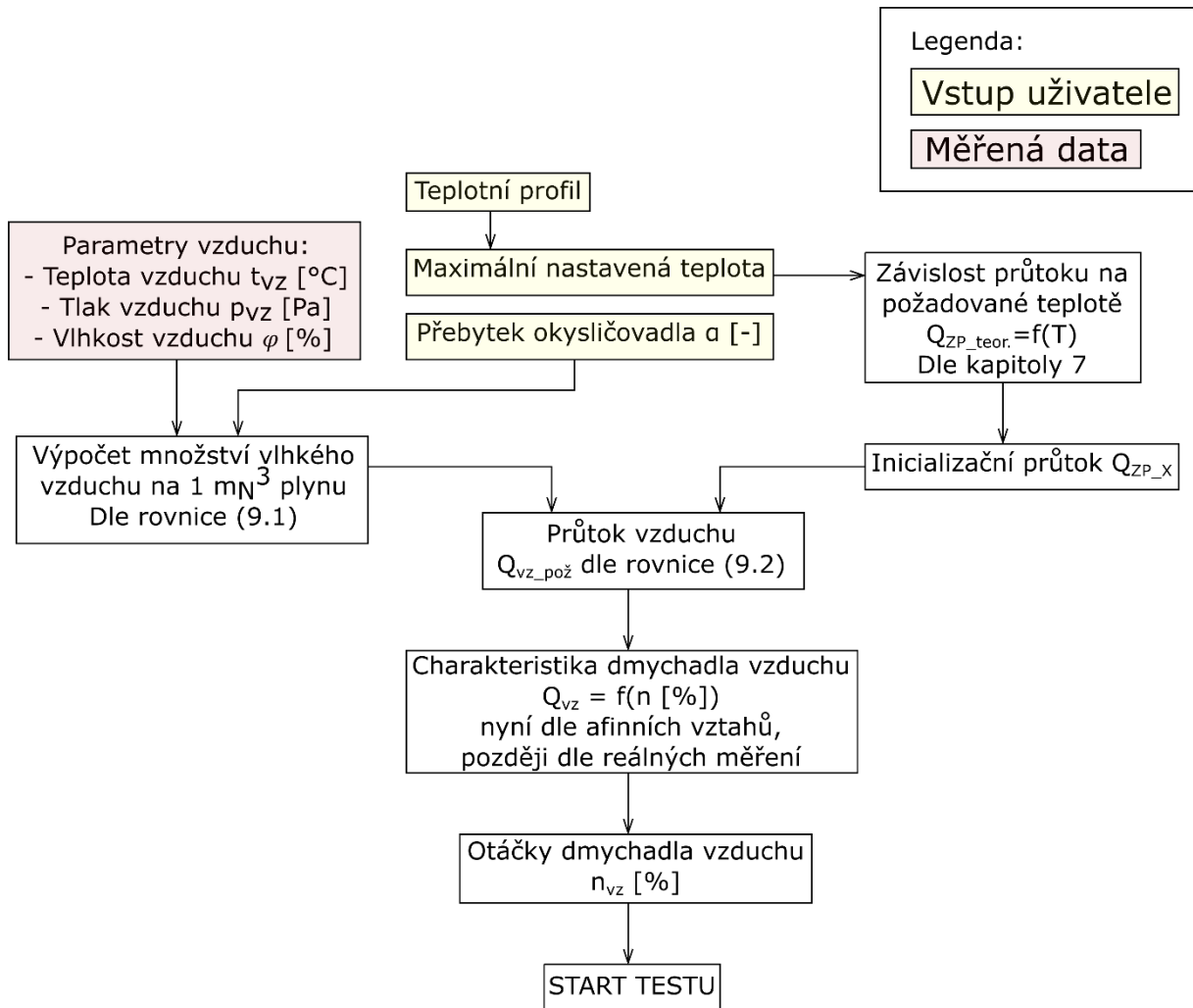
Samostatnou kapitolou je inicializace testu, což je počáteční nastavení hodnot na HMI panelu.

Jedinou proměnnou, která je při inicializaci známa je teplotní profil. Zjištění průtoku zemního plynu je možné pomocí vytvořené závislosti spotřeby zemního plynu na teplotě. Tj. proložením měřených dat dle kapitoly 7 Závislost spotřeby zemního plynu na teplotě. Předpoklad tohoto měření bylo zjištění průtoku, resp. spotřeby zemního plynu při ustálené teplotě. Proto je nutné, pro část teplotního cyklu „RampRate“, odhadnutou hodnotou průtoku zemního plynu zvýšit o koeficient $X [\%]$ na hodnotu Q_{ZP_X} , aby byl pro regulaci prostor. Koeficient X je stanoven jako 30 %, nicméně hodnota X je brána jako proměnná, z důvodu možnosti zvýšení inicializačního průtoku v případě nedosažení požadované rychlosti stoupání na danou teplotu, tj. hodnoty „RampRate“.

Dle odhadnuté hodnoty průtoku zemního plynu je vypočten pomocí rovnice (9.2) požadovaný průtok vzduchu Q_{vz_inic} . V případě inicializačního nastavení mohou být otáčky dmyhadla odhadnuty dle výkonové křivky dmyhadla vzduchu, viz. Obr. 5.2, při nezaškrceném výstupu ze spalovací komory a na základě požadovaného průtoku okysličovadla.

POZN.: Pro přesný odhad otáček dmyhadla je nutné aktualizovat výkonové křivky dmyhadla na základě vytvoření charakteristiky dmyhadla, tj. závislosti průtoku vzduchu na otáčkách.

Inicializační postup či algoritmus je uveden na Obr. 9.1. Výstupem je nastavení počátečních otáček dmyhadla vzduchu a zjištění hodnoty maximálního povoleného průtoku plynu Q_{ZP_X} .



Obr. 9.1 Algoritmus pro inicializační nastavení

V příloženém výpočtovém excelu se nachází výpočet inicializačních hodnot na listu „Inicializace“, viz. Obr. 9.2. Jedná se o výpočtový list a veškeré hodnoty jsou zadávány přes list „Vstupní parametry a výsledky“. V kapitole 7 je popsána tvorba závislosti spotřeby zemního plynu na teplotě. Pro reálná data je nutné proměřit spotřebu zemního plynu v závislosti na uvedených teplotách a přepsat hodnoty v buňkách C6 až C16.

Tento výpočet je možné realizovat i na HMI panelu, kde inicializační hodnota Q_{ZP_X} je vypočtena pomocí rovnice (9.6) a koeficienty k_1 až k_4 jsou stanoveny pomocí lineární regrese měřených dat.

$$Q_{ZP_X} = \left(1 + \frac{X}{100}\right) \cdot (k_1 \cdot T_{pož}^3 + k_2 \cdot T_{pož}^2 + k_3 \cdot T_{pož} + k_4) [m^3/h] \quad (9.6)$$

	A	B	C	D	E	F
1						
2	Průtok zemního plynu v závislosti na teplotě					
3	T	Q _{ZP}	T _{pož}	Q _{ZP_{teor.}}		
4	°C	m _N ³ /h	°C	m _N ³ /h		
5	0	0	500	5,23		
6	100	0,81				
7	200	1,74	X	Q _{ZP_X}		
8	300	2,79	[%]	m _N ³ /h		
9	400	3,96	30	6,80		
10	500	5,25				
11	550	5,8				
12	600	6,66				
13	680	7,7				
14	700	8,19				
15	800	9,84				
16	900	11,3				
17	Lineární regrese					
18	k ₁	k ₂	k ₃	k ₄		
19	-1,2335E-09	7,18345E-06	0,007150527	0,015917		
20						
21						
22	Požadovaný průtok vzduchu pro Q_{ZP_X}					
23	Q _{vz_inic}	86,625267	m _N ³ /h			
24						
25	Odhadnuté otáčky z výkonové křivky					
26	n _{vz_inic}	894,8979178	min ⁻¹			
27		31,39992694	%			
28						

Obr. 9.2 Inicializační hodnoty – výpočtový excel

Výpočet na Obr. 9.2 je proveden pro parametry vzduchu:

Teplota vzduchu $t_{vz} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tlak vzduchu $p_{vz} = 98580 \text{ Pa}$

Vlhkost vzduchu $\varphi = 50 \text{ } \%$

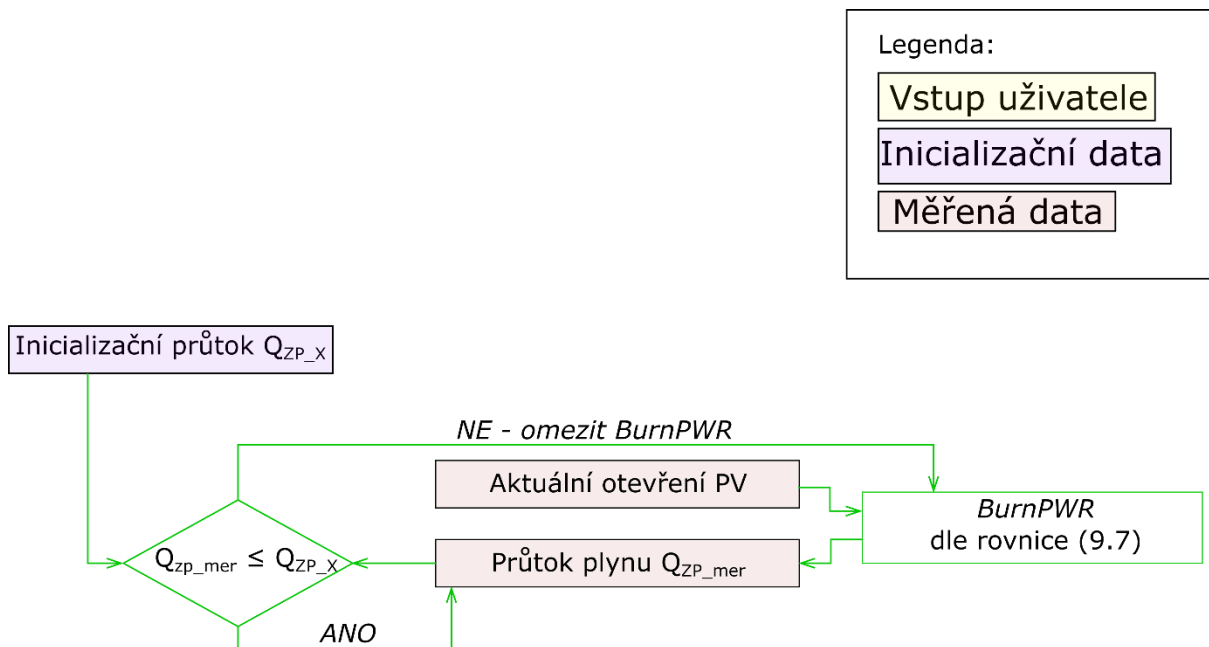
Přebytek okysličovadla $\alpha = 1,32$ což odpovídá 5 % kyslíku ve spalínách.

9.4.2 Kontrola spalovacího procesu během testu

Z inicializačních parametrů je známa hodnota průtoku zemního plynu Q_{ZP_X} , pro kterou je nastaven průtok vzduchu $Q_{vz_{pož}}$. Proto je důležité kontinuálně měřený průtok zemního plynu $Q_{ZP_{mer}}$ omezit maximálně na hodnotu Q_{ZP_X} . Pro dodržení spalování s přebytkem kyslíku ve spalínách musí platit: $Q_{ZP_{mer}} \leq Q_{ZP_X}$. Toho je možné dosáhnout omezením otevření proporcionálního ventilu, na HMI panelu je omezení možné proměnnou hodnotou „BurnPWR“. Řízení spalovacího procesu spočívá v nastavení hodnoty průtoku Q_{ZP_X} a kontroly, aby nedošlo k překročení této hodnoty Q_{ZP_X} , dojde-li k jejímu překročení okamžitě je realizováno omezení

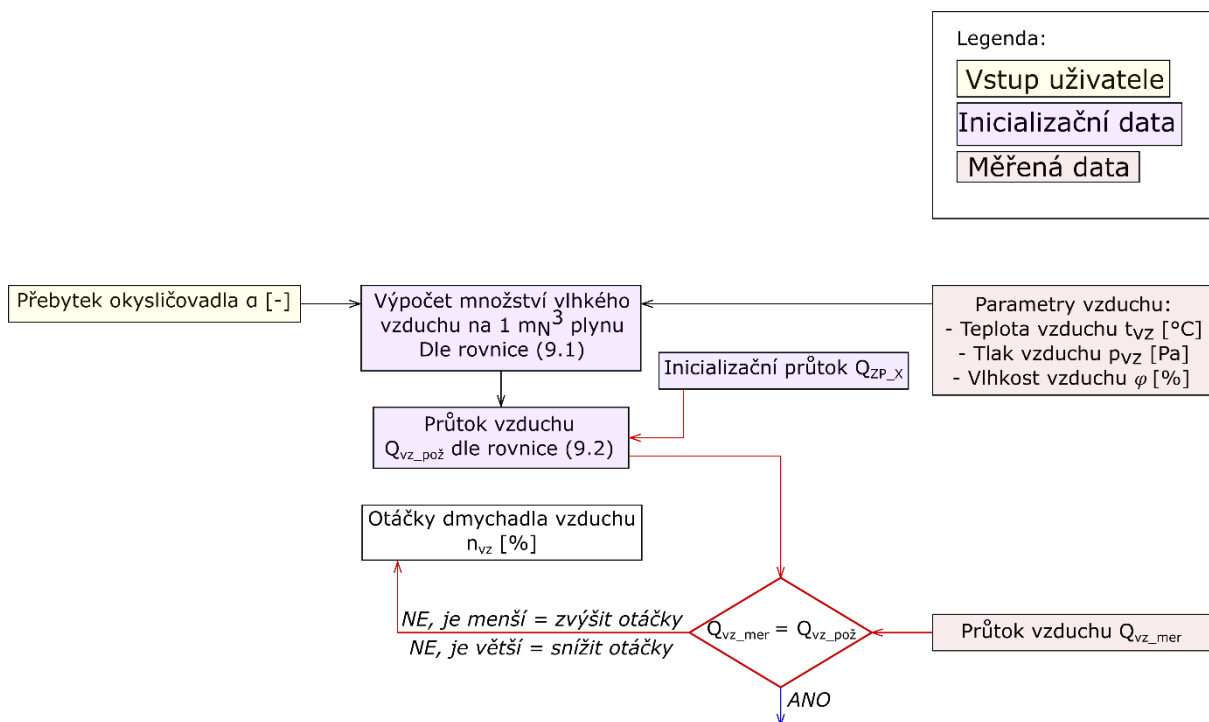
otevření proporcionálního ventilu pomocí rovnice (9.7). Tento proces je znázorněn zelenou smyčkou na Obr. 9.4.

$$BurnPWR_{NEW} = \frac{Q_{ZP_X}}{Q_{ZP_Akt}} \cdot BurnPWR_{Akt} [\%] \quad (9.7)$$



Obr. 9.3 Navrhovaná smyčka pro omezení proporcionálního ventilu během testu

Jelikož jsou inicializační otáčky nastaveny dle teoretických vztahů (později dle proměřené charakteristiky), může dojít vlivem redukce výstupního průměru ze spalovací komory ke snížení průtoku vzduchu a inicializační hodnota otáček není přesná. Je vhodné zavést algoritmus na korekci otáček dmyhadla vzduchu, viz. červená smyčka na Obr. 9.4.



Obr. 9.4 Navrhovaná korekce otáček dmyhadla vzduchu po spuštění testu

Je vhodné rozlišovat mezi typy teplotních profilů, zda se jedná o cyklické teplotní zatížení. Tj. výdrž na určité teplotě menší než 10 minut (*SoakTime* < 10 min), nebo o konstantní teplotní zatížení (*SoakTime* > 10 min).

POZN: Proměnná „*SoakTime*“ vyjadřuje čas setrvání na maximální nastavené teplotě.

V případě konstantního teplotního zatížení je možné brát do úvahy návrh snížení otáček dmyhadla vzduchu SAP300 po ustálení teploty na hlavním termočlánku. A to z důvodu, že inicializační průtok zemního plynu je zvýšen o koeficient X pro dosažení požadované teploty na sponě v určitém čase (ve vzorovém výpočtu X = 30 %). To znamená, že při ustálení teploty na hlavním termočlánku dojde k poklesu průtoku zemního plynu, spalovací směs je chudá a klesá teplota spalin (je ochlazována přebytkem vzduchu). Tento pokles teploty spalin může být v rámci stovek stupňů celsia, viz. uvedený příklad v Tabulka 9.2.

Množství O₂ ve spalinách	% O _{2_1}	5	%
Inicializační průtok ZP	Q _{ZP_X}	6,8	m _N ³ /h
Nastavený průtok vzduchu	Q _{vz}	86	m _N ³ /h
Ustálený průtok (odhad)	Q _{ZP}	5,25	m _N ³ /h
Přebytek kyslíku při ustálení	% O _{2_2}	8,6	%
Teoretická teplota spalin při 5 % O₂ ve spalinách [24]	t ₁	1651	°C
Teoretická teplota spalin při 8,6 % O₂ ve spalinách [24]	t ₂	1349	°C
Rozdíl teplot	Δt	300	°C

Tabulka 9.2 Příklad poklesu teoretické teploty spalin po ustálení průtoku zemního plynu

Teploty spalin jsou určeny z entalpie spalin pomocí programu Burngas 2009v1.7, který byl vytvořen v bakalářské práci Fyzikální vlastnosti a spalovací charakteristiky paliv jejíž autorem je Radek Nejezchleb [24].

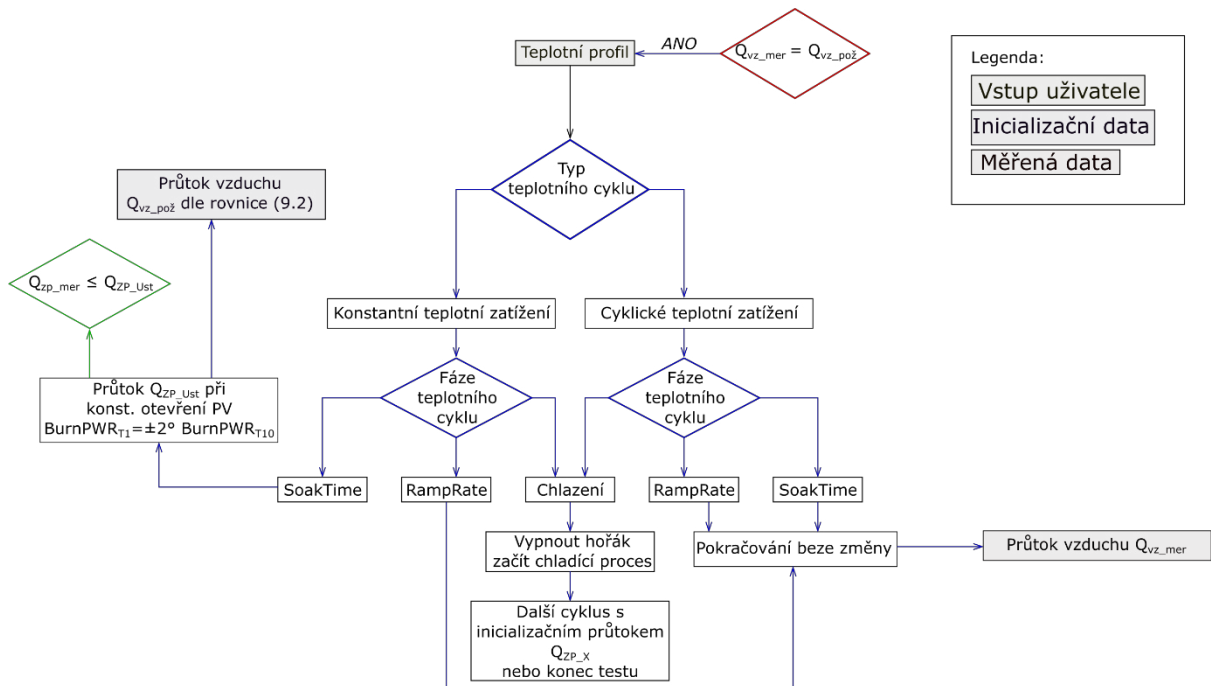
Jedná se o teoretický příklad, dle inicializačních parametrů, demonstrující, že i velký přebytek kyslíku ve spalinách má negativní vlastnosti na výsledný průtok spalin. Řízení přebytku kyslíku ve spalinách má smysl právě při dlouhých výdržích na konstantní teplotě, kdy proporcionalní ventil, řízený PID regulátorem, ustálí průtok zemního plynu. Při řízení přebytku kyslíku ve spalinách může dojít k úspoře zemního plynu.

Řízení přebytku kyslíku ve spalinách je možné provést pomocí snížení otáček dmyhadla vzduchu, realizovaném po ustálení teploty na hlavním termočlánku čili ustálení průtoku zemního plynu. Po ustálení je měřena hodnota zemního plynu hmotnostním průtokoměrem a dle rovnice (9.2) je dopočtena nová hodnota průtoku požadovaného vzduchu a může dojít ke snížení otáček dmyhadla vzduchu na novou hodnotu průtoku vzduchu.

V případě cyklického teplotního zatížení, kdy je hodnota teplotního profilu *SoakTime* < 10 min, probíhá spalovací proces s průtokem vzduchu pro nastavenou hodnotu průtoku zemního plynu Q_{ZP_X}. Řízení spalovacího procesu spočívá v omezení maximálního průtoku zemního plynu na hodnotu Q_{ZP_X}.

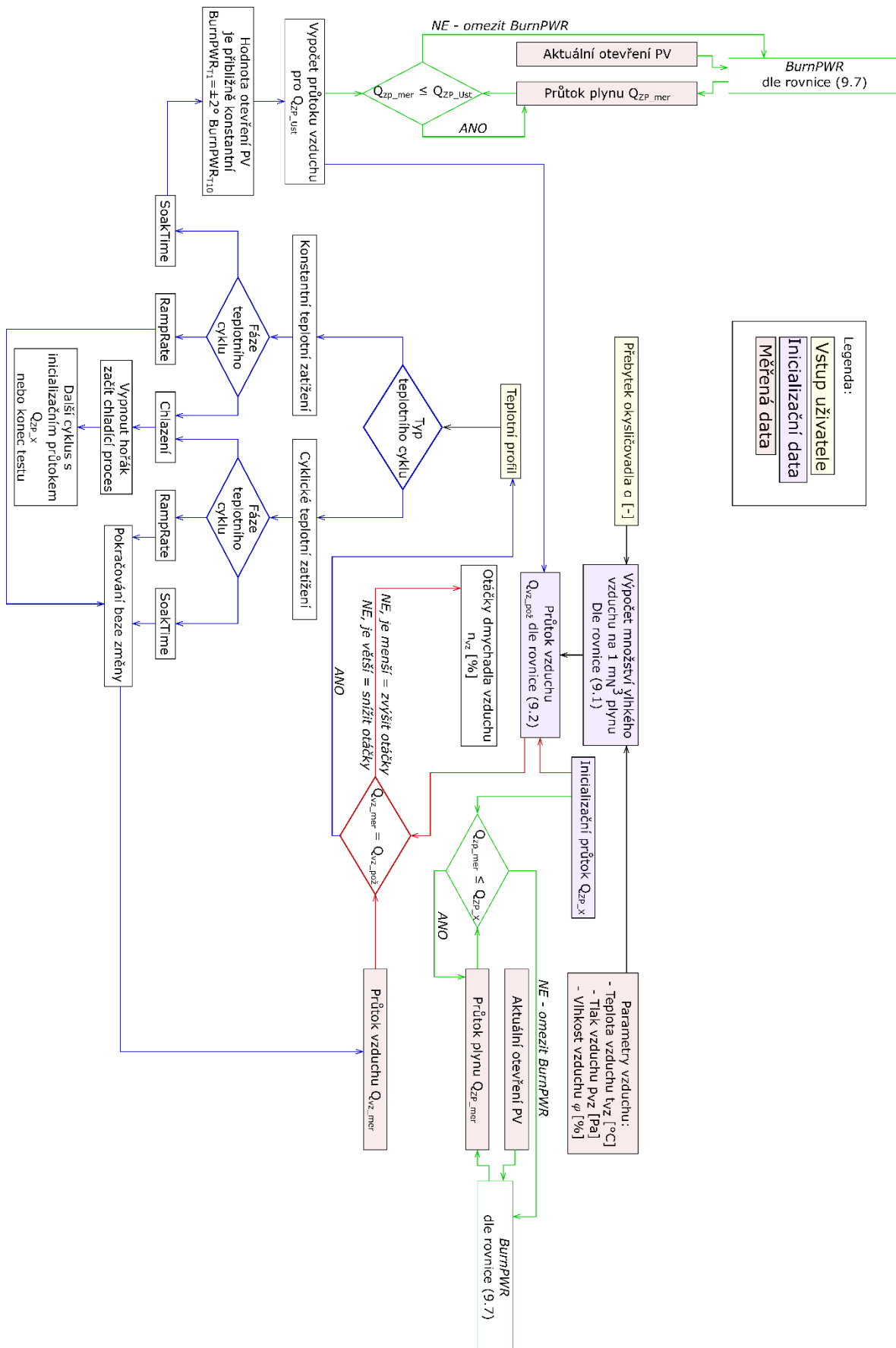
Rozhodnutí, o jaký teplotní profil se jedná, řídí smyčka znázorněna modrou barvou na Obr. 9.5. Je připojena za červenou smyčku kontrolující množství požadovaného vzduchu vstupujícího do procesu spalování. V první části smyčky je rozhodnuto, o jaký cyklus se jedná dle nastaveného teplotního profilu operátorem. V případě rozhodnutí, že se jedná o konstantní teplotní zatížení dochází k přepsání hodnoty nastaveného průtoku Q_{ZP_X} na hodnotu ustáleného průtoku

zemního plynu Q_{ZP_Ust} . Následuje výpočet požadovaného průtoku vzduchu s nastaveným přebytkem okysličovadla α , dle rovnice (9.2) a dochází ke snížení otáček dmyhadla vzduchu.



Obr. 9.5 Rozhodnutí o teplotním cyklu

Spojením všech tří kontrolních smyček vznikne kompletní řídicí algoritmus (Obr. 9.6), který má za úkol korekci inicializačních otáček dmyhadla vzduchu. Kontroluje, aby nebyl aktuální průtok zemního plynu Q_{ZP_mer} větší než průtok zemního plynu Q_{ZP_X} či Q_{ZP_Ust} , pro který byl vypočtený průtok vzduchu. K optimalizaci spotřeby při ustálených teplotních cyklech je navržena smyčka, která rozhodne o ustáleném průtoku zemního plynu Q_{ZP_Ust} , vypočte pro něj vhodný průtok vzduchu a sníží otáčky dmyhadla vzduchu.



Obr. 9.6 Navrhovaná řídicí smyčka pro optimalizaci spalovacího procesu

9.5 Závěr k navrhovanému řešení

Inicializační algoritmus má za úkol zjistit počáteční nastavení zařízení před samotným startem testu. Je realizován pomocí přiloženého výpočtového excelu, případně může být analogicky umístěn na ovládací HMI panel. Cílem je určení hodnoty průtoku zemního plynu, ve kterém je zahrnut i prostor pro regulaci proporcionálního ventilu při části teplotního cyklu „RampRate“. Pro tento průtok zemního plynu je dopočítán požadovaný průtok vzduchu jakožto okysličovadla a jsou odhadnuty požadované otáčky dmyhadla vzduchu dle afinních vztahů, později dle proměřené charakteristiky dmyhadla vzduchu.

Byly navrhnuty tři řídicí smyčky pro automatickou kontrolu spalování podle měřených parametrů vzduchu, měření kontinuálního průtoku vzduchu a zemního plynu. První smyčkou je omezení průtoku zemního plynu na hodnotu inicializačního průtoku. Díky tomu je zaručeno spalování s přebytkem kyslíku ve spalínách.

Druhou smyčkou je korekce inicializačních otáček, dle aktuálního odporu trati. Může dojít k odchylce od afinních vztahů či proměřené charakteristiky. Tuto odchylku reguluje právě červená kontrolní smyčka.

Třetí řídicí smyčka optimalizuje spalovací proces v případě ustáleného teplotního profilu, tzn. v teplotním profilu se nachází dlouhá výdrž na určité teplotě. V tomto případě se při konstantní teplotě ustálí průtok zemního plynu. Kvůli nastavenému přebytku vzduchu pro inicializační množství plynu je spalovací směs chudá a přebytek vzduchu spaliny ochlazuje. Snížením otáček dmyhadla vzduchu po ustálení průtoku zemního plynu je směs obohacena a zároveň je zaručeno spalování s přebytkem vzduchu. Díky tomu se zvýší teplota spalin a teoreticky může klesnout i spotřeba zemního plynu.

Spojením všech smyček je vytvořena automatická kontrola spalování, při které nedojde k nedokonalému spalování, tzn. vyhodnocení testu úniku média nebude ovlivněno usazenými sazemi uvnitř testované sestavy.

ZÁVĚR

V diplomové práci byla provedena rešerše testování výfukových spon. Testování je důležitým faktorem během návrhu výfukových systémů, kvůli úniku spalin do okolního prostředí. Únik spalin z výfukového systému je specifikován pomocí standardů navazujících na emisní normu Euro.

Během testování se validují hodnoty úniku testovaným spojem (příruba – těsnění – spona). S testem úniku média se pojí i následující testy, resp. simulace reálných podmínek provozu, ty jsou simulovány testy zatížení horkým plynem a dynamickým zatěžováním. Kromě simulace provozu slouží testy k validaci životnosti spon. Pro zlepšení těsnosti spoje se používají těsnění, které jsou funkční pouze při definovaném stlačení axiální silou spony. Tato síla se ověřuje pomocí testu axiální síly. Pro ověření korozivzdornosti použitých materiálů spon, případně různých povlaků šroubů, matic a spon samotných, slouží test korozní odolnosti.

V analýze současného stavu zařízení „Hot Gas Test Bench“ byla popsána stávající konstrukce zařízení a způsoby nastavení jednotlivých testů, které se liší typem teplotního profilu. Byly popsány stávající kontrolní smyčky, jedná se o kontrolu tlaku zemního plynu vůči tlaku ve spalovací komoře a kontrolu teploty na hlavním termočlánku. Právě teplota na hlavním termočlánku je primárním ukazatelem při řízení testu. Objemový průtok zemního plynu vstupujícího do spalovacího procesu je stanoven proporčním ventilem, který řídí PID regulátor.

Byly naznačeny výpočty spalovacího poměru pro použité palivo – tranzitní zemní plyn. Bylo stanoveno minimální množství vzduchu vstupující do spalovacího procesu a je naznačena práce s koeficientem přebytku oksylichovadla. Vzhledem k požadavku zákazníků bylo vypočteno objemové množství spalin a jejich hustota při normálních fyzikálních podmínkách.

Na trati vzduchu bylo vypočteno rozložení tlaků v jednotlivých uzlech s uvažováním redukce výstupního průměru ze spalovací komory. Významnými uzly výpočtu jsou tlak ve spalovací komoře a tlak za dmyhadlem vzduchu. Výpočet je simulován při proudění vzduchu, v reálném provozu. Nárůst tlaku ve spalovací komoře hlídá kontrolní smyčka trati paliva, která případně zvyšuje otáčky dmyhadla plynu. Zvýšení tlaku v uzlu za dmyhadlem vzduchu způsobuje pokles průtoku vzduchu do spalovacího procesu a tím i rozhození nastaveného spalovacího poměru.

Cílem diplomové práce bylo zjistit možnosti měření průtoku jednotlivých médií. Pro měření průtoku vzduchu byla jedna z prvních úvah vytvoření charakteristiky dmyhadla vzduchu, tj. vytvoření závislosti průtoku vzduchu na otáčkách dmyhadla. Kvůli nárůstu tlaku před dmyhadlem v případě redukce výstupního průměru ze spalovací komory, by však tato charakteristika neodpovídala reálnému průtoku. Z toho důvodu je uvažováno kontinuální měření průtoku vzduchu. Jsou navrženy dva způsoby měření průtoku, jedná se o vytvoření kolenového průtokoměru instalací dvou tlakových odběrů v kolenu na trati vzduchu. Druhým návrhem je vytvoření Pitot-statické soustavy.

K zjištění průtoku plynu bylo uvažováno využití stávajících zařízení instalovaných na trati plynu. Použití instalovaného plynoměru není vhodné kvůli k nízkým hodnotám průtoku, kdy je odezva ze stávajícího plynoměru vzhledem k regulaci příliš vysoká. Druhým návrhem bylo měření průtoku pomocí použitého proporčního ventilu, ke kterému je možné připojit dva tlakové odběry a měřit tlakovou diferencí na ventilu. Pro toto měření je nutná kalibrace ztrátového součinitele ventilu k_v a navíc vzhledem k nízkým průtokům vznikla obava o měřitelnosti tlakové difference na ventilu. Zbývajících možností bylo měřit průtok zemního plynu použitím komerčního průtokoměru. Bylo navrženo místo pro instalaci průtokoměru, kde je možné dodržet požadované usměrňovací délky s co nejmenším zásahem do konstrukce zařízení

a v tomto místě byly určeny provozní parametry. Vzhledem ke stavovému chování plynů byl uvažován hmotnostní průtokoměr a vzhledem k vibracím celého zařízení je vybrán pouze termický hmotnostní průtokoměr. Dále byla provedena rešerše výrobců termických průtokoměrů, které určené provozní parametry splňují.

Z revizních testů z minulých let a měření kontrolních testů během psaní diplomové práce byla vytvořena závislost průtoku na teplotě spony (hlavního termočlánku) při ustáleném teplotním cyklu. Tato závislost je využita během návrhu inicializačních parametrů pro nastavení testu.

Navrhovaný řídicí proces je nutné ověřit, to je možné pomocí analýzy spalin, a to měřením přebytku kyslíku a oxidu uhelnatého ve spalinách pomocí profesionálních analyzátorů spalin. Při měření analyzátozem je možné spalovací poměr vyhodnocovat pomocí koncentrace oxidu uhelnatého ve spalinách, tím odpadá problém nasátí falešného vzduchu za testovanou sestavu. Nevýhodou řešení je vysoká pořizovací cena zařízení schopného měřit v požadovaném rozsahu teplot (do 1200 °C). Další nevýhodou je, že se jedná o kontrolní měření instalované mimo kontrolní panel.

Pro kontinuální analýzu spalin bylo navrženo využít vybranou širokopásmovou lambda sondu BOSCH LSU 4.9. Její signál je již možné vyhodnocovat na kontrolním panelu. Omezením lambda sondy je maximální teplota 930 °C. Jelikož lambda sonda měří přebytek kyslíku ve spalinách je nutné ji umístit před testovanou sestavu, protože za testovanou sestavu může dojít k nasátí falešného vzduchu a ovlivnění výsledku měřené hodnoty. Tohle umístění je problematické, protože plamen mnohdy dosahuje až za testovanou sestavu. Je tedy nutné sondu umístit mimo plamen či hlavní proud spalin a maximální teplotu sondy hlídat pomocí termočlánku.

Byly navrženy algoritmy pro kontrolu spalovacího procesu. Inicializační algoritmus má za úkol zjistit počáteční nastavení před startem testu. Je realizován pomocí přiloženého excelu, případně může být analogicky umístěn i na ovládací HMI panel. Cílem je určení hodnoty průtoku zemního plynu, ve kterém je zahrnut i prostor pro regulaci proporcionálního ventilu v části teplotního cyklu „RampRate“. Dále je dopočítán požadovaný průtok vzduchu a jsou odhadnuty požadované otáčky dmyhadla vzduchu dle afinních vztahů, později dle proměřené charakteristiky dmyhadla vzduchu.

Kontrola spalovacího procesu se skládá ze tří řídicích smyček, pracujících na základě měření stavových parametrů vzduchu, měření kontinuálního průtoku vzduchu a zemního plynu. První smyčkou je omezení průtoku zemního plynu na hodnotu inicializačního průtoku. Díky tomu je zaručeno spalování s přebytkem kyslíku ve spalinách. Druhou smyčkou je korekce inicializačních otáček, dle aktuálního odporu trati, jelikož může dojít k odchylce od afinních vztahů či proměřené charakteristiky. Třetí smyčka je optimalizační, v případě ustáleného teplotního profilu se kvůli nastavenému přebytku vzduchu pro inicializační množství plynu jedná o spalování chudé směsi a přebytek vzduchu spaliny ochlazuje. Snížením otáček dmyhadla vzduchu, po ustálení průtoku zemního plynu, je směs opět obohacena a zároveň je zaručeno spalování s přebytkem vzduchu. Díky tomu je zvýšena teplota spalin a může klesnout i spotřeba zemního plynu.

Spojením všech smyček je vytvořena automatická kontrola spalování, při které nedojde k nedokonalému spalování, tzn. vyhodnocení testu úniku média nebude ovlivněno usazenými sazemi uvnitř testované sestavy.

Příloha 1 – Výpočtový excel

Jako příloha byl vytvořen výpočtový excel, ve kterém jsou provedeny více uvedené výpočty. Níže jsou popsány jednotlivé listy.

List – Vstupní parametry a výsledky

Tento list obsahuje vstupní parametry do výpočtu jedná se o aktuální stavové parametry vzduchu.

Poté uživatelem zadané hodnoty, tj. maximální teplota na hlavním termočlánku a přebytek okysličovadla ve spalínách. Přebytek může být zadán jako procenta kyslíku ve spalínách či definován hodnotou α . Byly vytvořeny makra rychlý přepočítání obou hodnot.

Posledním vstupem uživatele je definování hmotnostního či objemového průtoku zemního plynu. Ten může být definován jako hodnota požadovaná uživatelem, či pomocí maker zapsaná hodnota inicializačního průtoku Q_{ZP_X} převzatá z kapitoly List – Inicializace testu.

V druhé části listu jsou zaznamenány výsledky výpočtu pro definované parametry výše. Jedná se o hodnoty požadovaného průtoku vzduchu, průtoku spalín a výkonu hořáku. Dále jsou uvedeny inicializační parametry testu, těmi jsou inicializační hodnota průtoku Q_{ZP_X} , inicializační průtok vzduchu Q_{VZ} a vypočtené otáčky dmyhadla dle afinních vztahů n_{VZ} . Poslední vytvořená tabulka jsou kontrolní hodnoty, je zde závislost přebytku spalovacího vzduchu α na množství kyslíku ve spalínách. Poslední kontrolní hodnotou je teoretický odhadnutý průtok paliva z teploty Q_{ZP_teor} .

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	1. Parametry okysličovadla						Výsledky			
2	Teplota okolního vzduchu	T_{VZ}	20	°C			Průtok vzduchu	Q_{VZ}	275,84	m_n^3/h
3	Tlak vzduchu za dmyhadlem	p_{VZ}	98,58	kPa			Průtok spalín	Q_{SPAL}	290,6	m_n^3/h
4	Relativní vlhkost okolí	φ	50	%			Výkon hořáku	P_H	147,288	kW
5									98,2	%
6										
7	2. Uživatelské parametry						Inicializační hodnoty			
8	Požadovaná teplota	$T_{pož}$	900	°C			Odhadnutý průtok ZP	Q_{ZP_X}	14,78	m_n^3/h
9	Přebytek okysličovadla	α	1,93	[-]		Přepočíst α na O_2	Odhadnutý průtok vzduchu	Q_{VZ}	276	m_n^3/h
10	Přebytek O_2 ve spalínách	O_2	10	%		Přepočíst O_2 na α	Otáčky dmyhadla vzduchu	n_{VZ}	100	%
11										
12										
13	3. Palivo						Kontrolní hodnoty			
14	Hmotnostní průtok paliva	Q_{m_pal}	10,791	kg/h		Přepočíst na m_n^3/h	α z Množství O_2 ve spalínách	α	1,93	[-]
15	Objemový průtok paliva	Q_{obj}	14,782	m_n^3/h		Přepočíst na kg/h	Množství O_2 ve spalínách z α	O_2	10,00	%
16							Průtok paliva z teploty	Q_{ZP_teor}	11,37	m_n^3/h
17		Zapsat inicializační průtok Q_{ZP_X}								
18										
19										

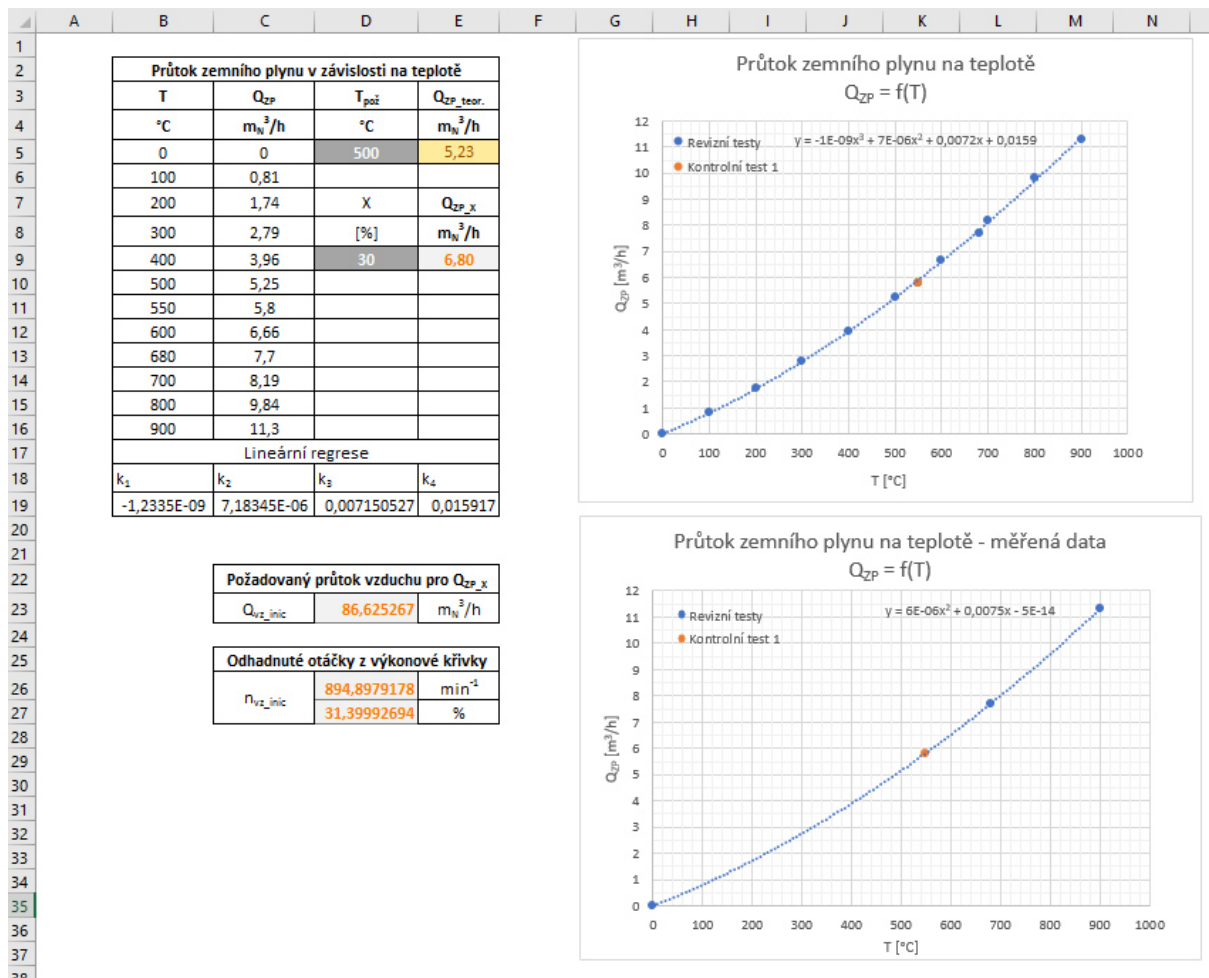
Obrázek 1 List vstupní parametry a výsledky

List – Inicializace testu

List inicializace testu již byl popsán v navržených algoritmech řízení testu a je zobrazen na Obrázek 2. Na listu je vytvořena závislost průtoku zemního plynu na ustálené teplotě hlavního termočlánku a proložena polynomem 3. stupně. Závislost je vytvořena z revizních a kontrolních testů, nicméně je vhodné provést měření a jednotlivé hodnoty aktualizovat pro stejné podmínky testu.

Na listu je jedna vstupní hodnota uživatele, koeficient X [%], která zvyšuje odhadnutý průtok ze závislosti na teplotě o X %. Tento průtok je nazýván inicializačním a označen jako Q_{ZP_X} , je pro něj dopočítán inicializační průtok vzduchu Q_{VZ_inic} a odhadnuté otáčky dle afinních vztahů n_{VZ_inic} .

Na listu inicializace jsou také znázorněny průběhy závislosti průtoku zemního plynu na teplotě.



Obrázek 2 List inicializace

List – Spalovací proces

Na tomto listu jsou realizovány výpočty spalování rozděleny do tří částí.

První část (viz. Obrázek 3) zahrnuje složení okysličovadla a zemního plynu a je zde vypočítáno složení vlhkého vzduchu v závislosti na zadaných parametrech.

Parametry vstupující do výpočtu				Složení suchého vzduchu		Složení vlhkého vzduchu		Složení zemního plynu	
Hustota ZP	p _{ZP}	0,73	kg/m ³	Die mezinárodní atmosféry		Složka	Koncentrace	Tranzitní ZP	
Hustota vzduchu	p _{vz}	1,2921	kg/m ³	Složka	Koncentrace	i	[% objemu]	Složka	Koncentrace
Molární objem	M	22,414	m ³ /kmol	i	[% objemu]	N ₂	77,1673216	i	[% objemu]
Při 0 °C a 101325 Pa				N ₂	78,09	O ₂	20,70246366	CH ₄	98,39
Parametry ze zadání				O ₂	20,95	Ar	0,919011513	C ₂ H ₆	0,44
Teplota vzduchu	t _{vz}	20	°C	Ar	0,93	CO ₂	0,029645533	C ₃ H ₈	0,16
Tlak vzduchu	p _{vz}	98,58	kPa	CO ₂	0,03	H ₂ O	1,181557695	C ₄ H ₁₀	0,07
Relativní vlhkost	φ	50	%	Suma	100	Suma	100	C ₅ H ₁₂	0,03
Alfa	α	1,32	[-]					N ₂	0,84
Průtok ZP	Q _{ZP}	5,25	m ³ /h					CO ₂	0,07
Výpočet koncentrace vody								H ₂ O	0
Tlak nasycených par	p ^o	2,32959152	kPa					O ₂	0
Parciální tlak vody	p _{v20}	1,164779576	kPa						
Koncentrace vody	ω _{v20}	1,181557695	% objemu						
Objem vodní páry	V _{v20}	0,011956854	m ³ /m ³ ZP						
Faktor zvýšení objemu vzduchu	f	1,011956854	[-]						

Obrázek 3 Vstupní parametry a složení okysličovadla a paliva

Druhá část (viz. Obrázek 4 a Obrázek 5) zahrnuje stechiometrické výpočty čili tvorbu jednotlivých prvků při spalování dle rovnic uvedených v kapitole 4. Také jsou zde vypočteny koncentrace jednotlivých produktů ve spalinách a minimální spotřeba kyslíku pro úplnou oxidaci paliva.

	O	P	Q	R	S	T	U
1	Vlastnosti složek						
2	složka	Počet uhlíků	Počet vodíků	spotřeba O ₂	tvorba CO ₂	tvorba H ₂ O	tvorba N ₂
3	i	x	y	mol/mol	mol/mol	mol/mol	mol/mol
4	CH ₄	1	4	2	1	2	0
5	C ₂ H ₆	2	6	3,5	2	3	0
6	C ₃ H ₈	3	8	5	3	4	0
7	C ₄ H ₁₀	4	10	6,5	4	5	0
8	C ₅ H ₁₂	5	12	8	5	6	0
9	N ₂	0	0	0	0	0	1
10	CO ₂	1	0	0	1	0	0
11							

Obrázek 4 Vlastnosti složek

	W	X	Y	Z	AA
1	Stechiometrické výpočty				
2	složka	Minimální spotřeba kyslíku	Koncentrace CO ₂ ve spalinách	Koncentrace N ₂ ve spalinách	Koncentrace H ₂ O ve spalinách
3	i	V _{O₂min} [m _N ³ /m _N ³ zp]			
4	CH ₄	1,9668161	0,9779966	0	1,9678
5	C ₂ H ₆	0,0153923	0,0087472	0	0,0132
6	C ₃ H ₈	0,007996	0,0047712	0	0,0064
7	C ₄ H ₁₀	0,004547725	0,0027832	0	0,0035
8	C ₅ H ₁₂	0,0023988	0,001491	0	0,0018
9	N ₂	0	0	0,0084	0
10	CO ₂	0	0,0006958	0	0
11	Celkem	1,997150925	0,996485	0,0084	1,9927

Obrázek 5 Stechiometrické výpočty

Třetí část (viz. Obrázek 6) jsou realizované výpočty spalovacího procesu včetně přebytku okysličovadla.

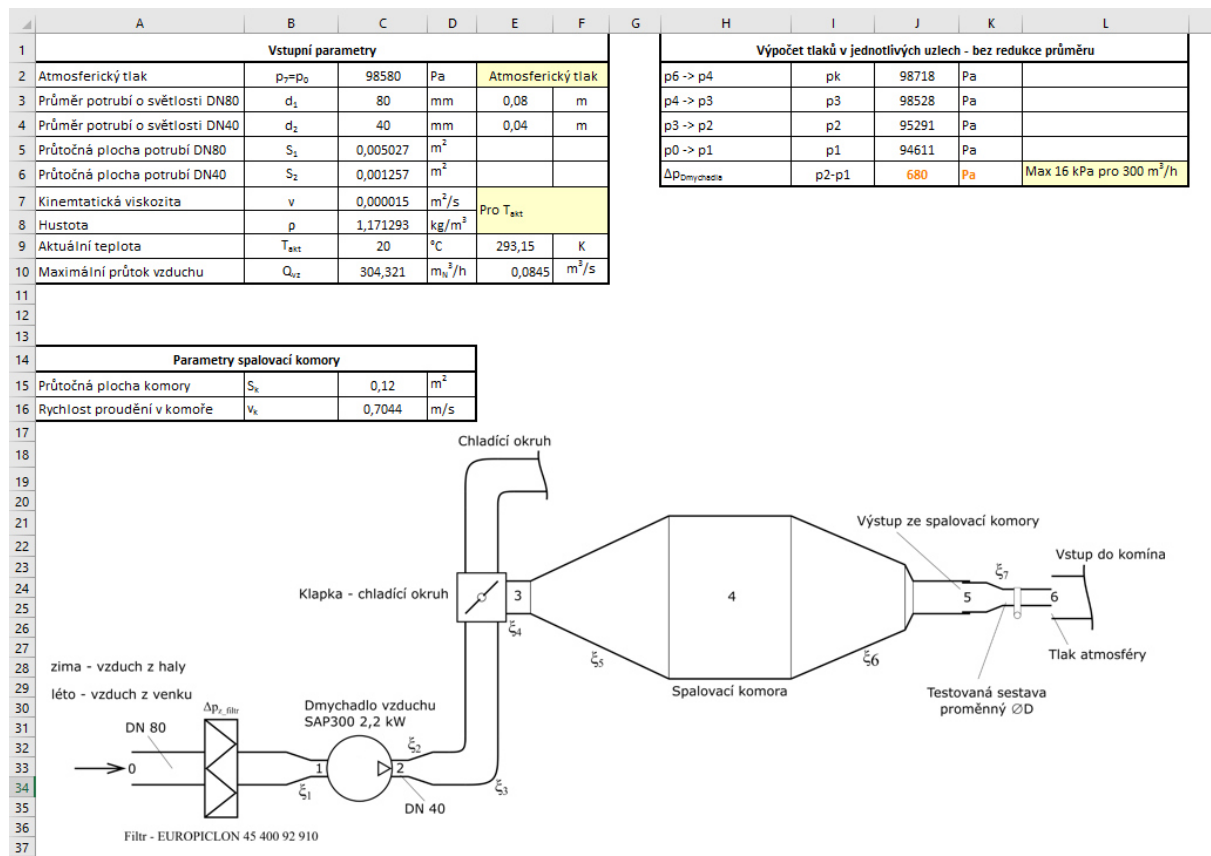
23					
24	Výpočet spotřeby okysličovadla				
25	Minimální spotřeba kyslíku	V_{O_2min}	1,997150925	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	stechiometricky
26	Min. množství suchého vzduchu	$V_{vz}^S_{min}$	9,532939976	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
27	Min. množství vlhkého vzduchu	$V_{vz}^V_{min}$	9,646923948	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
28	Průtok vlhkého vzduchu včetně alfa	V_{vz}^V	275,8414156	m_N^3/h	včetně alfa
29					
30					
31	Výpočet množství spalin				
32	Množství CO ₂	V_{CO_2}	1,000044882	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	stechiometricky
33	Množství N ₂	V_{N_2}	7,452672827	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
34	Množství Ar	V_{Ar}	0,088656342	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
35	Min. množství suchých spalin	$V_s^S_{min}$	8,541374051	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
36	Množství H ₂ O	V_{H_2O}	2,106683972	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
37	Min. množství vlhkých spalin	$V_s^V_{min}$	10,64805802	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	včetně alfa
38	Množství vlhkých spalin včetně alfa	V_s^V	19,66179939	$m_N^3/m_N^3_{ZP}$	
39	Průtok spalin včetně alfa	Q_s^V	290,6401506	m_N^3/h	
40					
41	Hustota spalin				
42	Ar	ρ_{Ar}	1,782385294	kg/m ³	Pro normální fyzikální podmínky
43	N ₂	ρ_{N_2}	1,249663211	kg/m ³	
44	CO ₂	ρ_{CO_2}	1,963529682	kg/m ³	
45	Vodní pára	ρ_{H_2O}	0,803966249	kg/m ³	
46	Spaliny	ρ_s	1,260074226	kg/m ³	včetně alfa
47					
48					
49	Určení O₂ ve spalinách				
50	Množství O ₂ ve spalinách	O ₂	10,00	%	
51	α z Množství O ₂ ve spalinách	α	1,93	[-]	
52					
53	Výkon hořáku				
54	Výhřevnost	H	9,964	kWh/m ³	
55	Výkon hořáku	P_H	147,2875601	kW	

Obrázek 6 Výpočty spalovacího procesu

List – Výpočet trati vzduchu

List obsahuje výpočet tlaku v jednotlivých uzlech trati a také výpočet nárustu tlaku ve spalovací komoře vlivem redukce výstupního průměru, který byl popsán v kapitole 5.2 Výpočet trati okysličovadla.

Na Obrázek 7 jsou uvedeny vstupní parametry do výpočtu trati vzduchu spolu s jednotlivými rozměry zařízení. Je také uveden výpočet tlaků v jednotlivých uzlech v konfiguraci bez redukce výstupního průměru. Výpočet je realizován pro vzduch při zadaných parametrech na listu „Vstupní parametry a výsledky“.



Obrázek 7 Výpočet tlaků v jednotlivých uzlech – bez redukce výstupního průměru spalovací komory

Výpočet je proveden pro maximální hodnotu průtoku vzduchu, při 100 % otáček dmyhadla vzduchu SAP300. Pro vypočtení aktuálního průtoku je nutno zadat tento průtok do buňky C10. Pro výpočet při zaškrceném výstupu (Obrázek 8) je nutné vybrat vhodnou výkonovou křivku dmyhadla a vepsat její hodnoty průtoku do buněk V14 a V15, a hodnoty tlakové diference do buněk Y14 a Y15, viz. Obrázek 8.

Vstupem uživatele při zjištění tlakového nárustu, vlivem redukce výstupního průměru, je buňka O2, obsahující průtočný průměr škrťacího prvku, tj. vnitřní průměr testované sestavy.

N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB
Výpočet tlaků v jednotlivých uzlech - redukce průměru					Zaškrzení výstupu s korekcí průtoku									
1	d6	40	mm	0,04	m	Iterace	Průtok	Tlak p5	Tlak p4	Tlak p3	Tlak p2	Tlak p1	Ztráta na filtr	Tlaková diference
2	S6	0,001257	m ²			i	Q _z	p5	p4	p3	p2	p1	Δp _{z,filtr}	Δp _{omysla}
3	p6 -> p5	p5	100163,4844	Pa		[-]	m ³ /s	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	kPa	Pa
4	p5 -> p4	p4	100301,4803	Pa		1	0,08453	100163	100301	100111	96875	94611	0,8417	2264
5	p4 -> p3	p3	100111,289	Pa		2	0,08174	100061	100293	100124	97085	94814	0,7855	2271
6	p3 -> p2	p2	96874,75294	Pa		3	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271
7	p2 -> p1	p1	94611,04294	Pa		4	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271
8	Δp _{omysla}	p2-p1	2263,710003	Pa		5	0,08173	100060	100292	100124	97086	94815	0,7853	2271

Výkonová křivka dmyhadla SAP300 pro aktuální parametry vzduchu						
1. bod výkonové křivky	Q _{max}	304,321	m ³ /h	Δp1	0	kPa
2. bod výkonové křivky	Q _{min}	233,3130452	m ³ /h	Δp2	16	kPa
Lineární regrese průtoku v závislosti na tlakové diferenci buňka P9	Lineární konst.	Abs. hodnota				
		-4,438019882	304,3213634			
	Q _{nový}	0,081743048	m ³ /s			

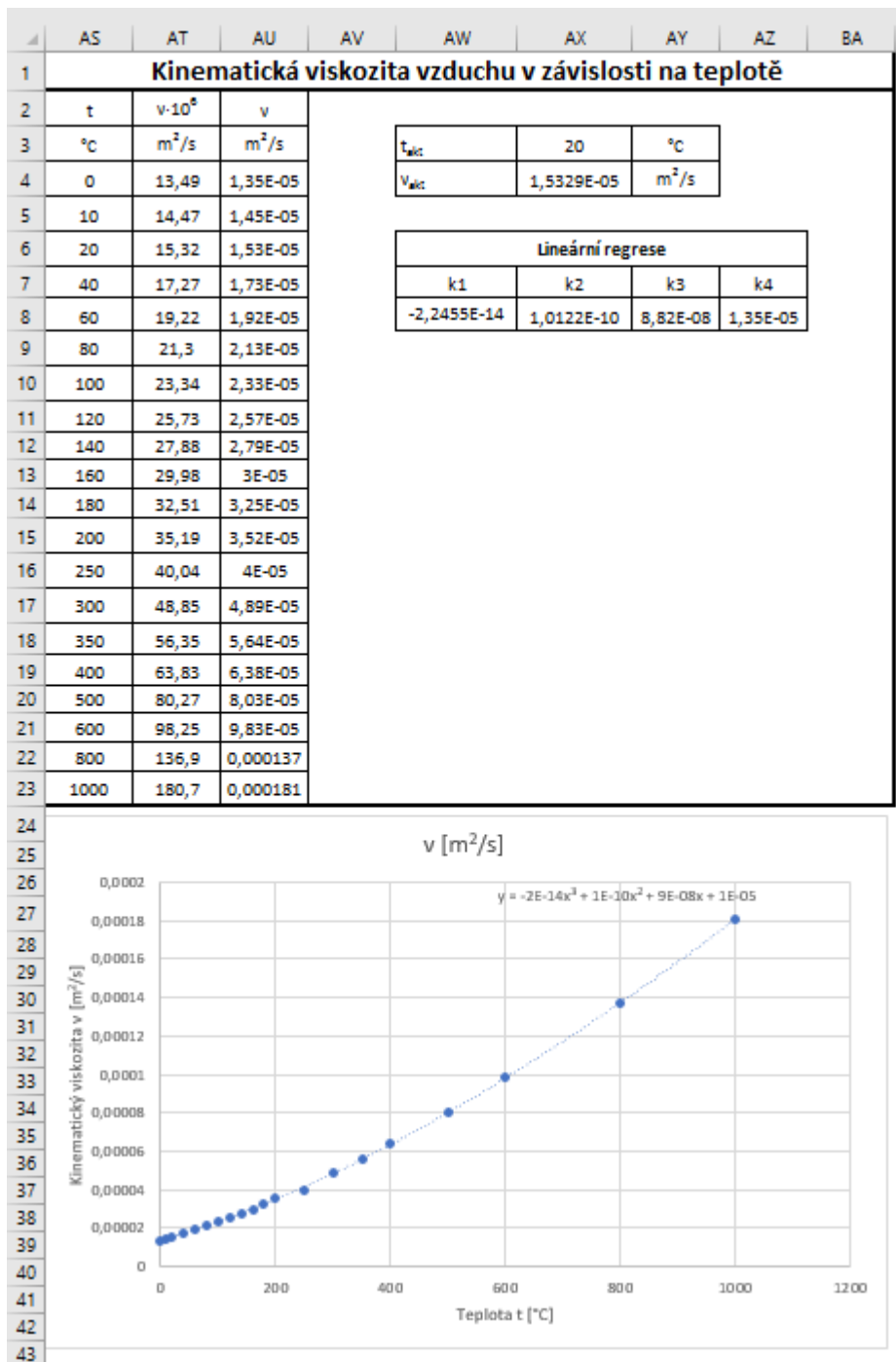
Obrázek 8 Výpočet tlaků v jednotlivých uzlech – včetně redukce výstupního průměru ze spalovací komory

Dále jsou určeny ztrátové koeficienty (Obrázek 9). Byl vypočten i ztrátový koeficient λ délkových ztrát. Dle vzorce pro délkové ztráty, který je dán rovnicemi (3.28) a (3.29), je vidět, že délkové ztráty při délce potrubí $L = 1,5 \text{ m}$ jsou zanedbatelné.

AD	AE	AF	AG	AH	AI	AJ	AK	AL	AM	AN	AO	AP	AQ	AR	AS	AT	AU	AV
Ztrátový součinitel trati vzduchu																		
Ztrátový součinitel				Kónické rozšíření														
ξ1	0,18	[-]	Zúžení před dmyhadlem	2δ [°]	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	60	90	180	
ξ2	3,24	[-]	Rozšíření za dmyhadlem	ψ	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,36	0,5	0,65	0,92	1,15	1,1	1	
ξ3	1	[-]	Ztráta na klapce	Kónické zúžení														
ξ4	0,3	[-]	Ztráta v koleni	2δ [°]	5	7	10	15	20	30	45	60	75					
ξ5	0,15	[-]	Kónické rozšíření komory	ξ	0,06	0,12	0,16	0,18	0,2	0,34	0,36	0,5	0,65					
ξ6	0,165	[-]	Kónické zúžení komory	Koleny														
ξ7	0,34	[-]	Zaškrzení výstupu	r/D	0,8	1	1,5	2	4	6	10	20	50					
Ztráty třením				ξ pro hydraulicky hladké	0,37	0,21	0,17	0,15	0,11	0,09	0,07	0,05	0,03					
V _{onso}	16,817	m/s		ξ pro hydraulicky drsné	0,74	0,42	0,34	0,3	0,22	0,18	0,14	0,1	0,06					
λ	0,0252	[-]		Koleny ostré														
k	0,00015	m		δ [°]	10	15	22,5	30	45	60	90							
A	1,025E+20	[-]		ξ pro hydraulicky hladké	0,034	0,042	0,066	0,13	0,236	0,471	1,129							
B	1,249E-06	[-]		ξ pro hydraulicky drsné	0,044	0,062	0,154	0,165	0,32	0,684	1,265							
Re	87769	[-]																
L	1,5	m																
Δp _{z,filtr}	66,87485768	Pa	Zanedbáno															

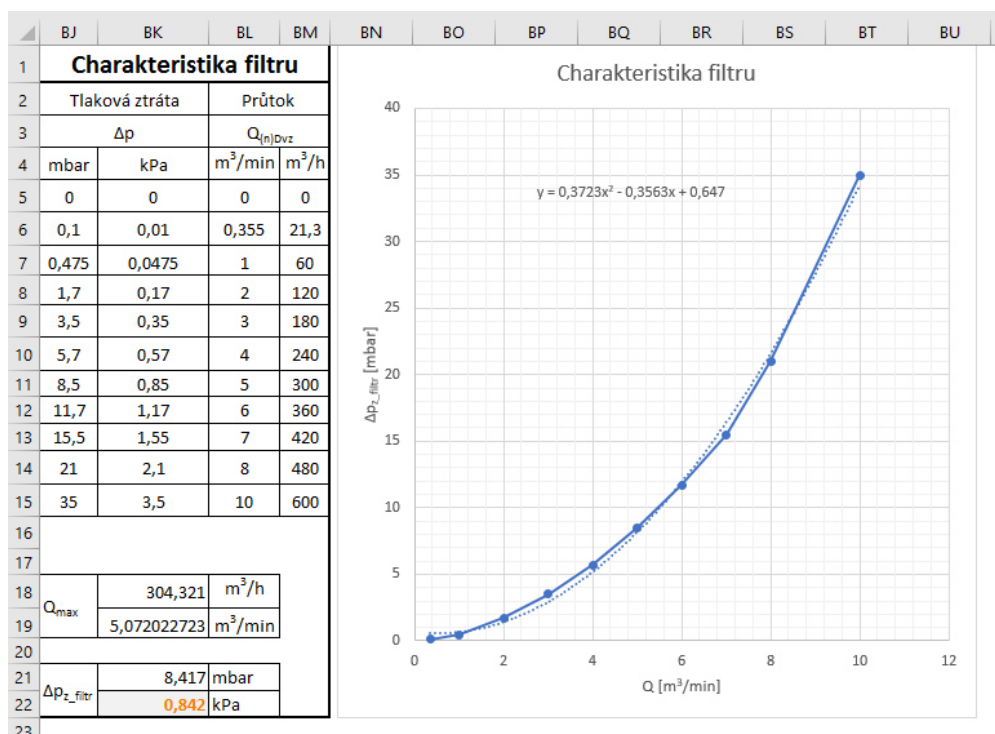
Obrázek 9 Ztrátový součinitel trati vzduchu

Byla vytvořena závislost kinematické viskozity na teplotě vzduchu (Obrázek 10) pro výpočet viskozity dle zadaných aktuálních parametrů vzduchu. Hodnoty kinematické viskozity vzduchu v závislosti na teplotě převzaty z [20].



Obrázek 10 Kinematická viskozita vzduchu v závislosti na teplotě

Dále byla vypočtena ztráta na filtru před dmychadlem vzduchu (Obrázek 11).



Obrázek 11 Charakteristika filtru EUROPICLON

List – Výkonové křivky dmychadla vzduchu

V rámci diplomové práce byly vypočteny i výkonové křivky dmychadla vzduchu dle afinních vztahů. Ty jsou ve výpočtovém excelu umístěny na listu *Výkonové křivky – vzduch*.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1	Parametry dmychadla vzduchu										
2	Výkon	P_{vz}	2,2	kW							
3	Tlak	Δp_{vz}	16	kPa							
4	Průtok	Q_{vz}	300	m^3/h							
5	Otáčky	n_0	2850	min^{-1}							
6											
7	Parametry při měření dmychadla z charakteristiky										
8	Tlak	p_{vz}	100000	Pa							
9	Teplota	t_{vz}	20	$^{\circ}C$	293,15	K					
10											
11	Přepočtená charakteristika dmychadla										
12	Otáčky			Průtok		Tlak		Výkon	Průtok přepočten na normální parametry		
13	n [min^{-1}]	%	[-]	Q_{max} [m^3/h]	Q_{min} [m^3/h]	$\Delta p_{vz,max}$ [kPa]	$\Delta p_{vz,min}$ [kPa]	P [W]	Q_{max} [m^3/h]	Q_{min} [m^3/h]	
14	2850	100	1	300	230	16	0	2200	275,8772884	211,5059211	
15	2565	90	0,9	270	207	12,96	0	1603,8	248,2895595	190,355329	
16	2280	80	0,8	240	184	10,24	0	1126,4	220,7018307	169,2047369	
17	1995	70	0,7	210	161	7,84	0	754,6	193,1141019	148,0541448	
18	1710	60	0,6	180	138	5,76	0	475,2	165,526373	126,9035527	
19	1425	50	0,5	150	115	4	0	275	137,9386442	105,7529605	
20	1140	40	0,4	120	92	2,56	0	140,8	110,3509154	84,60236844	
21	855	30	0,3	90	69	1,44	0	59,4	82,76318652	63,45177633	
22	570	20	0,2	60	46	0,64	0	17,6	55,17545768	42,30118422	
23	285	10	0,1	30	23	0,16	0	2,2	27,58772884	21,15059211	
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Obrázek 12 Výpočet výkonových křivek dle afinních vztahů

List – Výpočet trati plynu

Zde (Obrázek 13) byla vypočtena trať zemního plynu, jedná se o bod před dmychadlem, tj. navrhované umístění hmotnostního průtokoměru. Výpočet je proveden pro parametry vzduchu z kontrolního testu 2. A dle výpočtu je vidět, že délkové i místní ztráty jsou díky nízké rychlosti proudění a hustotě zemního plynu zanedbatelné.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	Parametry zemního plynu						Výpočet tlaku v místě průtokoměru pro parametry kontrolního testu							
2	Hustota	ρ_{zp}	0,73	kg/m ³	při 0 °C			Tlak před dmychadlem	p_2	100269	Pa	p_{zrel}	1689	Pa
3		ρ_{zp_skt}	6,97E-01	kg/m ³	při t_{skt}			p_2-p_2	Δp_{dmych}	211	Pa	Ztráta trati je zanedbatelná		
4	Dynamická vis.	η_{zp}	1,081E-05	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹				p_2-p_1	Δp_{ztrati}	11	Pa			
5	Kinematická vis.	ν_{zp}	1,551E-05	m ² /s										
6	Plynová konst.	R_{zp}	508,15	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹										
7	Teplota	T_{zp_skt}	10	°C	283,15	K								
8	Atmosferický tlak	p_{atm}	98580	Pa										
9														
10	Parametry trati													
11	Světlost potrubí	D_1	40	mm	0,04	m								
12	Průtočný průřez	S_1	1,26E-03	m ²										
13	Rychlost proudění	v_1	1,338	m/s										
14														
15	Světlost potrubí	D_2	25	mm	0,025	m								
16	Průtočný průřez	S_2	4,91E-04	m ²										
17	Rychlost proudění	v_2	3,425	m/s										
18														
19	Průtok	Q	1,68E-03	m ³ /s	při kontrolním testu									
20														
21														
22	Měřené parametry - Kontrolní test 2													
23	Tlak p_1	p_{1_rel}	1,7	kPa	1700	Pa								
24		p_{1_abs}	100280	Pa										
25	Tlak p_2	p_{2_rel}	1,9	kPa	1900	Pa								
26		p_{2_abs}	100480	Pa										
27														
28	Spotřeba		Rozdíl											
29	Start	46991	3,026	m ³										
30	End	46994												
31	Délka testu	t	30	min										
32	Průtok	Q	1,68E-03	m ³ /s										
33	Otevření PV	20	%											
34														
35	Stanovení průtoku při úplném otevření ventilu													
36	Průtok		Otevření ventilu											
37	6,052	m ³ /h	20	%										
38	30,26	m ³ /h	100	%										

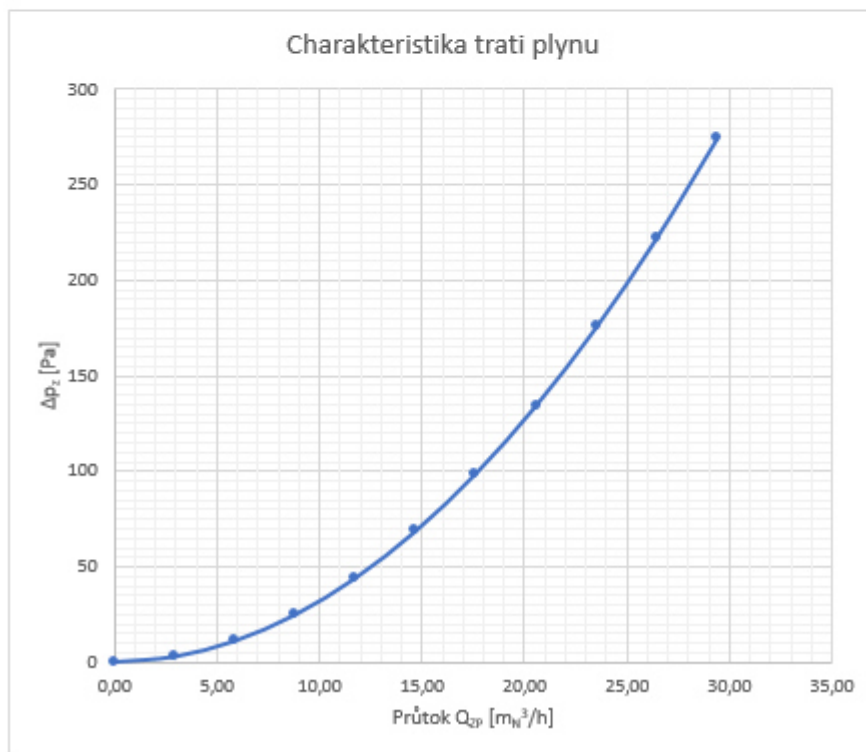
Ztráty			
Ztrátové koeficienty	Označení	Hodnota	Počet
Koleno 1	ξ_{k1}	0,15	2x
Koleno 2	ξ_{k2}	0,17	1x
Koleno 3	ξ_{k3}	0,15	1x
Zúžení	ξ_z	0,3431	1x
	ϵ	0,63062	
	n	0,39063	

Ztráty třením	
Lambda	0,04615
k	1,50E-04 m
A	7,77E+17
B	3,83E+16
Re	3451
L	6 m
Δp_{ztrati}	6,19436 Pa

Obrázek 13 Výpočet trati zemního plynu

Pokud je vytvořena charakteristika trati (Obrázek 14), dle průtoku vypočteného z afinních vztahů dmyhadla plynu, je vidět, že i pro maximální průtok a s uvažováním délkových ztrát je celková ztráta menší než 300 Pa, což je zanedbatelná hodnota.

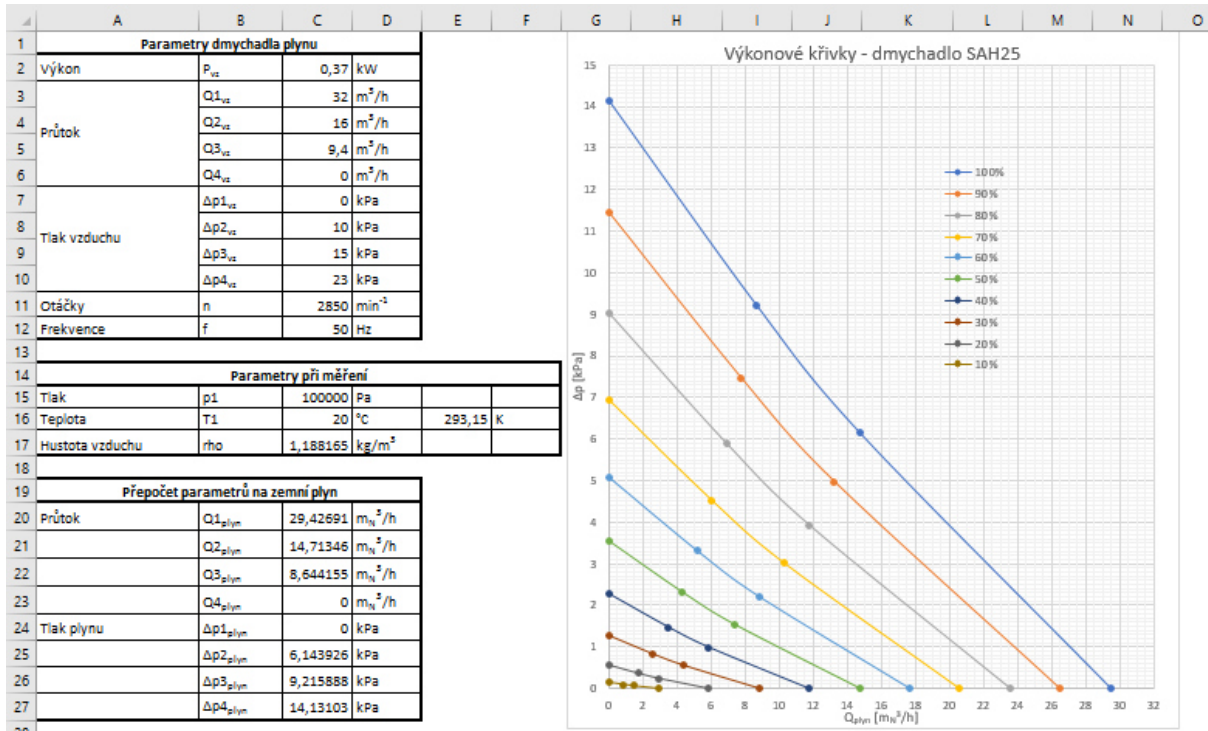
P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y
Charakteristika potrubí									
Průtok			Rychlosti		Tlak před dmyhadlem		p2-p1		
Q			v ₁	v ₂	p _z		Δp _{z, trati}	Δp _{dmyhadl}	
%	[-]	m ³ /h	m ³ /s	m/s	m/s	Pa	Pa	kPa	kPa
100	1	29,43	8,17E-03	6,505	16,652	100006	274	0,2742	0,4742
90	0,9	26,48	7,36E-03	5,854	14,987	100058	222	0,2221	0,4221
80	0,8	23,54	6,54E-03	5,204	13,322	100105	175	0,1755	0,3755
70	0,7	20,60	5,72E-03	4,553	11,657	100146	134	0,1344	0,3344
60	0,6	17,66	4,90E-03	3,903	9,991	100181	99	0,0987	0,2987
50	0,5	14,71	4,09E-03	3,252	8,326	100211	69	0,0686	0,2686
40	0,4	11,77	3,27E-03	2,602	6,661	100236	44	0,0439	0,2439
30	0,3	8,83	2,45E-03	1,951	4,996	100255	25	0,0247	0,2247
20	0,2	5,89	1,63E-03	1,301	3,330	100269	11	0,0110	0,2110
10	0,1	2,94	8,17E-04	0,650	1,665	100277	3	0,0027	0,2027
0	0	0,00	0,00E+00	0,000	0,000	100280	0	0,0000	0,2000



Obrázek 14 Charakteristika trati plynu

List – Výkonové křivky – plyn

Stejně jako u dmyhadla vzduchu, byly přepočteny výkonové křivky dmyhadla vzduchu v závislosti na otáčkách dle afinních vztahů. Na Obrázek 15 jsou odečteny parametry výkonových křivek z katalogu dmyhadla. Křivky jsou měřeny na vzduchu, proto byly přes změnu hustoty přepočteny na plyn.



Obrázek 15 Výkonové křivky dmyhadla plynu SAH25

Afinní vztahy											
Otáčky				Průtok				Tlak			
n		%		$Q1_{plyn}$	$Q2_{plyn}$	$Q3_{plyn}$	$Q4_{plyn}$	$\Delta p1_{plyn}$	$\Delta p2_{plyn}$	$\Delta p3_{plyn}$	$\Delta p4_{plyn}$
min^{-1}			[-]	m^3/h	m^3/h	m^3/h	m^3/h	kPa	kPa	kPa	kPa
2850	100		1	50	29,42691	14,71346	8,644155	0	6,143926	9,215888	14,13103
2565	90	0,9		45	26,48422	13,24211	7,77974	0	4,976579	7,46487	11,44613
2280	80	0,8		40	23,54153	11,77076	6,915324	0	3,932112	5,898169	9,043859
1995	70	0,7		35	20,59884	10,29942	6,050909	0	3,010523	4,515785	6,924204
1710	60	0,6		30	17,65615	8,828073	5,186493	0	2,211813	3,31772	5,08717
1425	50	0,5		25	14,71346	7,356728	4,322078	0	1,535981	2,303972	3,532757
1140	40	0,4		20	11,77076	5,885382	3,457662	0	0,983028	1,474542	2,260965
855	30	0,3		15	8,828073	4,414037	2,593247	0	0,552953	0,82943	1,271793
741	26	0,26		13	7,650997	3,825498	2,24748	0	0,415329	0,622994	0,955258
570	20	0,2		10	5,885382	2,942691	1,728831	0	0,245757	0,368636	0,565241
285	10	0,1		5	2,942691	1,471346	0,864416	0	0,061439	0,092159	0,14131
85,5	3	0,03		1,5	0,882807	0,441404	0,259325	0	0,005529	0,008294	0,012718

Obrázek 16 Afinní vztahy dmyhadla plynu SAH25

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ITC - institut pro testování a certifikace [online]. Zlín: Institut pro testování a certifikace a.s., 2020 [cit. 2020-11-09]. Dostupné z: <http://www.itczlin.cz/cz/>
- [2] Worldwide emissions standards: Passenger cars and light duty vehicles. *Delphi Technologies* [online]. Londýn, UK: Delphi Technologies, 2019 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.delphi.com/sites/default/files/2019-05/2019-2020%20Passenger%20Car%20&%20Light-Duty%20Vehicles.pdf>
- [3] Přehled o WLTP, RDE a Euro 6d-TEMP. *Autonoviny.cz* [online]. Praha: Automedia News, s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-06]. Dostupné z: <https://www.autonoviny.cz/clanek/34612-prehled-o-wltp-rde-a-euro-6d-temp>
- [4] DAMBORSKÝ, Petr, Lukáš POLÁŠEK a Josef TOMAŠTÍK. *Testování výfukových spon: Konzultace ve společnosti Norma Group s.r.o.* Hustopeče, 2021.
- [5] PANTĚLEJEV, Libor. Únava kovových materiálů. *Ústav materiálových věd a inženýrství* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, 2012 [cit. 2021-05-09]. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/images/umvi/opory/ukm/Unava%20kovovych%20materialu.pdf>
- [6] JANDOUREK, Pavel. *Ventil na principu vířivé turbíny.* Brno, 2017. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [7] MEDVEC, Pavel a Radana BRÁBNÍKOVÁ. Urychlené korozní zkoušky: Gamin. *Gamin* [online]. Ostrava: Gamin s.r.o., 2021 [cit. 2021-02-03]. Dostupné z: <https://www.gamin.cz/profil-spolecnosti/publikace/urychlene-korozni-zkousky/>
- [8] Korozní zkoušky jako možnost ověřování výrobků, materiálů a povrchových úprav. *Koroznikomora.cz* [online]. Ostrava: Gamin s.r.o., 2021 [cit. 2021-02-03]. Dostupné z: <https://www.koroznikomora.cz/normy-pro-korozni-zkousky/overovani-vyrodku-materialu-a-povrchovych-uprav/>
- [9] CCT Chambers: Salt Spray Mode. *Ascott Analytical: Global leaders in the supply of Corrosion testing* [online]. Staffordshire, Velká Británie: Ascott Analytical Equipment Ltd, 2021 [cit. 2021-02-03]. Dostupné z: <https://www.ascott-analytical.com/how-chambers-work/cct-chambers-salt-spray-mode-how-it-works/>
- [10] DAMBORSKÝ, Petr a Petr DOBIÁŠ. *Analýza současného stavu zařízení: Konzultace ve společnosti Norma Group s.r.o.* Hustopeče, 2021.
- [11] Vysvětlení pojmů regulace - ELEKTROBOCK CZ s.r.o.: PID regulace. *ELEKTROBOCK CZ* [online]. Kuřim: ELEKTROBOCK CZ s.r.o., 2021 [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.elektrobock.cz/vysvetleni-pojmu-regulace/c117>
- [12] Základy ON/OFF a PID Regulace. *Dixell.cz Elektronické měřicí a regulační přístroje Dixell* [online]. Praha: Logitron s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.dixell.cz/teorie-regulace/>
- [13] SKG, SSP, SAP, SAH series. *Oxydent* [online]. Duiven, Nizozemsko: Oxydent B.V., 2021 [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <http://oxydent.nl/en/pumps-side-channel/elmo-rietschle/skg-ssp-sap-sah-series/>
- [14] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.

- [15] NAVRÁTILOVÁ, Tereza a Tomáš HLINČÍK. Metody používání pro výpočet kompresibilitního faktoru zemního plynu. *Paliva*. Praha: VŠCHT Praha, 2017, 2017(9), 24-32.
- [16] KOZA, Václav. Kompresibilní faktor - zemní plyn, tranzitní plyn. *Zemní plyn, tranzitní plyn - tabulky* [online]. 2021 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: http://www.zemniplyn.wz.cz/Contents/Kompresibilita/ZP_kompresibilita.htm
- [17] HABÁN, Vladimír. *Přednášky: Potrubní technika*. Brno, 2020.
- [18] HLINČÍK, Tomáš. Vyjádření a přepočty množství zemního plynu. *Web VŠCHT* [online]. Praha: VŠCHT Praha, 2020 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: https://web.vscht.cz/~hlincikt/Produktovody%20a%20energiovody/produktovody_03.pdf
- [19] FISTR, Luboš. CS - měření průtoku. *VSK Profi* [online]. Plzeň: VSK Profi, s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.vskprofi.cz/vsk-file/18855>
- [20] Fyzikální hodnoty pro suchý vzduch při 100 kPa. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2021 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>
- [21] BUREŠ, Jiří. Vzduch: Fyzikální a chemické vlastnosti. *Converter: Převody jednotek* [online]. Holešov, 2002 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>
- [22] MIKAN, Jaroslav. *Měření plynu*. 1. vyd. Říčany u Prahy: GAS, 2003. ISBN 80-7328-053-1.
- [23] BALÁŠ, Marek. *Přednášky: Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Brno, 2020.
- [24] NEJEZCHLEB, Radek. *Fyzikální vlastnosti a spalovací charakteristiky paliv*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [25] FÍK, Josef. Zemní plyn - fyzikální vlastnosti - TZB-info. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2004 [cit. 2021-03-10]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/vytapimeplynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i#t3>
- [26] TĚTHAL, Josef. *Využití spalin plynové mikroturbíny pro sušení*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Pavel Kuba.
- [27] ADMINISTRATION, United States. National Oceanic and Atmospheric, United States. National Aeronautics and Space ADMINISTRATION, United States Committee on Extension to the Standard ATMOSPHERE a United States. Department of the Air FORCE. *U.S. Standard Atmosphere, 1976: NOAA - SIT 76-1562*. National Oceanic and Atmospheric [sic] Administration, 1976. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=x488AAAAIAAJ>
- [28] Konstanty Antoineovy rovnice. *Vysoká škola chemicko-technická v Praze* [online]. Praha: Vysoká škola chemicko-technická v Praze, 2015 [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/fch/prikladnik/prikladnik/tab/antoine.html>
- [29] HEMERKA, Jiří a František HRDLIČKA. Výpočet objemu spalovacího vzduchu a objemu spalin. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kominy-a-kourovody/20072-vypocet-objemu-spalovaciho-vzduchu-a-objemu-spalin>

- [30] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Fyzikální vlastnosti vybraných plynů a par. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Praha: Topinfo s.r.o., 2021 [cit. 2021-04-03]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [31] RIETSCHLE G SAP: Manualzz. *Manualzz - owner guides and user manuals* [online]. 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://manualzz.com/doc/14320705/rietschle-g-sap>
- [32] ZMRHAL, Vladimír. Prvky větracích a klimatizačních zařízení (I) - 1. část Ventilátory: Přepočítání vlastností ventilátoru. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí, 2006 [cit. 2021-03-31]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/3733-prvky-vecracich-a-klimatizacnich-zarizeni-i-1-cast>
- [33] MANN+HUMMEL Air cleaners. *MANN+HUMMEL: Leadership in filtration* [online]. Germany: MANN+HUMMEL GMBH, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/4618/LuFi_Katalog_Hauptdruck_GB_ohne_Register_web-1-.pdf
- [34] JANDORA, Jan, Miloš STARÝ a Vlastimil STARA. *Hydraulika a hydrologie*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-214-2204-1.
- [35] HORÁK, Jiří, František HOPAN, Kamil KRPEC, Petr KUBESA a Lubomír MARTINÍK. Měření základních fyzikálních veličin potřebných při měření emisí znečišťujících látek - 1. část. *TZB - info - Stavebnictví, Úspory energií. Technická zařízení budov* [online]. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2014 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/11357-mereni-zakladnich-fyzikalnich-velicin-potrebnych-pri-mereni-emisi-znecistujicich-latek-1-cast>
- [36] *Prodej měřicí techniky a revizních přístrojů* [online]. Strání, ČR: Meratest s.r.o., 2017 [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <https://www.reviznipristroje.cz/>
- [37] ŠTĚPÁNEK, Michal. *Miniaturní měřicí systém pro měření rychlosti větru*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Ústav radioelektroniky. Vedoucí práce Ing. Tomáš Urbanec, Ph.D.
- [38] Diferenční snímače tlaku: DPS 300. *BD SENSORS: Měření tlaku a výšky hladiny na světové úrovni* [online]. Buchlovice: BD SENSORS s.r.o., 2021 [cit. 2021-04-05]. Dostupné z: https://www.bdsensors.cz/tlak/diferencni-snimacelaku/detail/?tx_slbdsproducts_product%5Bproduct%5D=189&cHash=ae0d62e9c5cd5c7cc85fd7cc55ee32b1
- [39] RIETSCHLE G SAH. *Manualzz - owner guides and user manuals* [online]. 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://manualzz.com/doc/12755156/rietschle-g-sah>
- [40] KACÁLKOVÁ, Eva. *Numerické modelování hydraulických ztrát v potrubí*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav vodních staveb. Vedoucí práce Doc. Ing. Jan Jandora, Ph.D.
- [41] 11 Linear flow controls IFC, VFC: Honeywell Kromschroeder. *Honeywell Kromschroeder* [online]. Honeywell Kromschroeder, 2020 [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.kromschroeder.de/en/products/honeywell-kromschroeder/03-valves-and-butterfly-valves/11-linear-flow-controls-ifc-vfc/>

- [42] Výpočet průtokového množství. *Bürkert Fluid Control Systems* [online]. Brno: Burkert Austria GmbH, 2021 [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.burkert.cz/cz/Servis-a-podpora/podpora/Glosar/Fluidni-kalkulacka>
- [43] *Introl: Průmyslové měření a automatizace* [online]. Ostrava: INTROL Automation s.r.o., 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <http://www.introl.cz/>
- [44] *Průmyslová měřicí a regulační zařízení v oblasti průtok, tlaku a teploty* [online]. Brno: KOBOLD Czech Republic, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.kobold.com/cs>
- [45] *Měření průtoků, hladiny, tlaku, teplot, software a hardware* [online]. Praha: Endress+Hauser Group Services AG, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.cz.endress.com/cs>
- [46] Princip a použití lambda sondy. *Automatizace.HW.cz: Elektronika v automatizace* [online]. Praha: HW server s.r.o., 2014 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/view.php%3Fcisloclanku%3D2006061301>
- [47] TAKÁČ, Jiří. *Elektronický tester-simulátor dvoubodové lambda regulace zážehových spalovacích motorů*. Ostrava, 2011. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava Univerzitní studijní programy. Vedoucí práce Ing. Petr Šimoník, Ph.D.
- [48] JENŠÍ, David. *Měření Lambda sondy*. Plzeň, 2017. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta elektrotechnická, Katedra teoretické elektroniky. Vedoucí práce Ing. Petr Weissar, Ph.D.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Seznam použitých symbolů

Symbol	Veličina	Jednotka
C	Konstanta pro výpočet hustoty tekutiny při normálních fyzikálních podmínkách	$\frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{kg}{kmol \cdot k}}$
D	Charakteristický rozměr, průměr potrubí	m
K	Kalibrační konstanta	–
L	Délka potrubí	m
H_i^0	Výhřevnost	kWh/m^3
M	Machovo číslo	–
M_O	Ohybový moment	$N \cdot m$
N_f	Počet cyklů	–
N_c	Smluvně určený počet cyklů	–
P	Výkon	kW
P_H	Výkon hořáku	kW
P_{vz}	Výkon dmyhadla SAP300	kW
Q_m	Hmotnostní průtok	kg/h
Q_s	Objemový průtok spalin	m_N^3/h
Q_V	Objemový průtok	m^3/h
Q_{vz}	Objemový průtok vzduchu	m_N^3/h
$Q_{vz\,inic}$	Inicializační objemový průtok vzduchu	m_N^3/h
$Q_{vz\,mer}$	Měřený průtok vzduchu	m_N^3/h
Q_{ZP}	Objemový průtok plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_X}	Inicializační průtok zemního plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_jmen}	Jmenovitý objemový průtok plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_max}	Maximální objemový průtok plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_mer}	Měřený průtok zemního plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_min}	Minimální objemový průtok plynu	m_N^3/h
Q_{ZP_teor}	Teoretický průtok zemního plynu	m_N^3/h
Re	Reynoldsovo číslo	–
R_m	Univerzální plynová konstanta	$J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
S	Průtočný průřez	m^2
T	Teplota	$K, ^\circ C$
$T_{pož}$	Požadovaná teplota	$^\circ C$
V	Objem	m^3
V_{Ar}	Objem argonu	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
V_{CO_2}	Objem oxidu uhličitého	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
V_{N_2}	Objem dusíku	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
$V_{O_2\,min}$	Minimální spotřeba kyslíku	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
$V_{s_H_2O}$	Objem vodní páry ve spalinách	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
V_s^V	Objem vlhkých spalin	m_N^3
$V_s^S\,min$	Minimální množství suchých spalin	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$
$V_s^V\,min$	Minimální množství vlhkých spalin	$m_N^3/m_{N_ZP}^3$

V_{vz}^S	Objem suchého vzduchu	m_N^3
V_{vz}^V	Objem vlhkého vzduchu	m_N^3
$V_{vz,min}^S$	Minimální spotřeba suchého vzduchu	$m_N^3/m_{N,ZP}^3$
$V_{vz,min}^V$	Minimální spotřeba vlhkého vzduchu	$m_N^3/m_{N,ZP}^3$
V_{vz,H_2O}^V	Objem vodní páry	$m_N^3/m_{N,ZP}^3$
X	Koeficient navýšení průtoku zemního plynu	–
Y_z	Energetické ztráty	J/kg
$Y_{z,L}$	Délkové energetické ztráty	J/kg
$Y_{z,m}$	Místní energetické ztráty	J/kg
a	Rychlost vzduchu	m/s
c	Sutherlandova konstanta	–
f	Faktor zvýšení objemu suchého vzduchu	–
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
h	Výška	m
i	Složka	–
k	Drsnost potrubí	m
k_1	Koeficient lineární regrese	–
k_2	Koeficient lineární regrese	–
k_3	Koeficient lineární regrese	–
k_4	Koeficient lineární regrese	–
k_v	Ztrátový součinitel ventilu	–
m	Hmotnost	kg
n	Otáčky	min^{-1}
$n_{vz,inic}$	Inicializační otáčky dmyhadla vzduchu	min^{-1}
p	Tlak	Pa
p_{abs}	Absolutní tlak	Pa
p_b	Barometrický tlak	Pa
p_c	Celkový tlak	Pa
p_d	Dynamický tlak	Pa
p_s	Statický tlak	Pa
p_{vz}	Tlak vzduchu	Pa
p_z	Tlaková ztráta	Pa
p''	Tlak sytých par	Pa
r	Měrná plynová konstanta	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r_s	Střední poloměr zakřivení kolene	m
t	Čas	s
t_{vz}	Teplota vzduchu	$^{\circ}C$
v	Rychlost tekutiny	m/s
v_m	Měrný objem	m^3/kg
z	Kompresibilní faktor	–
$\Delta p_{Dmyhadla}$	Tlaková diference mezi vstupem a výstupem dmyhadla	Pa
α	Přebytek okysličovadla	–
δ	Úhel zúžení potrubí	$^{\circ}$
φ	Relativní vlhkost vzduchu	$\%$
η	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$

η_0	Dynamická viskozita při normálních fyz. podmínkách	$Pa \cdot s$
κ	Poissonova konstanta	—
λ	Koeficient tření	—
ν	Kinematická viskozita	m^2/s
ξ	Ztrátový součinitel	—
π	Ludolfovo číslo	—
ρ	Hustota	kg/m^3
ρ_{vz}	Hustota vzduchu	kg/m^3
ρ_{zP}	Hustota zemního plynu	kg/m^3
ρ_s^V	Hustota spalin s přebytkem vzduchu	kg/m_N^3
$\rho_{s\ min}^V$	Stechiometrická hustota spalin	kg/m_N^3
σ_a	Amplituda napětí	MPa
σ_c	Mez únavy	MPa
σ_d	Dolní napětí	MPa
σ_h	Horní napětí	MPa
σ_m	Střední napětí	MPa
σ_{Nc}	Časovaná mez únavy	MPa
φ	Relativní vlhkost vzduchu	%
ω_{CO}	Objemová koncentrace oxidu uhelnatého	—
ω_{CO_2}	Objemová koncentrace oxidu uhličitého	—
$\omega_{C_xH_y}$	Objemová koncentrace uhlovodíků	—
ω_{H_2}	Objemová koncentrace vodíku	—
ω_{O_2}	Objemová koncentrace kyslíku	—
ω_s	Objemová koncentrace složky ve spalinách	—
ω_{vz}^S	Objemová koncentrace složky suchého vzduchu	—
ω_{vz}^V	Objemová koncentrace složky vlhkého vzduchu	—
ω_{zP}	Objemová koncentrace složky zemního plynu	—

Seznam použitých zkratk

Ar	Argon
ČR	Česká republika
CCT	Cyklické korozní testy
CF	Faktor schody
CH₄	Methan
C₂H₆	Ethen
C₃H₈	Propan
C₄H₁₀	Butan
C₅H₁₂	Pentan
CO	Oxid uhelnatý
CO₂	Oxid uhličitý
FCC	Plošně centrovaná mřížka
FCI	Fluid Components International
HMI	Druh ovládacího panelu
H₂O	Voda, vodní pára
ITC	Institut testování a certifikace
MSA	Mezinárodní standartní atmosféra

<i>N₂</i>	Dusík
<i>O₂</i>	Kyslík
<i>PID</i>	Proporcionálně integračně derivační
<i>RDE</i>	Emise v běžném provozu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Schéma realizace testu úniku vzduchu, vlastní zpracování dle [4]	16
Obr. 1.2 Teplotní profil, vlastní zpracování dle [4]	17
Obr. 1.3 Schéma dynamického zatěžování [4]	17
Obr. 1.4 Profil dynamického zatížení dle [4]	18
Obr. 1.5 Wöhlerova Křivka [5]	19
Obr. 1.6 Experimentální křivky životnosti [6]	19
Obr. 1.7 Cyklické testování koroze [9].....	21
Obr. 2.1 Schéma zařízení pro testování součástí horkým plynem, vlastní zpracování dle [10]	24
Obr. 2.2 Popis testovacího zařízení, upraveno dle [10].....	24
Obr. 2.3 Přívod vzduchu do spalovací komory, upraveno dle [10].....	25
Obr. 2.4 Přívod plynu do spalovací komory, upraveno dle [10]	26
Obr. 2.5 Schéma kontrolní smyčky vlastní zpracování dle [10]	26
Obr. 2.6 Umístění hlavního termočlásku dle [10].....	27
Obr. 2.7 Zadání jednotlivých teplotních profilů na ovládacím panelu	30
Obr. 2.8 PID regulace upraveno dle [12].....	30
Obr. 2.9 Schéma regulace zařízení pro testování horkým plynem upraveno dle [10]	31
Obr. 3.1 Tlakové hladiny upraveno dle [14]	33
Obr. 5.1 Výkonové křivky dmyhadla SAP300 [31]	48
Obr. 5.2 Výkonové křivky v závislosti na otáčkách dmyhadla vzduchu SAP300	51
Obr. 5.3 Schéma větve okysličovadla	52
Obr. 5.4 Tlaková ztráta na filtru EUROPICLON, upraveno dle [33]	53
Obr. 5.5 Ztráta na filtru v případě zanesení, upraveno dle [33]	53
Obr. 5.6 Realizace zúžení vstupního a výstupního potrubí dmyhadla vzduchu SAP300 [10]	54
Obr. 5.7 Otevřená klapka chladicího okruhu.....	55
Obr. 5.8 Ztráty vtokem a výtokem, dle [34].....	56
Obr. 5.9 Kónické zúžení pro testování spon menších než 80 mm.....	57
Obr. 5.10 Návrh místa měření v přívodním potrubí	60
Obr. 5.11 Návrh místa měření průtoku vzduchu za dmyhadlem SAP300.....	60
Obr. 5.12 Princip měření rychlosti proudění pomocí Pitotovy trubice	62
Obr. 5.13 Pitotova trubice.....	62
Obr. 5.14 Kolenový průtokoměr [22].....	66
Obr. 5.15 Schéma pitot- statické soustavy	67
Obr. 6.1 Výkonová křivka dmyhadla SAH25 [39].....	69
Obr. 6.2 Výkonové křivky dmyhadla SAH25	72
Obr. 6.3 Schéma trati paliva	73
Obr. 6.4 Charakteristika trati plynu	76
Obr. 6.5 Tlakové výstupy proporcionálního ventilu, upraveno dle [41]	76
Obr. 6.6 Schéma zapojení snímačů tlaku	77
Obr. 6.7 Místo pro měření průtoku zemního plynu	79
Obr. 7.1 Závislost průtoku zemního plynu na teplotě	82
Obr. 7.2 Proložení dat polynomem 3. stupně	83
Obr. 8.1 Rozsah měření širokopásmové lambda sondy, upraveno dle [48]	85
Obr. 9.1 Algoritmus pro inicializační nastavení.....	89
Obr. 9.2 Inicializační hodnoty – výpočtový excel.....	90
Obr. 9.3 Navrhovaná smyčka pro omezení proporcionálního ventilu během testu	91
Obr. 9.4 Navrhovaná korekce otáček dmyhadla vzduchu po spuštění testu.....	91
Obr. 9.5 Rozhodnutí o teplotním cyklu	93

Obr. 9.6 Navrhovaná řídicí smyčka pro optimalizaci spalovacího procesu..... 94

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1.1 Srovnání norem EURO dle [2].....	14
Tabulka 3.1 Sutherlandovy konstanty pro vybrané plyny [17]	35
Tabulka 3.2 Vlastnosti vzduchu při normálních podmínkách dle [20] a [21].	36
Tabulka 4.1 Složení použitého zemního plynu [25].....	40
Tabulka 4.2 Složení suchého vzduchu dle mezinárodní atmosféry [27].....	41
Tabulka 4.3 Výpočet minimální spotřeby kyslíku dle (4.6)	42
Tabulka 4.4 Minimální objem vlhkého vzduchu při vzorových parametrech vzduchu	43
Tabulka 4.5 Výpočet množství spalin pro vzorové parametry	44
Tabulka 4.6 Hustoty produktů spalování při normálních fyzikálních podmínkách [30].....	45
Tabulka 5.1 Parametry dmyhadla vzduchu SAP300 [31]	47
Tabulka 5.2 Přepočet parametrů dmyhadla vzduchu SAP300 dle afinních vztahů.....	50
Tabulka 5.3 Jednotlivé uzly rozboru tlaků	52
Tabulka 5.4 Ztrátový součinitel vlivem kónického zúžení průřezu [34].....	54
Tabulka 5.5 Součinitel ψ pro výpočet ztráty kónickým rozšířením průřezu dle [34].....	54
Tabulka 5.6 Ztrátový součinitel pravoúhlým kolenem pro hydraulicky hladká a drsná potrubí[34].....	55
Tabulka 5.7 Ztrátový součinitel ostrým kolenem pro hydraulicky hladká a drsná potrubí [34]	55
Tabulka 5.8 Hodnoty ztrátových součinitelů na trati okysličovadla	57
Tabulka 5.9 Hodnoty tlaků v jednotlivých uzlech bez redukce výstupního průměru	58
Tabulka 5.10 Výpočet tlaku v jednotlivých uzlech vlivem redukce výstupního průměru ze spalovací komory.....	59
Tabulka 5.11 Srovnání diferenčních tlakoměrů [36].....	63
Tabulka 5.12 Srovnání parametrů teplotních anemometrů [36].....	65
Tabulka 5.13 Parametry snímače diference tlaku DPS 300 [38].....	66
Tabulka 6.1 Parametry dmyhadla SAH25 [31]	70
Tabulka 6.2 Parametry dmyhadla SAH25 – přepočet na zemní plyn.....	70
Tabulka 6.3 Přepočtené parametry dmyhadla plynu SAH25 dle afinních vztahů.....	71
Tabulka 6.4 Měřené hodnoty - Kontrolní test 2	73
Tabulka 6.5 Vypočtený průtok – Kontrolní test 2	74
Tabulka 6.6 Ztrátový součinitel na trati plynu	75
Tabulka 6.7 Podmínky provozu průtokoměru	80
Tabulka 7.1 Parametry kontrolního testu 1	82
Tabulka 8.1 Měřicí rozsahy analyzátoru spalin Testo 300 [36]	84
Tabulka 8.2 Parametry lambda sondy BOSCH LSU 4.9	85
Tabulka 9.1 Parametry k doplnění na HMI panel	88
Tabulka 9.2 Příklad poklesu teoretické teploty spalin po ustálení průtoku zemního plynu.....	92

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – DP_Babicek_Priloha1.xlsm