



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZKUŠEBNÍ STAV PRO ZKOUŠENÍ CHLADIČŮ

TITLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ONDŘEJ KLEGER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Kleger

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Zkušební stav pro zkoušení chladičů

v anglickém jazyce:

Cooler Test Bench

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh zkušebního zařízení pro měření tepelných vlastností (přestup tepla v závislosti na střední průtočné rychlosti) a průtokových vlastností (závislost průtokového odporu na průtočném množství) u různého provedení motorových chladičů typu vzduch/kapalina.

Základní parametry zkušebního stavu:

1. Max. plocha motorového chladiče 900 x 600 mm
2. Max. průtočné množství chladicího vzduchu 4000 dm³/s
3. Max. průtočné množství chladicí kapaliny (voda + glykol) 2,5 dm³/s
4. Max. teplota chladicí kapaliny na vstupu do chladiče 130 °C
5. Max. elektrický příkon zkušebního stavu 20 kW

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte návrh vzduchové cesty včetně
 - usměrnění vzduchového toku
 - měření objemového průtoku vzduchu
 - měření teplot a tlaku vzduchu na vstupu a výstupu chladiče
2. Navrhněte vodní cestu včetně
 - zásobníku vody s topným tělesem
 - ruční regulace a měření průtoku vody
 - měření teploty vody na vstupu a výstupu z chladiče
 - stabilizace teploty vody
3. Navrhněte algoritmus pro určení tepelné účinnosti chladičů.
4. Navrhněte grafický standard pro zobrazení tepelné účinnosti chladiče.
5. Zhodnoťte navržené zkušební zařízení a vyslovte se k možnostem jeho použití.

Seznam odborné literatury:

- [1] PAVELEK M. a kolektiv, Termomechanika, CERM, s.r.o., Brno, 2003
- [2] JÍCHA, M. Přenos tepla a látky, CERM, s.r.o., Brno, 2001
- [3] Pro/ENGINEER Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2011, poslední revize 27.9.2011. Dostupné z: <http://www.ptc.com/community/landing/wf5.htm>
- [4] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 24.10.2011





prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Emisní limity a ekonomická situace tlačí přes kupující sílu výrobce automobilu k tvorbě úspornějších vozidel. Jedním z prvků jenž může nepřímo snížit např. spotřebu paliva je chladič spalovacího agregátu. Konstrukce tohoto aparátu není jednoduchá a simulace jeho schopností potřebuje odezvu také při reálném měření. Měřicí stav na chladiče může přispět ke snadnějšímu výběru, případně návrhu chladicího systému dopravního prostředku.

KLÍČOVÁ SLOVA

chladič, zkušební stolice, automobil, spotřeba paliva

ABSTRACT

Emission limits and economic situation pressure automobile manufacturer, over the prospective buyer, to production more economy car. One of the elements which may indirectly reduce for example fuel consumption is automobile radiator. Construction of these accessories isn't simple and simulation its characteristics need inspection in real measurements. Test bench for automobile radiator can help to easily choice and the project cooling system of the vehicles.

KEYWORDS

automobile radiator, test bench, car, fuel consumption



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLEGER, O. *Zkušební stav pro zkoušení chladičů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2012

.....



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlu Ramíkovi za metodické vedení, rady a připomínky při vlastním zpracování absolventské práce. Děkuji také Ing. Michalu Smejkalovi za odborné praktické rady a poskytnutí zázemí pro vypracování diplomové práce. Dále děkuji své přítelkyni a rodičům za podporu a toleranci během studia.



OBSAH

ÚVOD	9
1 CHLAZENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ	10
1.1 PŘÍKON CHLAZENÍ	10
1.2 DRUHY CHLAZENÍ	11
1.2.1 PŘÍMÉ CHLAZENÍ	11
1.2.2 NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ	12
1.2.3 PRVKY KAPALINOVÉHO NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ	14
2 ANALÝZA CHLAZENÍ V MAKETĚ PŘÍDĚ VOZU	18
2.1 ZJEDNODUŠENÝ MODEL VOZIDLA	19
2.2 PROVEDENÉ EXPERIMENTY	19
2.2.1 MĚŘENÍ RYCHLOSTI PROUDĚNÍ LASEREM LDV	19
2.2.2 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ POMOCÍ PIV	19
2.2.3 TEPELNÁ MĚŘENÍ	20
2.3 VYBRANÉ VÝSLEDKY MĚŘENÍ	21
2.3.1 MĚŘENÍ TEPLoty A PROUDĚNÍ V ROVINĚ XZ	21
2.3.2 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ V DALŠÍCH POLOHÁCH ROVINY XZ	22
2.3.3 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ ZA CHLADIČEM V ROVINĚ YZ	22
2.3.4 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ ZA CHLADIČEM V ROVINĚ YZ PŘI ZMĚNĚ POLOHY BLOKU MOTORU	23
3 NÁVRH VZDUCHOVÉ CESTY	25
3.1 ZDROJ VZDUCHU	25
3.1.1 VÝBĚR VENTILÁTORU	25
3.1.2 SMĚŠOVAČ	26
3.2 KOLONA MĚŘENÍ OBJEMOVÉHO PRŮTOKU VZDUCHU	27
3.2.1 NÁVRH MĚŘÍCÍ KOLONY	27
3.2.2 KALIBRACE MĚŘÍCÍ KOLONY	29
3.3 USMĚRNĚNÍ VZDUCHOVÉHO TOKU	32
4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU	34
4.1 PRVKY HYDRAULICKÉHO OKRUHU	35
4.2 STANOVENÍ HYDRAULICKÝCH ODPORŮ	41
4.2.1 ZTRÁTY TŘENÍM PO DÉLCE	41
4.2.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY	42
4.2.3 CELKOVÝ TLAKOVÝ SPÁD V OKRUHU	44
5 STANOVENÍ PARAMETRŮ CHLADIČE Z MĚŘENÝCH HODNOT	46
5.1 TEPELNÝ VÝKON CHLADIČE	46
5.2 TLAKOVÁ ZTRÁTA	48
5.3 PŘIBLIŽNÁ RYCHLOST VOZU	49
5.4 TEPLOTNÍ ROZLOŽENÍ NA CHLADIČI	49



6	<u>NÁVRH INTERPRETACE VÝSLEDKŮ</u>	<u>51</u>
6.1	METODIKA MĚŘENÍ TEPELNÝCH VLASTNOSTÍ A TLAKOVÉHO SPÁDU	51
6.2	VÝPOČETNÍ APLIKACE	52
7	<u>PROVEDENÝ EXPERIMENT</u>	<u>54</u>
7.1	POČÁTEČNÍ PODMÍNKY	54
7.2	MĚŘENÍ TEPELNÉHO VÝKONU CHLADIČE A TLAKOVÉHO SPÁDU	56
7.3	MĚŘENÍ TEPLOTNÍHO POLE	60
8	<u>FINANČNÍ OHODNOCENÍ</u>	<u>61</u>
8.1	VÝČET POLOŽEK	61
	<u>ZÁVĚR</u>	<u>63</u>
	<u>POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE</u>	<u>65</u>
	<u>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</u>	<u>66</u>
	<u>SEZNAM PŘÍLOH</u>	<u>68</u>



Úvod

Automobily jsou v současnosti nedílnou součástí moderní domácnosti. Každá rodina v našich poměrech vlastní minimálně jeden vůz a tak tento stroj nemalou měrou promlouvá do finanční stránky rozpočtu domova. Neustále se zdrazující ceny pohonných hmot, nestabilní ekonomická situace v eurozóně apod. tlačí uživatele k nákupu úspornějších dopravních prostředků.

Výrobci vozidel se spalovacími motory se pod tlakem těchto aspektů, včetně evropských emisních požadavků, snaží do své nabídky umístit i automobily s nižšími provozními náklady (např. v dnešní době aktuální „downsizing“, jenž může být do určité míry kontraproduktivní). Neustálý vývoj spalovacích motorů s užitím moderní elektroniky, nových materiálů i poznatků přináší motory s větší účinností. Další navazující možností snížení spotřeby vozu je urychlení náběhu motoru na provozní teplotu, což je s účinnějšími spalovacími procesy v rozporu. Tento problém lze u vodou chlazených jednotek částečně eliminovat tepelnými výměníky ve výfukovém potrubí (tzv. EHRS), které využívají vysokou teplotu výfukových plynů k ohřevu chladicí kapaliny v režimu zahřívání. Taktéž můžeme použít inteligentní aeromechaniku, jenž bude řídit množství chladicího vzduchu vstupujícího do automobilu v závislosti na teplotě agregátu. Tato technologie zároveň může snížit čelní odpor vozidla (součinitel aerodynamického odporu) a tím přispět k další úspoře paliva. Zmenšením plochy chladiče (případně jeho těsnější zástavbou) tedy můžeme dosáhnout celistvějšího vzhledu přední části automobilu (což ocení nejen inženýři z designu, ale také z podvozkové divize) a tím i menšího aerodynamického výkonu vozu nutného pro překonání odporu vzduchu.

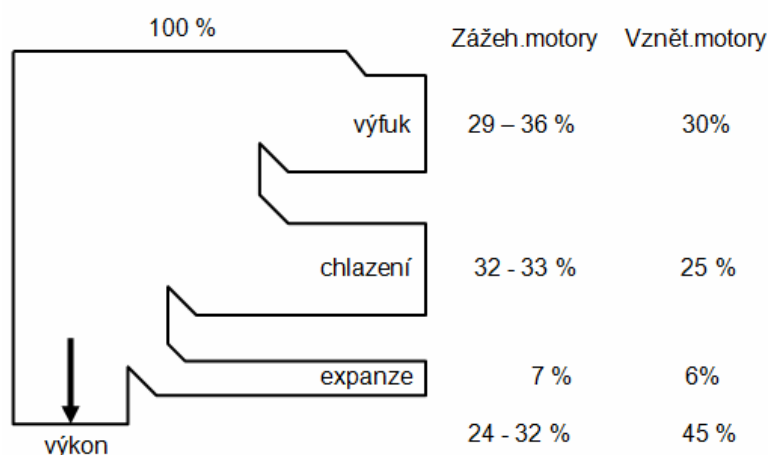
Chladič menších rozměrů však musí uchladiť automobil i v nejnepríznivějších, třeba i exotických podmínkách provozu, které nastávají například v horkých letních dnech při popojíždění v koloně. Drobnější výměník bude určitě také lehčí a případně výrobně méně nákladný. Atributy chladiče však nezávisí pouze na jeho rozměrech, ale také na návrhu jeho uspořádání, povrchu apod. Samotná konstrukce chladiče je tedy velice důležitá a k tomu, abychom posoudili jeho vlastnosti bychom měli mít měřicí aparaturu, jenž dokáže výkon chladiče přesně popsat. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl zapracovat na výrobě měřicího stavu pro chladiče typu voda/vzduch u osobních automobilů.

1 CHLAZENÍ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Správná funkce spalovacího motoru závisí mimo jiné na zajištění odpovídající provozní teplotě. Udržování této teploty zajišťuje chladicí systém vozidla, který odvádí přebytečné teplo ze stěn válců, pístu, spalovacího prostoru, hlavy motoru, ložisek a předává jej okolnímu prostředí. V dnešní době nejčastěji pomocí kapaliny a výměníků tepla.[1]

Chlazení automobilů musí být regulovatelné, jelikož vysoká teplota zvyšuje namáhání motoru, jeho ekonomičnost a může vést k havárii. Naopak nízká teplota vede k podstatnému opotřebovávání především pístové skupiny. V několika vědeckých experimentech bylo dokázáno, že jeden studený start způsobí motoru opotřebení jako 20 km při provozní teplotě.

Nezávisle na způsobu chlazení je nutné do okolí předat cca 30 % výkonu ve formě tepla, které jsme získali spalováním paliva. Vznětové motory vyzařují do okolí méně tepla než benzínové. Celkové teplo, které je schopno palivo odevzdat do systému, se ve spalovacím motoru rozdělí na teplo efektivní, teplo odvedené chlazením, výfukem, nedokonalým spalováním, olejem a ostatní (sálání, mechanické ztráty). Tepelnou bilanci motoru znázorňuje tzv. Sankeyův diagram (Obr. 1). [1]



Obr. 1 - Sankeyův diagram tepelné bilance spalovacího motoru

1.1 PŘÍKON CHLAZENÍ

Ventilátory chlazení jsou charakteristické tím, že množství vzduchu, které jimi projde, roste lineárně s otáčkami, kdežto tlak vzduchu roste s druhou mocninou otáček a příkon ventilátoru dokonce se třetí mocninou. Tato vlastnost ventilátorů není výhodná, neboť při dvounásobných otáčkách motoru je příkon ventilátoru až osmkrát větší. Přitom není třeba odvádět při dvounásobných otáčkách motoru dvounásobné teplo. Tato informace vyplývá z toho, že přestup tepla ze stěn válce je závislý na ploše válce, teplotním rozdílu pracovního plynu a stěny válce a součiniteli povrchového přestupu tepla.[2]

$$Q = S \cdot \Delta t \cdot \alpha \quad [2], \quad (1)$$

kde S je plocha, Δt je teplotní rozdíl a α je součinitel povrchového přestupu tepla.

Se stoupajícími otáčkami motoru klesá množství tepla odvedeného chlazením, však stoupá teplota spalin. S rostoucími otáčkami rostou také třecí ztráty a tudíž i třecí teplo. Přírůstek tepla vzniklý třením je však menší než úbytek tepla hořením a proto celkové odvedené teplo nevzrůstá lineárně s otáčkami motoru. Dle tohoto schématu můžeme snižovat otáčky ventilátoru, což je však prostřednictvím mechanického převodu obtížné. [2]

Teplo z chladicího média přechází přes stěny chladiče do proudícího vzduchu, který se tak otepluje. Oteplení vzduchu je nejvyšší na vstupu do chladiče, kde je největší teplotní spád. Z hlediska odvodu tepla je tedy výhodnější používat chladiče o menší hloubce, ale větší čelní ploše. Potřebný tlak vzduchu ventilátoru však zůstane stejný. Sledujeme především množství odvedeného tepla chladícím vzduchem, který odvede tím víc tepla, čím více se ohřeje. [2]

$$P = \dot{m}_{mV} \cdot \Delta t \cdot c_V \quad [2], \quad (2)$$

kde $\dot{m}_{mV}$ je hmotnostní průtok vzduchu a c_V je měrné teplo vzduchu.

Příkon pro chlazení je dán množstvím chladicího vzduchu a tlakem. Při užití náporového chlazení je odběr tlaku spojen se zvýšením součinitele aerodynamického odporu a tedy spotřebuje část výkonu motoru, stejně jako příkon ventilátoru chlazení. Nejvýhodnější z hlediska minimálního příkonu chlazení by bylo chlazení pomocí vnějšího pláště vozidla (karoserie), což je však v praxi obtížně realizovatelné. [2]

1.2 DRUHY CHLAZENÍ

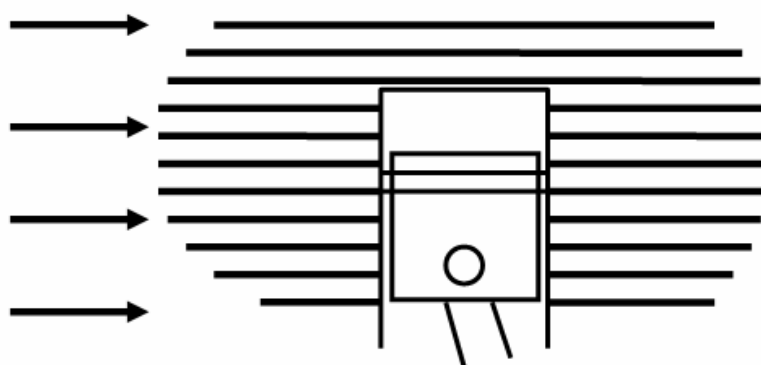
1.2.1 PŘÍMÉ CHLAZENÍ

Odvod tepla je zprostředkován přímo ze stěn motoru chladícím vzduchu. Aby byl ochlazovaný povrch co největší, bývají agregáty opatřeny žebrováním. Tento způsob chlazení používají především motocyklové a letecké motory.

Značnou výhodou je jednoduchost provedení, větší spolehlivost, rychlejší ohřev na provozní teplotu a většinou nižší hmotnost. Nevýhodou jsou větší rozměry motoru, vyšší úroveň hluku a vyšší provozní teploty, jenž kladou vysoké nároky na použité materiály. [1]

Přímé chlazení dělíme na chlazení náporové a nucené.

NÁPOROVÉ CHLAZENÍ

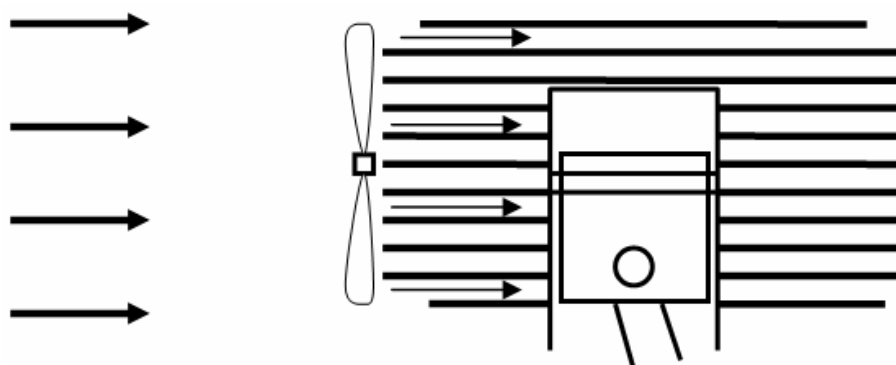


Obr. 2 - schéma přímého náporového chlazení

Náporové chlazení (Obr. 2) využívá k pohybu vzduchu přes chladicí žebra přímo rychlosti pohybu vozidla. Používá se především u motocyklů. Tento způsob chlazení je velice jednoduchý, spolehlivý a téměř bezúdržbový. Nevýhodou jsou velké tepelné výkyvy především při pomalé jízdě do kopce, či naopak rychlé jízdě z kopce s nezatíženým motorem. U dvoudobých motoru se vlivem prohřátí celé skříně motoru může snížit jeho plnicí účinnost.

U některých motorů se můžeme setkat s kombinovaným chlazením, kde válce motoru jsou chlazeny náporově vzduchem a hlava poté kapalinou, nejčastěji olejem.[1]

NUCENÉ CHLAZENÍ



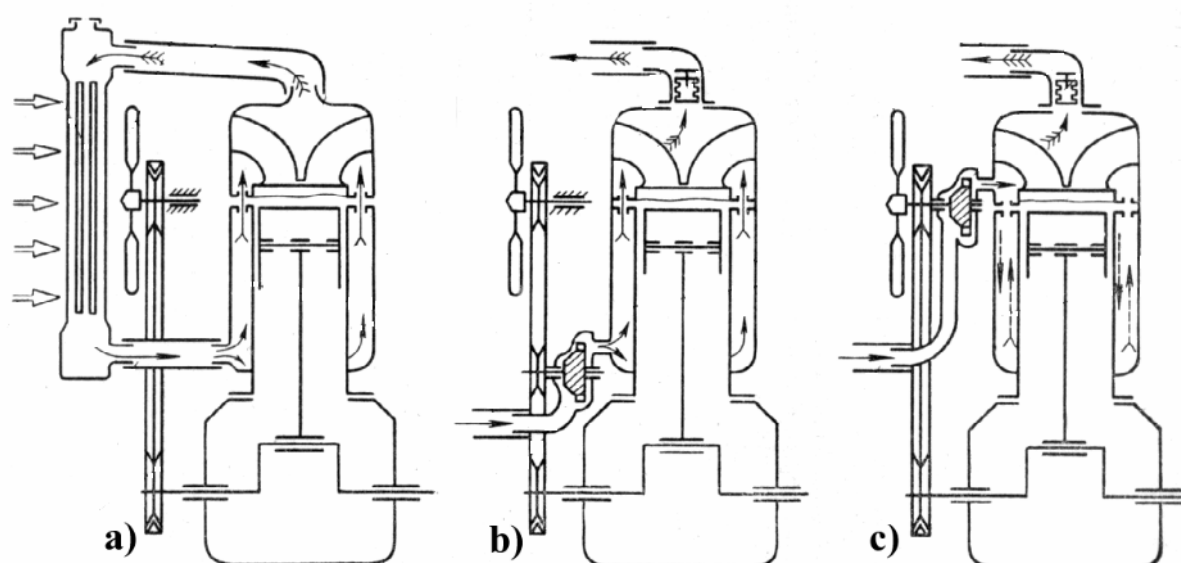
Obr. 3 – schéma přímého nuceného chlazení

Nucené chlazení (Obr. 3) aplikuje ventilátor jako zdroj proudu vzduchu a je tak nezávislé na pojezdové rychlosti. Užívají se ventilátory radiální a pro větší průtočné množství ventilátory axiální. Vůči náporovému chlazení tedy ztrácíme efektivní výkon motoru pohonem ventilátoru, proto je nutné řídit tepelný stav agregátu průtočným množstvím vzduchu. Toto množství můžeme ztrátově řídit škrcením na vstupu nebo výstupu z ventilátoru nebo motoru. Ekonomičtější je však řízení otáček ventilátoru nebo natáčením jeho lopatek, jenž je však konstrukčně velice složité. Otáčky ventilátoru můžeme řídit pomocí elektromagnetických, hydraulických nebo viskózních spojek, případně užitím elektromotoru, jenž však díky svým malým výkonům je vhodný pouze maximálně pro osobní automobily.[1]

1.2.2 NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ

Odvod tepla z motoru je řešen prostřednictvím nemrznoucí směsi s destilovanou kapalinou, která dále předává teplo v tepelných výměnících okolnímu vzduchu. Výhodou tohoto druhu chlazení je větší účinnost, díky čemuž se sníží teplota dílů motoru, které pak nejsou tolik namáhány a mohou být vyrobeny z levnějších materiálů. Chladnější stěny pohonné jednotky také zvyšují plnicí účinnost motoru, čímž dosahujeme větších objemových výkonů. Další výhodou je také možnost využití chladicí kapaliny pro ohřev prostoru pro posádku a jako tlumicího média jenž snižuje vibrace a tedy i hluk. Nevýhodou je především větší složitost systému a možnost úniku chladicí kapaliny.[1]

Nepřímé chlazení dělíme na termosifonové, s nuceným oběhem, dnes nejpoužívanější kombinované a ojedinělé odpařovací. Schématický náčrtek jednotlivých druhů nepřímého chlazení zobrazuje Obr. 4.



Obr. 4 - schématické zobrazení nepřímých druhů chlazení: a) termosifonové, b) s nuceným oběhem, c) kombinované [1]

TERMOSIFONOVÉ (GRAVITAČNÍ) CHLAZENÍ

Chlazení je zabezpečeno samočinnou cirkulací kapaliny díky rozdílu měrné hmotnosti teplého a studeného chladicího média. Chladicí kapalina vstupuje z chladiče do motoru v jeho nejnižší části kde jej ochlazuje, stoupá vzhůru, ohřívá se a vrací zpět do tepelného výměníku. Tento způsob chlazení se v současnosti používá jen zřídka.

Pro dosažení intenzivní cirkulace kapaliny je nutný velký tepelný spád (z tohoto důvodu jsou vozidla s tímto systémem vybaveny vysokými chladiči) jenž může dosahovat až 25 °C. Průtočné průřezy v celém chladicím okruhu musí být z důvodu nižších rychlostí proudící kapaliny veliké, což vede k velkému množství média, které značně prodlužuje ohřev motoru na provozní teplotu. [1]

CHLAZENÍ S NUCENÝM OBĚHEM

Cirkulace kapaliny v okruhu je zabezpečena použitím čerpadla (nejčastěji poháněného od klikového hřídele). Na rozdíl od termosifonového způsobu není zapotřebí vysokého chladiče ani takové velké množství chladicího média, jenž s termostatem podstatně urychluje ohřev motoru. Tepelný spád kolem 10 °C. Termostat rozděluje chladicí okruh na velký a malý a společně s řízeným ventilátorem poté udržují teplotu kapaliny na požadované hodnotě.[1]

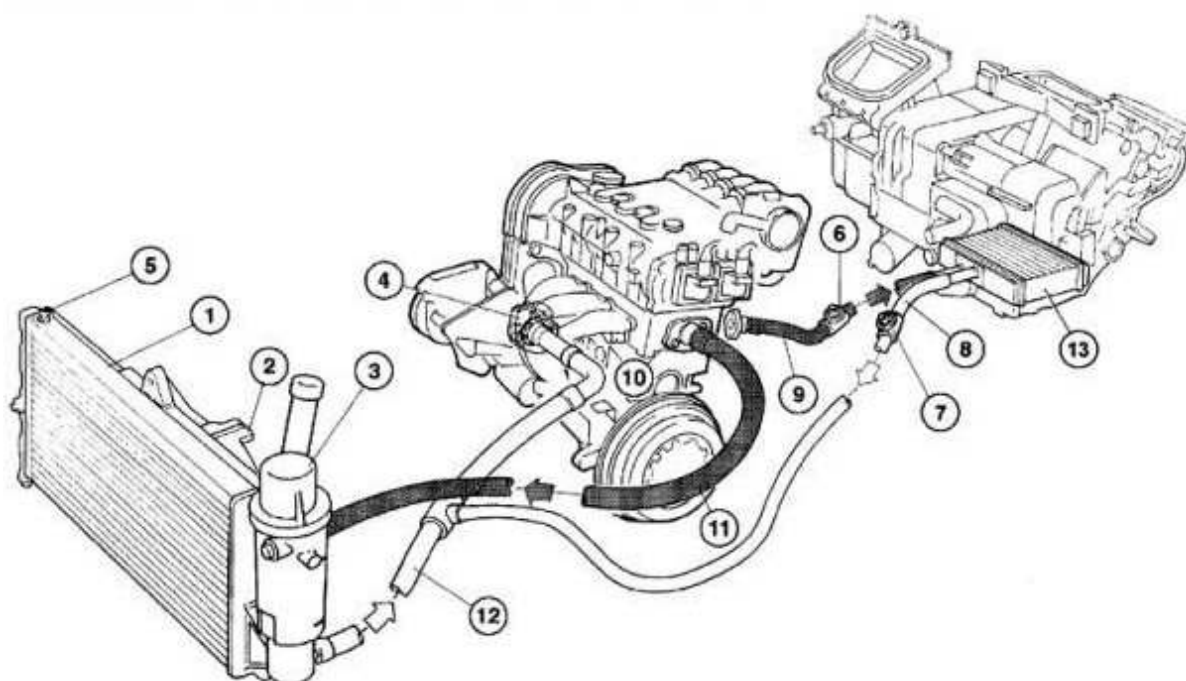
CHLAZENÍ KOMBINOVANÉ

Jak již název napovídá je tento způsob kombinací chlazení termosifonového a nuceného. Části motoru s nejvyšším vývinem tepla jsou chlazeny nuceným oběhem – kapalina je k nim přiváděna přímo z chladiče pomocí čerpadla (hlava motoru, oblast prvního pístního kroužku). Naopak části, kterým není nutno intenzivně odebírat teplo, jsou chlazeny termosifonovým efektem (válce motoru). Ve skutečnosti při běhu motoru zde pouze gravitační chlazení nepracuje, vždy je kapalina alespoň částečně nuceně poháněna (poměr

průtoku média v hlavě ku průtoku kolem válců je 7:3). Výlučně termosifonového oběhu kapaliny je použito po odstavení motoru, kdy pomáhá chladit motor i při nefunkčním čerpadle (čerpadlo je konstrukčně navrženo tak, aby umožnilo samovolný průtok kapaliny – odstředivé čerpadlo).

1.2.3 PRVKY KAPALINOVÉHO NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ

Chladicí soustava automobilu se skládá z několika důležitých komponent. U vozidla, jenž využívá vytápění interiéru pomocí chladicí kapaliny, je tento systém navíc doplněn o tepelný výměník ve ventilaci. Chladicí kapalina taktéž u vozidel s nepřímým vstřikováním, případně s karburátorem, vyhřívá sací potrubí (opatření pro snížení kondenzace paliva). Náčrtek hlavních komponent chlazení motoru je zobrazen na Obr. 5.



Obr. 5 – schéma chlazení vozidlového motoru s nepřímým chlazením: 1-chladič, 2-ventilátor, 3-expanzní nádrž, 4-čerpadlo, 5,6,7-odvzdušňovací zátky, 8-potrubí přepadu z výměníku topení, 9-potrubí přívodu chlad. kapaliny do výměníku topení, 10-termostat, 11-potrubí vedení chlad. kapaliny do chladiče, 12-potrubí vedení chlad. kapaliny z chladiče do motoru, 13-výměník topení [3]

ČERPADLO CHLADICÍ KAPALINY

Čerpadlo zabezpečuje dostatečný průtok chladicí kapaliny kolem bloku válců a v hlavě motoru. Jak jsem již dříve uváděl, používají se výhradně čerpadla odstředivá, jejichž vůle mezi oběžným kolem a skříní jsou důležité pro termosifonový způsob chlazení při odstavení motoru. Oběžné kolo se dnes vyrábí z plastu, jehož výhodou je cena, hladké stěny a vysoká přesnost výroby. Čerpadlo je poháněno přímo od klikového hřídele, často společně s alternátorem, případně kompresorem klimatizace pomocí klínového řemene. Při opravě rozvodů se důrazně doporučuje vyměňovat i toto čerpadlo chladicí kapaliny, jenž nemusí napětí nového řemene vydržet.[1]

VENTILÁTOR

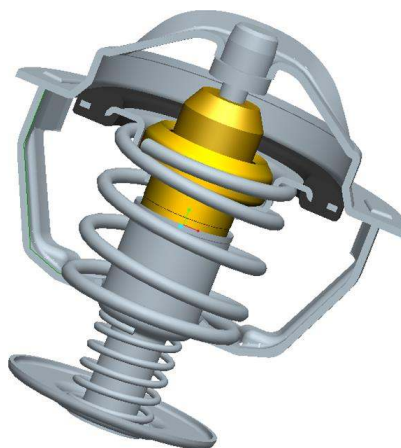
Ventilátor slouží k nucenému protlačování chladicího vzduchu přes chladič (výměník voda-vzduch). Je zapotřebí především při nižších rychlostech, kdy nestačí náporový vzduch, větším zatížení vozu a nepříznivým teplotních podmínkách (horké letní dny). Ventilátoru chlazení využívá také klimatizace, jenž zajišťuje dostatečný výkon klimakondenzátoru (klimakondenzátor bývá často umístěn před motorovým chladičem). Pohon ventilátoru je proveden u méně výkonných vozidel prostřednictvím elektromotorů (přímo integrovaných ve vrtuli), vysoce výkonná vozidla, případně nákladní automobily pohání ventilátor přímo od klikového hřídele přes jeden a více klínových řemenů. Pro plné využití plochy chladiče bývají vozidla vybaveny dvěma ventilátory, často rozdílných průměrů, které jsou společně umístěny na usměrňovacím krytu (sahara) - Obr. 6. Otáčky ventilátoru je nutné řídit, jelikož většinu provozních režimů uchladí motor užitím náporového vzduchu a ventilátor by tak jen snižoval efektivní výkon motoru.



Obr. 6 - dva ventilátory chladiče moderního motoru se saharou (Škoda Yeti, 1,6l 77 kW TDI)

TERMOSTAT

Termostat (Obr. 7) je důležitou komponentou chladicího okruhu vozidla, který ovlivňuje značnou měrou jeho spotřebu paliva. Jedná se o automatický ventil řídící v závislosti na teplotě otevření/uzavření velkého okruhu. Zabezpečuje rychlý ohřev motoru na provozní teplotu a snižuje její kolísání. V minulosti se používali termostaty kapalinové, které z důvodu nespolehlivosti nahradily termostaty s tuhou náplní (voskové). Termostat začíná otevírat velký okruh již při cca 70 °C, plně otevřen je asi při 95 °C (záleží na výrobci). Pro dokonalé odvětrání je talířek ventilu obtokového okruhu vybaven malým otvorem s jednostranným nýt看.



Obr. 7 - voskový termostat [4]

PŘETLAKOVÁ ZÁTKA

Kapalinové chlazení je uzavřené – chladicí médium je odděleno od okolního prostředí. Přetlaková zátka uzavírá chladicí systém a vytváří v systému přetlak, který zvyšuje bod varu kapaliny (přetlak 1 bar zvýší bod varu vody na 120 °C). Omezí se tak tvorba parních bublin a vzroste výkon chlazení díky většímu tepelnému spádu na chladiči. Přetlaková zátka je vybavena i podtlakovým ventilem, který zabezpečuje vyrovnávání tlaků při chladnutí motoru. U dnešních motorů jsou tyto zátky umístěny na expanzní nádobě chladicí kapaliny.

TEPELNÝ VÝMĚNÍK (CHLADIČ)

Tepelný výměník je zařízení, ve kterém se objevuje proces přenosu tepla mezi dvěma tekutinami o různých teplotách a většinou oddělených pevnou stěnou. Jsou klasifikovány dle smyslu proudění a konstrukce. Dle charakteru se dělí na uspořádání „soproud“ (tekutiny proudí ve stejném směru), „protiproud“ (tekutiny proudí každá v opačném směru) a „příčný proud“ (tekutiny proudí kolmo na sebe). Dle konstrukce můžeme dělit chladiče na spoustu uspořádání, například plášťový výměník. Uvnitř pláště chladiče se nachází soustava trubek, různého uspořádání, průchodů, ohnutí a příček, které zvyšují součinitel přestupu tepla tekutiny. Dalším známým výměníkem je tzv. kompaktní (nejčastěji používané v automobilech). Vyznačují se velmi velkou teplosměnnou plochou na jednotku objemu výměníku ($>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Jsou specifické hustou sítí trubek různých průřezů, na které jsou často pájeny žebra pro zvýšení teplosměnné plochy. [5]

U vodou chlazených motorů se tedy jedná se o výměník voda / vzduch – odebírá teplo kapalině a předává jej proudícímu vzduchu. Je složen z chladicí mříže, vstupní a výstupní komory. Každá komora je na jedné straně a kapalina tak protéká celou mříží. U moderních vozidel je pro zvýšení účinnosti chladiče komora na jedné straně rozdělena na dvě (vstupní a výstupní) a chladicí médium tak musí projít chladicí mříží dvakrát.

V chladicí soustavě vozidla může být umístěno několik výměníku tepla, např. již dříve zmíněný klimakondenzátor, chladič stlačeného vzduchu (intercooler), výměník voda/olej (který slouží rovněž k rychlejšímu ohřevu oleje), apod. Jednotlivé chladiče jsou



často sdružovány do společných konstrukčních celků (např. trojpaket) pro snadnější de/montáže. (Obr. 8)

Nejdůležitějším prvkem chladiče je chladicí mřížka, která zajišťuje největší výměnu tepla. Během automobilové historie bylo vyvinuto několik variant jejího provedení. Voštiny chladiče měli tvar včelích pláství, vlnek atd. Dnes se používají mřížky s trubičkami eliptického průřezu (pro snížení aerodynamického průřezu) s naletovanými (nalisovanými) hliníkovými lamelami, které zvyšují teplosměnnou plochu.

Za provozu mohou při teplotách, ve kterých ještě nedochází k varu vznikat v kapalině páry, které narušují cirkulaci kapaliny. Taktéž se z chladicí kapaliny vylučuje pohlcený vzduch. Odstranění těchto problémů je možné následujícími způsoby:

- vytvořením volného objemu v horní části chladiče – užívá se u větších vznětových motorů,
- použitím plně uzavřených přetlakových systémů (přetlak až 2 bary),
- použitím expanzní nádoby – dnes nejčastější,
 - nádobka má cca 30 % objemu celého chladicího systému
 - slouží také k doplňování chladicí kapaliny
 - je vybavena přetlakovým/podtlakovým ventilem. [1]



Obr. 8 - trojpaket chladičů z vozu Škoda Yeti 1,6l 77 kW TDI

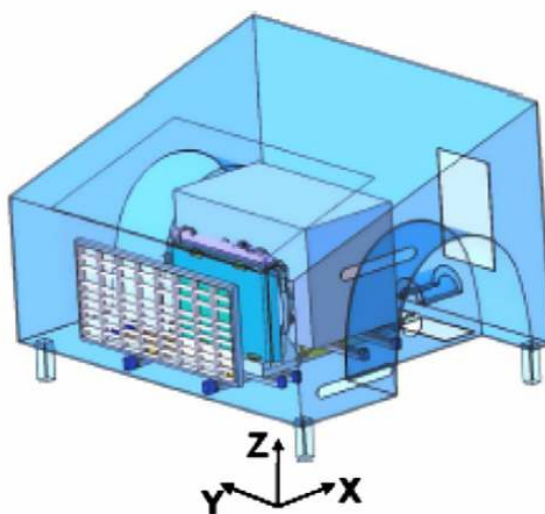
2 ANALÝZA CHLAZENÍ V MAKETĚ PŘÍDĚ VOZU

Tyto výzkumy vznikly pro optimalizaci chlazení vozidla s funkčními ventilátory, jejichž inteligentním řízením lze dosáhnout úspory paliva. Měření byla provedena na zjednodušeném modelu karoserie založeném na skutečných rozměrech jak přední části vozu, tak i bloku motoru. Rychlosti proudění byly zjišťovány 3D částicovými snímači (PIV), laserovými Dopplerovými snímači (LDV) a teploty termočlánky. Měření bylo provedeno při různých otáčkách ventilátoru, geometriích chladiče a průtoku chladicí kapaliny. Výsledkem experimentu mělo být snížení energie dodané do ventilátorů a vodních pump, která snižuje efektivní výkon motoru. Práce byly provedeny pod vedením inženýra Mahmouda Khaleda a jeho kolegů. [6]

Modul chlazení v automobilu je složen ze samotného chladiče a jednoho, nebo dvou ventilátorů, jenž pomáhají protlačovat vzduch přes výměníky pro optimální chlazení za jakýchkoliv provozních podmínek. Hlavním trendem je snižování hmotnosti, zmenšování objemu při udržení, či dokonce zvýšení účinnosti chladiče. [6]

Několik studií prokázalo, že vlastnosti chladičů závisí v podstatné míře na jejich geometrických parametrech a provozních podmínkách (teploty a průtoky chladicí kapaliny a chladicího vzduchu). Téměř stranou však zůstaly experimenty, které zohledňovali zástavbu chladiče přímo ve vozidle. [6]

Dále jsou prováděny výzkumy samotných ventilátorů, které se však zaměřují pouze na jejich průtoky a tlaky, případně na geometrii usměrňovacích lopatek. V reálných vozidlech jsou tyto zkoušky vzhledem k minimu místa v motorovém prostoru velice omezené (je například obtížné použít sondy PIV). Jedním z možných řešení je experimentální sestavení modelu přídě vozidla, do kterého můžeme chtěná měřidla rovnou integrovat (Obr. 9). Výhodou tohoto uspořádání je, že lze sledovat ovlivnění vlastností chladiče blokem motoru. Jednotlivé komponenty byly v aparátu situovány tak, aby bylo možné měnit jejich polohu a simulovat tedy uspořádání motorových dílů více druhů vozidel. [6]



Obr. 9 - počítačový model makety přední části vozu s chladičem a jednoduchým tvarem bloku motoru [6]

2.1 ZJEDNODUŠENÝ MODEL VOZIDLA

Model vozidla je zjednodušený, však plně odpovídá rozměrům přídě skutečného vozidla, konkrétně Peugeot 207. Rozměry přední části jsou stejné jako u automobilu v reálu. Model je široký 1,7 m, dlouhý 1,3 m a jeho výška se pohybuje od 0,6 do 1 m (nakloněná rovina). Návrh obsahuje skutečný chladicí modul (chladič kapaliny, klimakondenzátor a ventilátory na sahaře) a model bloku motoru. Blok motoru lze přesouvat v osách X a Y. Přívod vzduchu do modelu je skrze plochou flexibilní mřížku. [6]

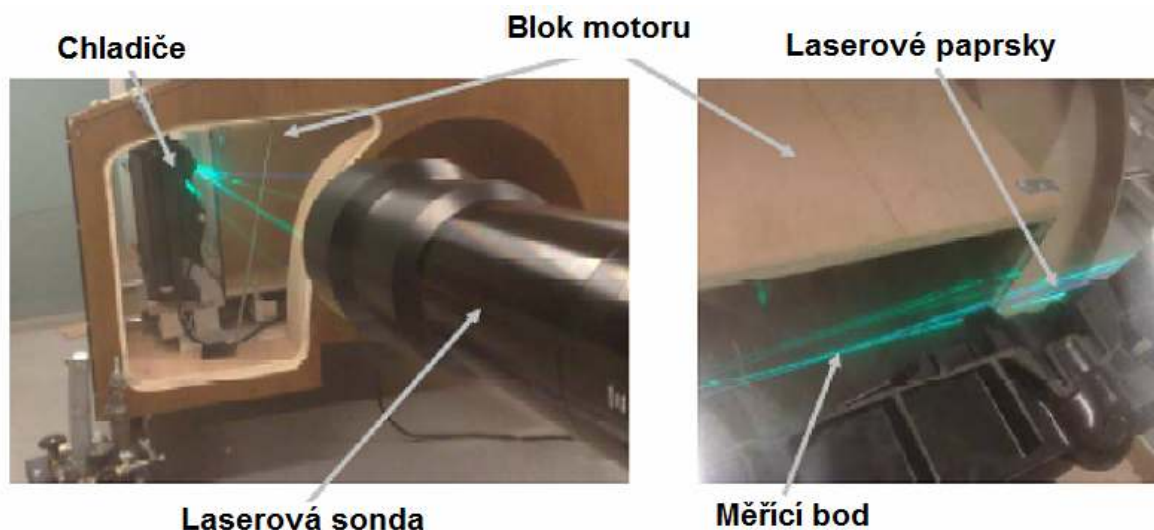
Odvod vzduchu z motorového prostoru lze simulovat několika otvory: vertikální (kapota vozu), tunel výfuku, v podběhu a do podvozku. Všechny otvory nejsou otevřeny současně a lze tak hledat jejich optimální kombinaci pro simulaci nejrůznějších konfigurací vozu. [6]

2.2 PROVEDENÉ EXPERIMENTY

2.2.1 MĚŘENÍ RYCHLOSTI PROUDĚNÍ LASEREM LDV

Pro LDV měření je model upraven tak, aby přesně simuloval vstupní a výstupní otvory vozu Peugeot 207. Poměr mezi vstupními a výstupními plochami otvorů je 0,6. Lepší viditelnost laserových paprsků v proudícím vzduchu je zajištěna přidáváním parafinového oleje (Obr. 10). [6]

Zkoumány jsou dvě skutečné rychlosti otáček ventilátorů dle výrobce vozu: 1400 a 2800 min^{-1} . Pro každé otáčky ventilátoru je model bloku motoru posazen do osmi poloh v ose X (nejblíže 6 cm od ventilátoru, nejdále 20 cm). Měří se Y a Z složka rychlosti v rovině YZ široké 1 cm (do osy X). [6]

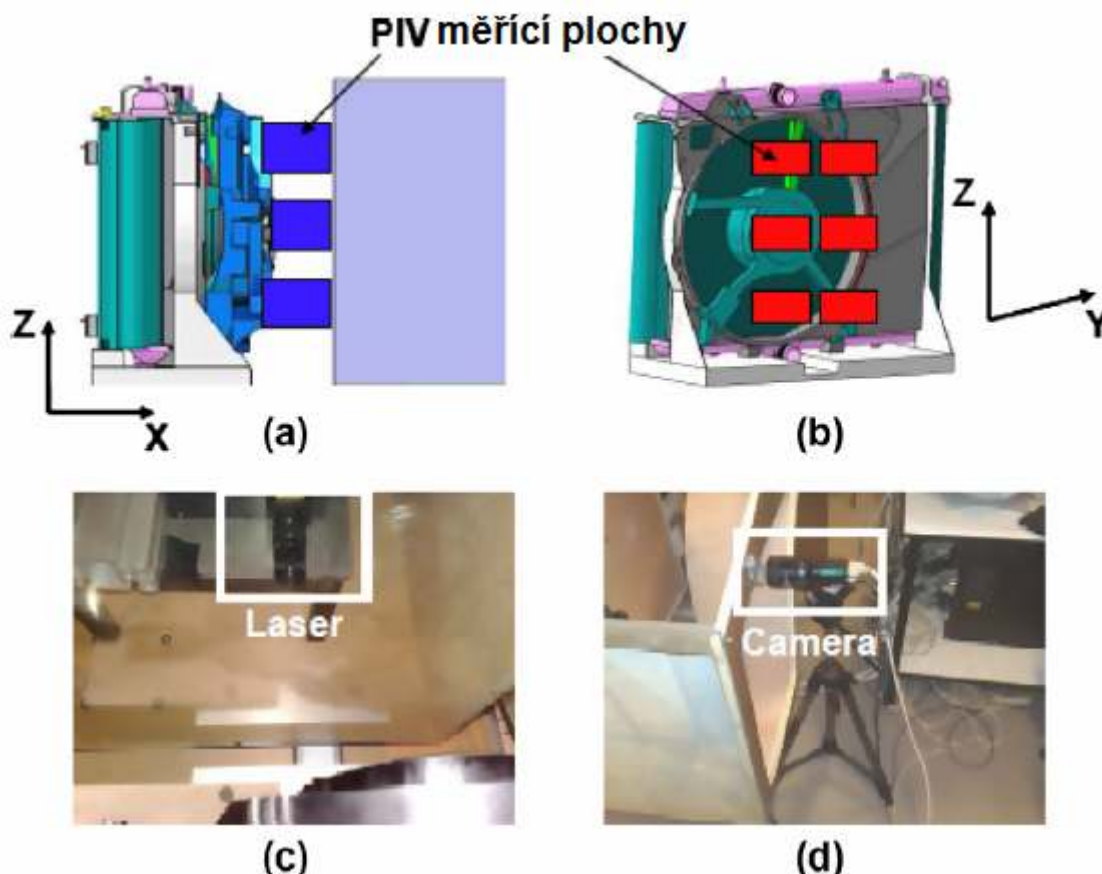


Obr. 10 - LDV provádí měření mezi chladiči a blokem motoru [6]

2.2.2 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ POMOCÍ PIV

Samostatný chladič vytváří spíše rovnoměrné rychlostní pole. Ventilátor toto pole rozvíří a vytvoří z něj pole spíše chaotické. Cílem toho měření je získat trojrozměrný obraz výsledného toku z ventilátorů v rovině XZ (primární proud, kolmo na ventilátor) a v rovině YZ (sekundární proud, rovnoběžně s ventilátorem) - Obr. 11. [6]

Kamera pro snímání sekundárního toku je umístěna přímo v bloku motoru za průhlednou stěnou. Kamera pro snímání primárního toku je umístěna na boku modelu přídě vozidla. Měření se opět provádí pro několik otáček ventilátoru chlazení a různé vzdálenosti mezi blokem a chladičem. Kamera vždy snímá předem dané rozměry měřících ploch (6 v každé rovině) - Obr. 11. [6]



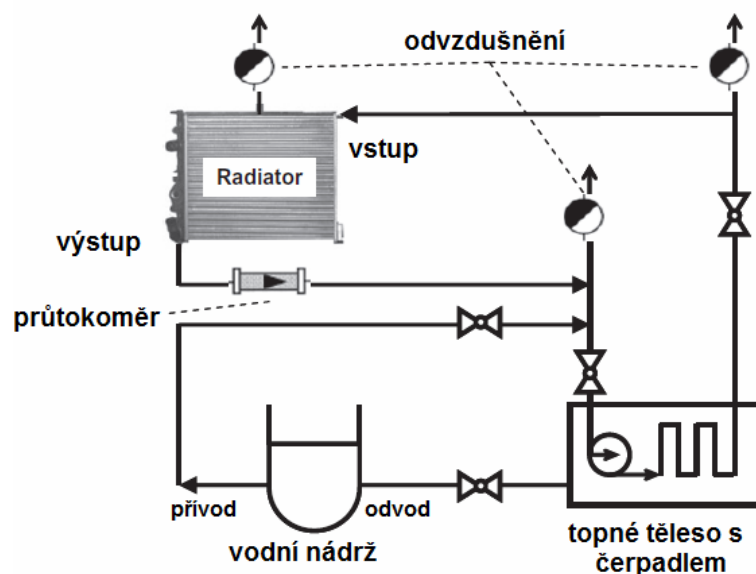
Obr. 11 – měření PIV sondou: a) PIV měřící plochy pro primární proud, b) PIV měřící plochy pro sekundární proud, c), d) umístění snímačů [6]

2.2.3 TEPELNÁ MĚŘENÍ

Tato měření měla za úkol zjistit tepelný výkon chladiče opět v závislosti na otáčkách ventilátoru a poloze bloku motoru.

Náčrtek hydraulického okruhu znázorňuje Obr. 12. Okruh se skládá ze samotného chladiče, průtokoměru, zásobníku vody, topného tělesa integrovaného v tělese společně s čerpadlem. Teplota chladicí kapaliny na vstupu do chladiče je přesně řízena (termočlánky jsou umístěny na vstupu i výstupu). Za chladícím modulem je umístěna rovnoměrná mřížka složená z pevných a úzkých drátů, kdy je v každém překřížení umístěn jeden z 30ti termočlánků, který umožňuje sledovat teplotní pole za chladičem. Mřížka je umístěna 3 cm za ventilátorem chlazení rovnoběžně s chladičem. Blok motoru je z důvodu sledování rozložení tepoty také osazen termočlánky (27 termočlánků). [6]

Experiment je proveden ve třech rychlostech ventilátoru (1400, 2800 a 3300 ot/min), ve dvou průtocích chladicí kapaliny (8 a 10 l/min) a několika polohách bloku motoru vůči chladiči. [6]

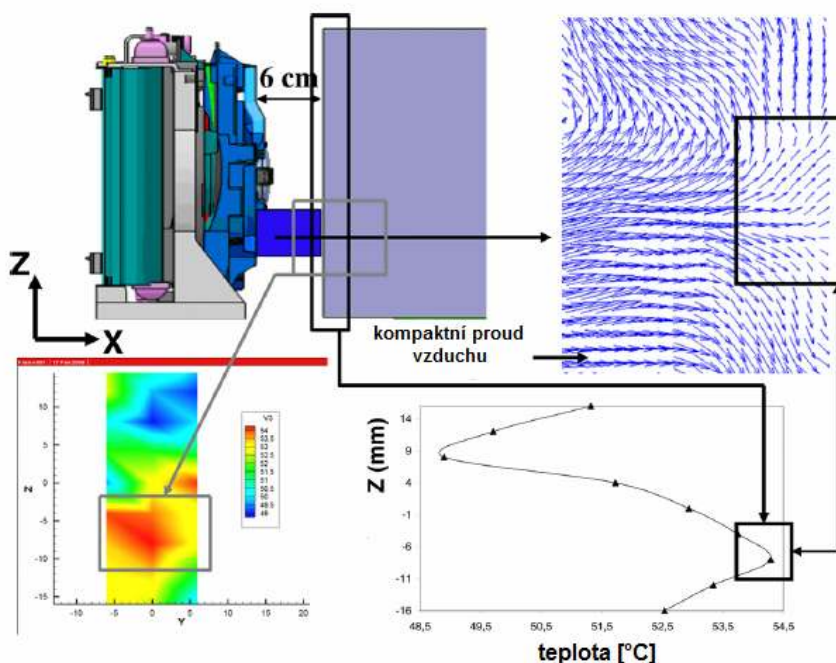


Obr. 12 - schématický náčrt hydraulického okruhu [6]

2.3 VYBRANÉ VÝSLEDKY MĚŘENÍ

2.3.1 MĚŘENÍ TEPLoty A PROUDĚNÍ V ROVINĚ XZ

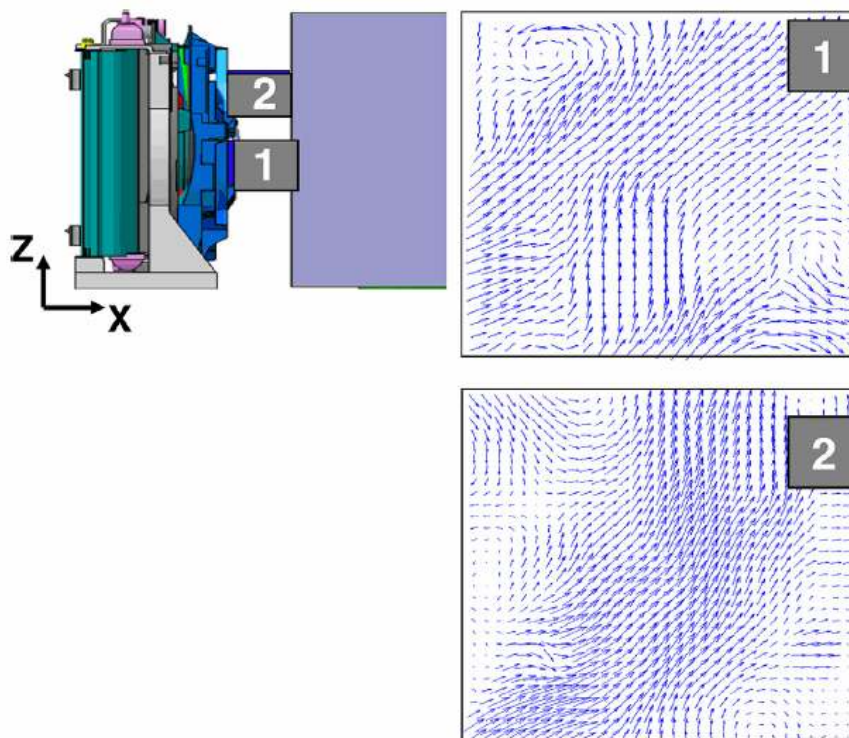
Rozložení teplot v proudovém poli celé výšky chladiče včetně vybraného vektorového rychlostního pole proudění vzduchu je na Obr. 13. Nejvyšší teplotní špičky bylo dosaženo ve spodní části bloku motoru, kde přímo naráží proud vzduchu z ventilátoru. Rychlostní pole bylo zjištěno PIV technologií, teplota termočlánky. Měření bylo provedeno při otáčkách ventilátoru 2800 min^{-1} , průtok a teplota chladicí kapaliny 8 l/min a 60°C .



Obr. 13 - měření proud. pole ve spodní části roviny XZ za ventilátorem a teploty na bloku motoru [6]

2.3.2 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ V DALŠÍCH POLOHÁCH ROVINY XZ

Při zkoumání proudění dále ve směru osy Z (ve směru výšky modelu) se objevil masivnější vertikální proud vzduchu (Obr. 14). Tento proud vznikl především díky umístění bloku motoru těsně za ventilátorem. Lze spatřit několik vírů ve spodní části. Tyto víry vznikly interakcí mezi hlavním proudem jdoucím nahoru přímo od ventilátoru a proudem, jenž stoupá po bloku motoru. Rychlostní pole bylo opět zjištěno PIV technologií. Měření provedeno také ve vzdálenosti bloku motoru od ventilátoru 6 cm, při otáčkách ventilátoru 2800 min^{-1} a průtoku a teplotě chladicí kapaliny 8 l/min a 60°C . [6]

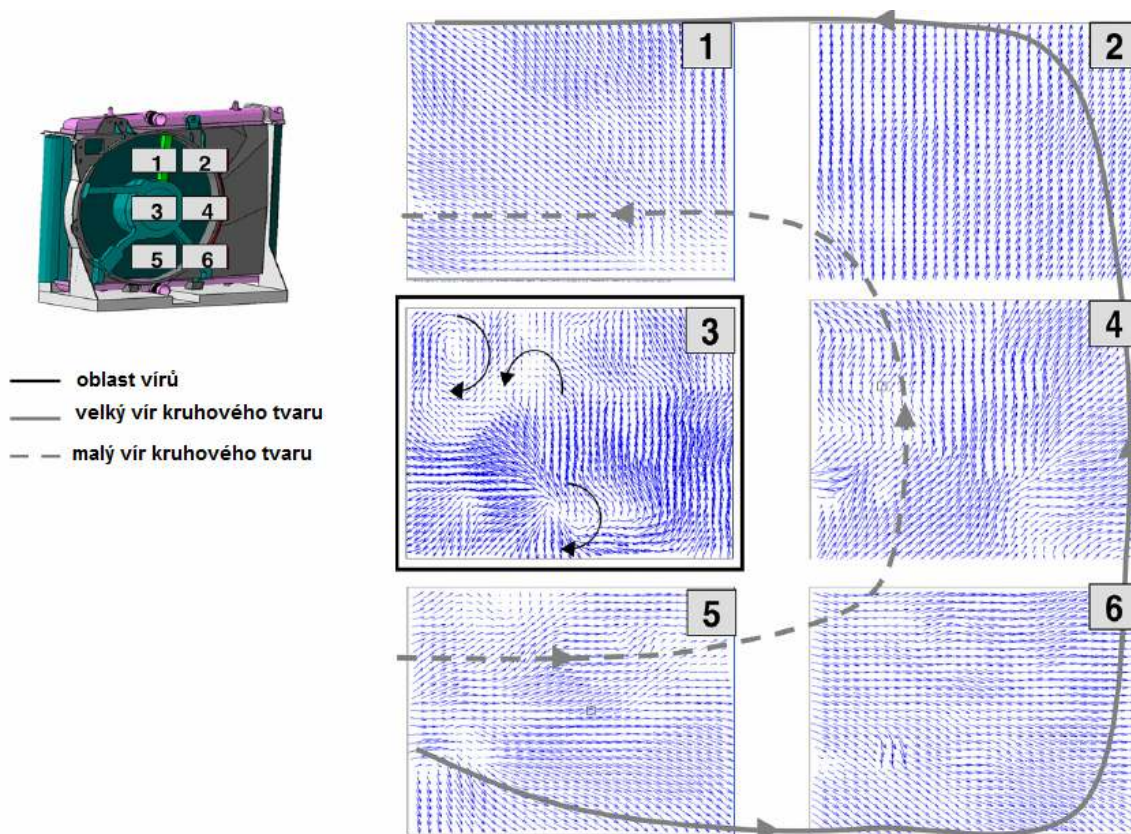


Obr. 14 – průměrná rychlostní pole ve středním a nejvyšším zkoumaném okně roviny XZ [6]

2.3.3 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ ZA CHLADIČEM V ROVINĚ YZ

Pro zjištění charakteru proudění přímo za ventilátorem v rovině s ním rovnoběžné (YZ), byl tento prostor rozdělen do šesti měřících oken a v každém byly opět metodou PIV vysledovány vektory proudění chladicího vzduchu. Měřicí rovina byla umístěna v polovině vzdálenosti mezi blokem a ventilátorem. Podmínky měření byly stejně jako v předcházejících kapitolách. Z proudových polí lze vyčíst (Obr. 15):

- prostor přímo za ventilátorem je charakteristický značným množstvím náhodných vírů (pozice okna 3),
- jsou patrné dva velké paralelní víry, jenž procházejí měřenými okny 1, 2, 4, 5 a 6 které kopírují směr otáčení lopatek ventilátoru,
- vírové pole ve střední části (okno 3) je generováno interakcí mezi mrtvým prostorem přímo za ventilátorem a velkými paralelními víry.[6]

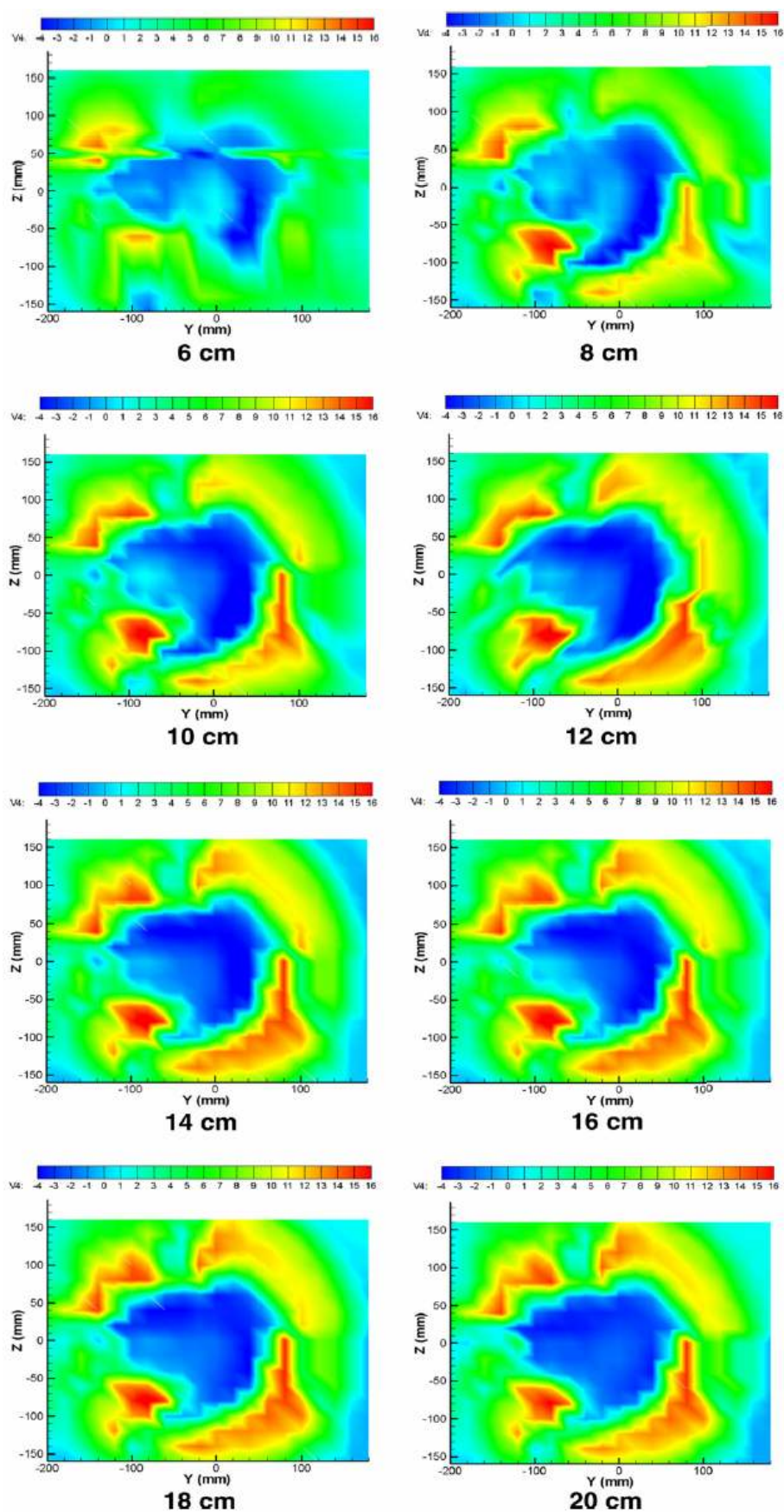


Obr. 15 - průměrná rychlostní pole v rovině YZ mezi chladičem a blokem motoru [6]

2.3.4 MĚŘENÍ PROUDĚNÍ ZA CHLADIČEM V ROVINĚ YZ PŘI ZMĚNĚ POLOHY BLOKU MOTORU

Ventilátor vytváří velmi silné trojrozměrné rychlostní pole tvořené hlavním proudem a menšími víry. Zejména u hlavního proudu vzduchu je pravděpodobné, že bude ovlivněn umístěním bloku motoru. Aby byla tato domněnka potvrzena, případně vyvrácena, využilo se variabilního uložení bloku motoru, který se umísťoval od ventilátoru chlazení postupně do vzdálenosti 6 až 20 cm s krokem 2 cm. Měřila se metodou LDV pouze axiální složka rychlosti vzduchu v rovině YZ o rozměrech 38 x 32 cm (340 bodů měření) a vzdálenosti 2 cm od ventilátoru, jenž se točil 2800 ot/min. Charakteristika rychlostního pole se pohybem bloku motoru vzad mírně mění (Obr. 16):

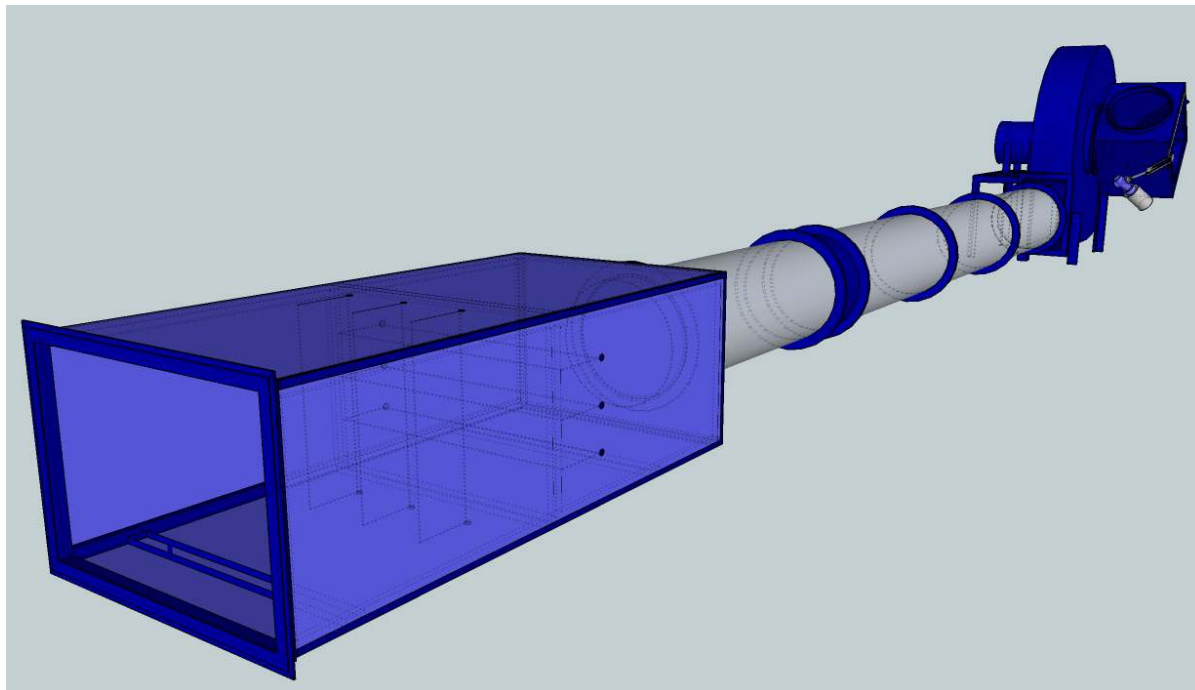
- vzdálenost $d = 6$: stopy ventilátoru na pravé straně obrazu zatím nejsou patrné, na levé straně ještě kompletní,
- vzdálenost $d = 8$: stopy ventilátoru jsou již vlevo vidět úplně, kdežto v pravém spodním rohu se teprve objevují,
- vzdálenost $d = 10$ cm: stopy lopatek ventilátoru se již v pravém horním rohu vyrýsovali úplně,
- vzdálenost $d = 14$ a více: zde již vidíme plně vykreslené stopy ventilátoru a ze zvětšující vzdáleností bloku motoru se obraz podstatněji nemění. Obdobně je tomu i při změně otáček ventilátoru. [6]



Obr. 16 - rychlostní pole v rovině YZ při různých vzdálenostech bloku motoru [6]

3 NÁVRH VZDUCHOVÉ CESTY

Vzduchová cesta (Obr. 17) integruje směšovač, zdroj vzduchu (výkonný ventilátor), kolonu měření průtoku vzduchu (relativně dlouhé vedení) a bedna usměrnění vzduchu před chladičem (chladícím paketem).



Obr. 17 - 3D model návrhu vzduchové cesty měřícího stavu

3.1 ZDROJ VZDUCHU

3.1.1 VÝBĚR VENTILÁTORU

Jako zdroj vzduchu jsem zvolil ventilátor výrobce Kovodružstvo Strážice RVI 1000-3N, který odpovídal prvotním požadavkům na termický stav (Obr. 18). Jedná se o radiální vysokotlaký ventilátor sací velikosti dle výrobce 1000 pro dopravu čisté prachem neznečištěné vzdušiny. Vyhovuje pro dopravu vzdušin a umístění v prostředí bez nebezpečí výbuchu (BNV -ČSN 33 2320), při teplotě okolí -20°C až $+40^{\circ}\text{C}$. Oběžné kolo velikosti 3 je přímo poháněno elektromotorem. Ukotvení ventilátoru je řešeno pomocí pojízdných otočných koleček. Aretace polohy provedena výsuvnými vzpěrami (na šroubovici) jenž jsou na konci opatřeny pryží proti skluzu a ochranu podlahy zkušebny. Charakteristika ventilátoru a připojovací rozměry přírub jsou uvedeny v příloze. Základní technické parametry:

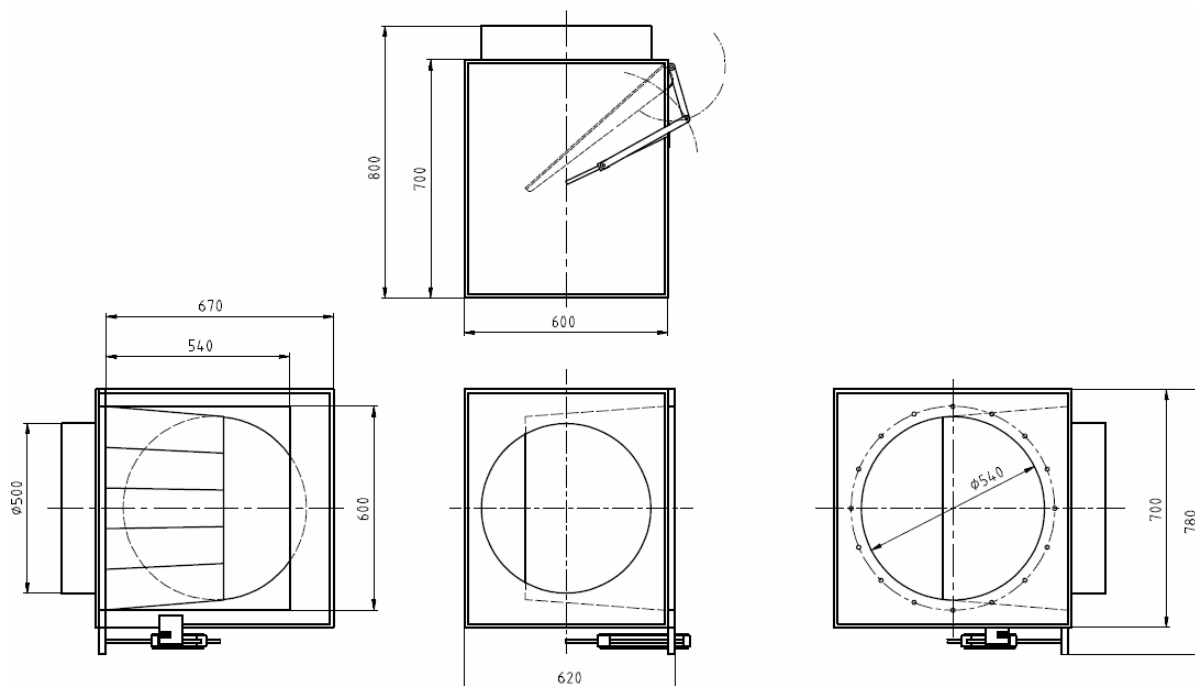
- průtok: $4,2 \text{ m}^3/\text{s}$
- tlak: 3600 Pa
- maximální příkon: 22 kW
- max. otáčky oběžného kola: 1460 min^{-1}
- pracovní teplota: $-20 \text{ až } 70^{\circ}\text{C}$



Obr. 18 - ventilátor RVI 1000-3N [7]

3.1.2 SMĚŠOVAČ

Ventilátor jsem pro možnost mixáže vzduchu (regulace teploty nasávaného vzduchu) vybavil vlastním návrhem (základních konstrukčních částí) směšovače, který umožní mísit předeřhřátý vzduch přímo ze zkušebny se vzduchem přivedeným z vnějších prostor budovy (pomocí již instalovaných vzduchotechnických rozvodů). Směšovač (Obr. 20) je svařenec z L-profilů (20 x 20 mm) a krycích plechů tloušťky 1 mm (DC01). Základní rozměry a tvar směšovače je uveden na zjednodušeném výkrese v příloze a na Obr. 19. Na externí vzduchotechniku je připojen pomocí pružné hadice s drátěnou výstuží o průměru 500 mm. Obsluha ve velině zkušebny ovládá klapku směšovače, která je natáčena pomocí pákového mechanismu a elektromotoru Siemens UD 1007/1284 754-005-1. Krajní polohy klapky jsou jištěny dvěma koncovými spínači XCKN2118G11 dle schématu z přílohy.



Obr. 19 – zjednodušený náčrtek základních rozměrů směšovače

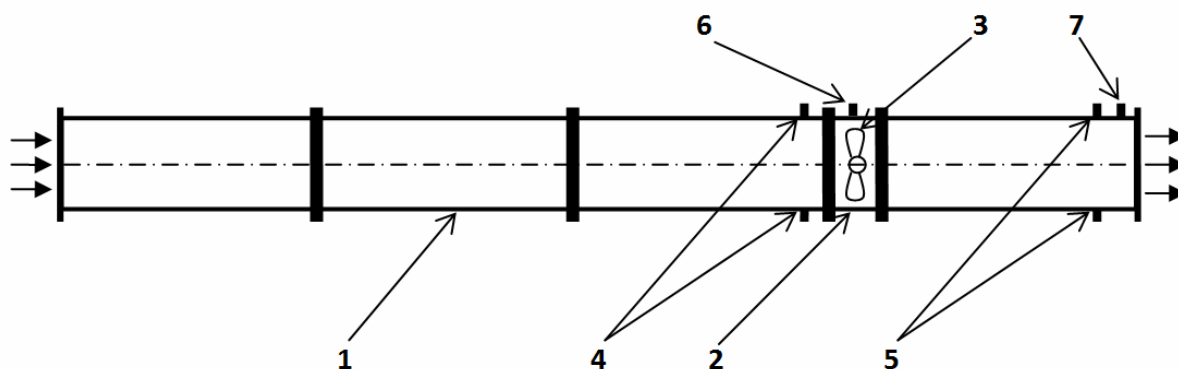


Obr. 20 - směšovač namontován na ventilátoru s připravenou hadicí pro připojení na vzduchotechniku

3.2 KOLONA MĚŘENÍ OBJEMOVÉHO PRŮTOKU VZDUCHU

3.2.1 NÁVRH MĚŘÍCÍ KOLONY

Měřicí a usměrňovací kolona (Obr. 21) průtoku vzduchu se skládá dohromady ze 4 usměrňovacích rour celkové délky 5600 mm a vnitřního průměru 496 mm (3 před měřicí vrtulí, 1 za měřicí vrtulí) z pozinkovaného plechu tloušťky 0,8 mm. Každá roura je ze stran opatřená přírubou pro uchycení dalšího segmentu. Mezi nimi je namontován modul délky 280 mm (vnitřní průměr shodný s rourami) s měřicí vrtulí průměru 480 mm, jenž je uložena na samostatných ložiscích uchycených na celkem šesti tenkých jehlicích (Obr. 23).



Obr. 21 – zjednodušený náčrtek měřicí kolony při kalibraci vrtule: 1-usměrňovací potrubí, 2-modul s měřicí vrtulí, 3-měřicí vrtule, 4-odběr tlaku před vrtulí, 5-odběr tlaku za vrtulí, 6-optický snímač otáček vrtule, 7, snímač teploty

Pro měření tlakového spádu na vrtuli jsou vyvrtány 2 otvory vzájemně pootočené o 180° před i za měřícím modulem. Odběr tlaku je proveden silikonovými hadičkami o průměru 5 mm tak, že jsou vždy 2 otvory před a 2 otvory vzad spojeny v jeden. Následně jsou tyto dva tlaky vedeny přímo do ústředny zkušebny, která je převede na elektrický signál a zobrazí na monitoru ve velině (možnost loggingu).

Měření teploty je provedeno v jednom místě na konci vzduchové kolony. Jako snímač je použit termočlánek typu K, jehož kontakty jsou opět napojeny na ústřednu zkušebny.



Pro měření průtoku je použita kalibrovaná vrtule, jejichž otáčky jsou odečítány optickým bezkontaktním snímačem SENSOPART FR 18-1 R-PSK4 (741-11009) - Obr. 24. Měřicí vrtule je po obvodu vybavena reflexivním štítkem. Signál ze snímače je opět odveden do ústředny zkušebny. Základní parametry optického snímače:

- světelný zdroj: LED
- snímací frekvence: 333 Hz
- napájecí napětí: 10 – 30 V DC
- ochranný standard: P64



Obr. 22 - měřicí kolona připravená k provedení kalibrace



Obr. 23 - měřicí vrtule namontována v měřicí trati



Obr. 24 - optický snímač SENSOPART FR 18-1 R-PSK4 pro sledování otáček měřící vrtule

3.2.2 KALIBRACE MĚŘÍCÍ KOLONY

Kalibrace měřící kolony byla provedena v Českém metrologickém institutu ČMI OI – zkušebna plynů, při pobočce v Pardubicích: Husova 10, Skuteč, oddělení objemu a průtoku plynů. Kopie originálního kalibračního listu je uvedena v příloze č.6 a 7.



Obr. 25 - kalibrace měřící kolony v ČMI OI Pardubice

SPECIFIKACE KALIBRACE

- použité kalibrační měřidlo:
 - turbínový průtokoměr (kalibrace provedena podtlakem)
- použité etalonové plynoměry:
 - plynoměr s rotačními komorami IGA G250 v.č. Y-0647 navázaný na státní etalon ČR, kalibrován 24.5.2010; KL č. 5012-KL-P0075-10
 - sekundární etalony 1. řádu turbínový plynoměr ELSTER G1000 v.č. 83012128, návaznost na Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) Německo, kalibrován 26.5.2010; kalibrační značka 10366 PTB 10



- sekundární etalony 1. řádu turbínový plynoměr ELSTER G4000 v.č. 83011878, návaznost na Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) Německo, kalibrován 25.5.2010; kalibrační značka 10365 PTB 10
- referenční teplota měřena za průtokoměrem
- referenční tlak měřen před turbínovým kolem
- usměrňovací potrubí před kalibrovaným měřidlem: 3 rovné úseky o délce 1400 mm (vnitřní průměr potrubí 495 mm), celková délka 4200 mm
- usměrňovací potrubí za kalibrovaným měřidlem: 1 rovný úsek o délce 1400 mm (vnitřní průměr potrubí 495 mm)
- orientační měření tlakového spádu na kalibrované sestavě provedeno ručním tlakoměrem GREISINGER GMH 3160 (Obr. 27)
- orientační měření otáček ventilátoru provedeno pomocí univerzálního zobrazovacího zařízení interní firemní výroby (Obr. 28)

ATMOSFÉRICKÉ PODMÍNKY PROSTŘEDÍ

- teplota vzduchu ($22,9 \pm 1,0$) °C
- vlhkost vzduchu (33 ± 10) %
- barometrický tlak ($93,95 \pm 0,20$) kPa

Tab. 1 – kalibrace vzduchové cesty ČMI OI Pardubice

Kalibrace průtokového měřidla k termostavu

kalibrace provedena v ČMI OI Pardubice - zkušebna plynoměrů

průtok ve zkoušeném měřidle	teplota ve zkoušeném měřidle	absolutní tlak ve zkoušeném měřidle	otáčky vrtule		průtok ve zkoušeném měřidle	průtok ve zkoušeném měřidle	Δp před měřicí vrtulí	Δp za měřicí vrtulí	tlakový spád na zkoušeném měřidle
[m ³ /h]	[°C]	[Pa]	[ot/min]	→	[l/s]	[g/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
490,35	22,84	93795	56	→	136,208	150,314	0	0	0
1507,60	22,74	93819	198	→	418,778	462,421	1	11	10
2579,65	22,73	93854	351	→	716,569	791,569	9	25	16
3635,52	22,84	93893	500	→	1009,867	1115,613	23	44	21
4698,21	22,91	93907	651	→	1305,058	1441,590	40	72	32
5651,99	23,04	93930	787	→	1569,997	1733,909	59	103	44
6721,48	23,22	93924	939	→	1867,078	2060,622	85	139	54
7670,57	23,38	93919	1081	→	2130,714	2350,193	112	183	71
8693,11	23,42	93905	1220	→	2414,753	2662,734	142	233	91
9704,04	23,15	93876	1368	→	2695,567	2974,175	180	282	102
hodnoty z kalibračního listu					vypočtené hodnoty		odměřené hodnoty		

Přepočet objemového průtoku na hmotnostní průtok proveden s využitím stavové rovnice ideálního plynu:

$$\dot{m}_{mV} [g/s] = \dot{m}_{VV} [l/s] \cdot \rho_{Vmk} [kg/m^3], \quad (3)$$

$$p_{Vmk} \cdot \frac{1}{\rho_{Vmk}} = r \cdot T_{Vmk} \Rightarrow \rho_{Vmk} = \frac{p_{Vmk}}{r \cdot T_{Vmk}}, \quad (4)$$

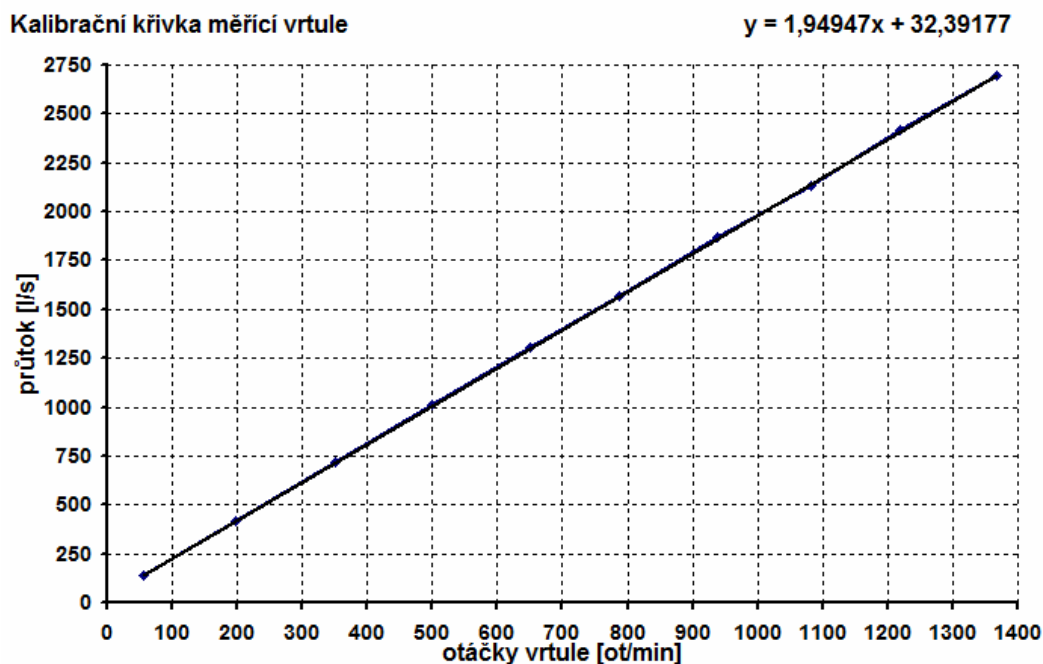
kde $\dot{m}_{mV}$ je hmotnostní průtok vzduchu, $\dot{m}_{VV}$ je objemový průtok vzduchu, ρ_{Vmk} je hustota vzduchu v měřicí koloně, p_{Vmk} je absolutní tlak vzduchu v měřicí koloně, r je měrná plynová konstanta (287,1) a T_{Vmk} je teplota vzduchu v měřicí koloně.

Pomocí spojnice trendu v aplikaci MS Office EXCEL sestavená kalibrační křivka ve formě bodového grafu (Obr. 26) a rovnice přímky:

$$\dot{m}_{VV} [l/s] = 1,94947 \cdot n + 32,39177, \quad (5)$$

kde n jsou otáčky měřicí vrtule.

Tlakový spád na kalibrované sestavě je do 100 Pa – měřicí vrtule klade proudícímu vzduchu velmi malý odpor.



Obr. 26 – kalibrační křivka měřicí vrtule



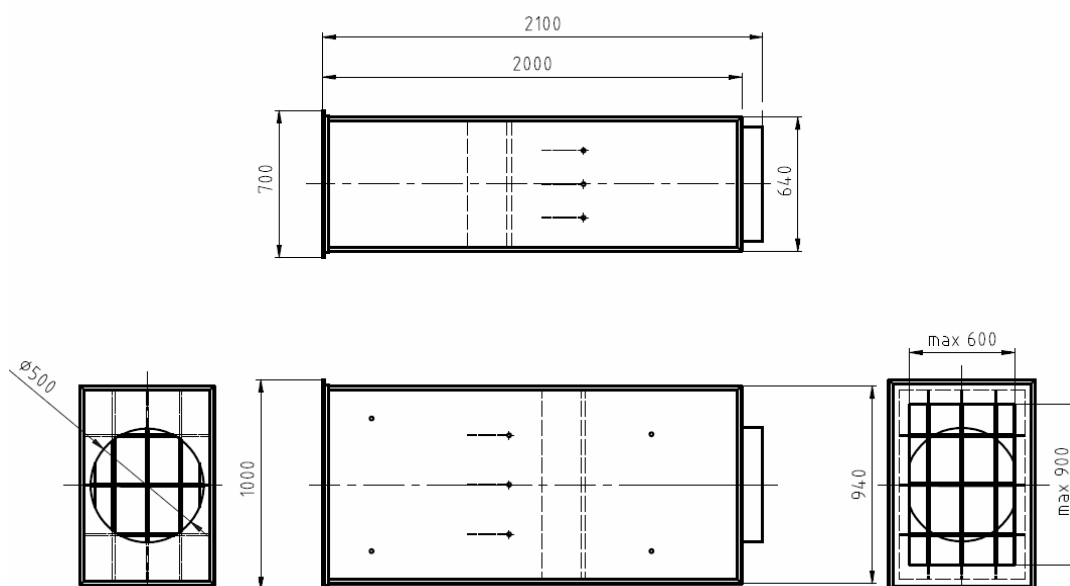
Obr. 27 - tlakoměr GREISINGER GMH 3160 použitý pro měření tlak. spádu na kalibrované sestavě



Obr. 28 - univerzální odečítací zařízení pro orientační měření otáček ventilátoru

3.3 USMĚRNĚNÍ VZDUCHOVÉHO TOKU

Se změnou průřezu cesty vzduchu musí pro rovnoměrné rozložení chladicího média přes chladič následovat zařízení pro jeho usměrnění (Obr. 30). Navrhnul jsem tedy tzv. uklidňovací komoru, kterou lze později případně užít pro kalibrace vrtulí na saharách u chladících paketů. Na jednu stranu je upevněn měřený chladič (včetně teplotních čidel typu K – 2 před a 2 za chladičem), na stranu druhou přívod vzduchu z měřicí kolony (ventilátoru). Její rozměry jsem volil s ohledem na prostorové možnosti zkušebny, neboť optimální délka tohoto usměrňovacího celku by měla dosahovat cca 10 x úhlopříčku výstupní plochy. Jelikož však relativní rychlost vzduchu v komoře bude malá a nebude tak pro dokonalou kolimaci nutná podstatně její větší délka, rozhodl jsem se do bedny instalovat usměrňovací žebra (3 vertikální a 3 horizontální), která po nastavení polohy postačí k usměrnění. Rám celku je svařencem z obdélníkových (40 x 20 a 60 x 20 mm) a L-profilů (30 x 30 mm) (EN10219) a dále krycích plechů tloušťky 1 mm (DC01). Žebra jsou svařeny z tyčoviny Ø 20 mm a plechů tloušťky 2 mm a k celku připevněny přes šrouby. Základní rozměry a tvar komory je uveden na zjednodušeném výkrese v příloze a na Obr. 29.



Obr. 29 - zjednodušený náčrtek základních rozměrů uklidňovací komory

Uklidňovací komora je připevněna na rám, jenž sdružuje hydraulický okruh v kompaktní celek, pomocí čtyř šroubů M10. Obě čela uklidňovací komory jsou odnímatelná (upevněná pomocí šroubů M4) z důvodu snadné de/montáže na rám a především pro adaptaci stavu pro rozličné rozměry měřených chladičů. Čelo strany, kde je umístěn chladič, je opatřeno bezpečnostním stíněním proti případnému opaření obsluhy (Obr. 30).

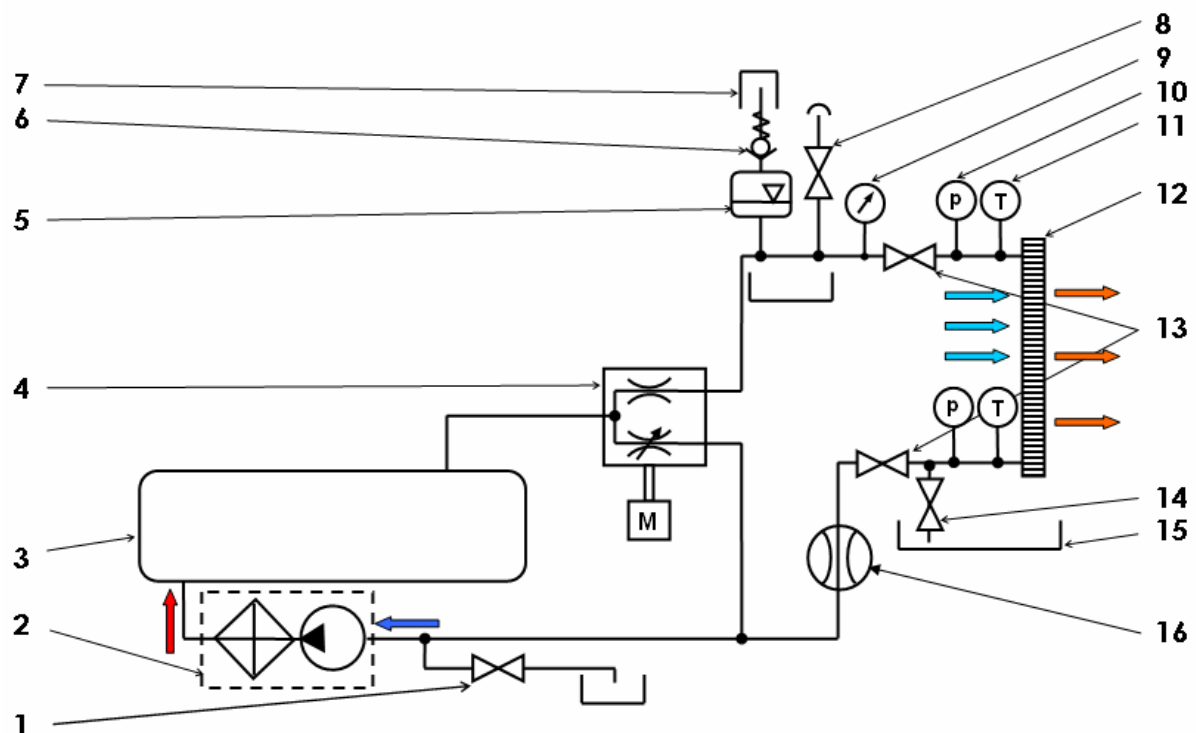


Obr. 30 - uklidňovací komora umístěna na rámu včetně bezpečnostního stínění



4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OKRUHU

Hydraulický okruh navrhovaného měřidla je složen z většiny ze standardizovaných prvků. Je navržen pro jednoduchou a bezpečnou obsluhu stroje, včetně snadné dostupnosti hlavních elementů (standardizované prvky). Hydraulické vedení je tvořeno z 2“ trubek. Každý prvek jenž umožňuje únik chladicí kapaliny z okruhu, je stíněn plechovou stěnou, která zabrání případnému opaření obsluhy. Navíc pod každým tímto elementem je umístěna nádoba, ve které se jímá uniklá kapalina a zabrání se tak potřísnění ostatních částí stroje, případně zkušebny a oděvu obsluhy. Prvotní návrh okruhu počítal s dvěmi větvemi, z nichž jedna sloužila pouze pro ohřev kapaliny v zásobníku. Toto provedení však bylo zamítnuto jednak z ekonomických důvodů (cena dvupolohového rozvaděče), ale především z důvodu rychlejší tepelné stabilizace celého okruhu, především pak samotného chladiče, což přispěje k rychlejšímu provedení zkoušek. I takový způsob byl zamítnut, z důvodu nesnadné tepelné regulace vody v zásobníku. Původní schémata jsou uvedena v příloze č.8 a 9. Finální hydraulický okruh vychází z první varianty, kde jsme nahradili dvou polohový rozvaděč řízeným děličem průtoku, který rovněž nahradil škrťací regulační ventil (jenž měl za úkol řídit průtok okruhem) a umožňoval přehřívát chladicí kapalinu v zásobníku během měření. Hydraulické schéma finálně použitého okruhu je znázorněno na Obr. 31.



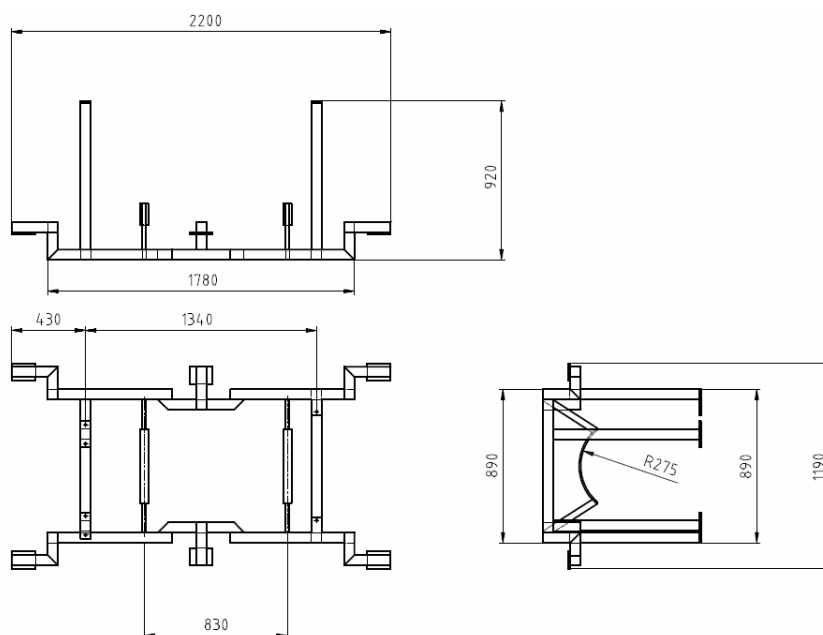
Obr. 31 - hydraulické schéma okruhu: 1 - škrťací uzavírací ventil vypouštění nádrže, 2 - kompaktní celek čerpadlo+tepelný kotel, 3 - zásobník chladicí kapaliny, 4 -servomotorem ovládaný dělič průtoku, 5 - vyrovnávací nádoba, 6 - pojistný tlakový ventil, 7 - stínění proti opaření, 8 - škrťací uzavírací ventil s odvzdušněním, 9 - orientační tlakoměr, 10 - přesný elektronický tlakoměr, 11 - přesný elektronický teploměr, 12 - chladič, 13 - škrťací uzavírací ventil pro demontáž chladiče, 14 - škrťací uzavírací ventil vypouštění chladiče, 15 – nádoby pro jímání odpadní kapaliny, 16 - průtokoměr



4.1 PRVKY HYDRAULICKÉHO OKRUHU

RÁM

Pro ukotvení veškerých komponentů hydraulického okruhu jsem navrhnul ocelový rám (Obr. 33). Jedná se o svařenec z čtvercových (60 x 60 mm) a obdélníkových (20 x 40 mm) profilů (EN10219) doplněný plechovými pásy pro montáž průmyslových koleček (6 kusů, nosnost každého 230 kg) a uložení zásobníku chladicí kapaliny. Na svrchní část rámu je připevněna uklidňovací komora. Vnější rozměry rámu jsem musel volit s ohledem na pohyb po pracovišti firmy. Základní rozměry a tvar rámu je uveden na zjednodušeném výkrese v příloze a na Obr. 32. Výroba byla průběžně konzultována a upravována po domluvě se zámečníkem, který celou výrobu prováděl (včetně směšovače a usměrňovací bedny).



Obr. 32 - zjednodušený náčrtek základních rozměrů uklidňovací komory



Obr. 33 - finální úprava rámu stavu



ŠKRTÍCÍ UZAVÍRACÍ VENTILY

Slouží k odvzdušňování hydraulického okruhu, pro snadnější demontáž instalovaného chladiče a k vypouštění chladicí kapaliny z akumulární nádoby (celého okruhu). Jako uzavírací škrťací ventily jsem volil kulové ovládané ručně pákou. Ventily jsou dimenze DN50, mosazné poniklované s možností užití při vysokých teplotách. Pro montáž/demontáž chladiče jsou použity kulové ventily DN50 PN25 2“ (EN331/02-MOP0-5) - Obr. 34. K vypouštění ze zásobníku, případně odpouštění zbytkové kapaliny z chladiče při jeho demontáži jsou použity vypouštěcí kulové ventily PN16 v rozměru ½ “.



Obr. 34 - velké uzavírací škrťací ventily

KOMPAKTNÍ ČERPADLOVÁ A TOPNÁ JEDNOTKA

Dodávaný komplet čerpadla s elektrokotlem (s možností oddělení čerpadla) slouží k ohřevu chladicí kapaliny a k nucenému oběhu vody v hydraulickém okruhu. Dle požadavků na stav bylo vybráno zařízení firmy Kopřiva. Jedná se o elektrokotel typu 3: s elektrovýzbou, čerpadlem, manometrem, teploměrem, expanzomatem (35 l) a pojistným ventilem. Elektrokotel je odporový přímotopný určený přednostně pro teplovodní ústřední a etážové vytápění. Kapalina je ohřívána v ocelové tepelně izolované nádobě s šesti měděnými topnými tělesy. Kotel je osazen provozním termostatem (automaticky reguluje požadovanou teplotu chladicí kapaliny) a tepelnou pojistkou a je zpožděně spínán ve dvou výkonových stupních (Obr. 35). Základní specifikace elektrokotle:

- topné těleso: 6 x 6 kW (Backer Elektro CZ)
- maximální příkon: 36 kW
- elektrické napájení: 3 x 400 V – 50 Hz
- maximální provozní tlak: 2,5 bar
- tlaková ztráta při 120 l/min: 100 mbar
- provozní teplota: do 120 °C
- hmotnost: 66 kg
- rozměry (š x v x h): 750 x 710 x 420 mm



Obr. 35 - 36 kW elektrokotel s 35 l expanzomatem

Výrobce dodal k elektrokotli teplovodní čerpadlo, jenž výkonově vyhovuje minimálním požadavkům (průtok 150 l/min při tlakové ztrátě max. 1200 mbar, charakteristika čerpadla je uvedena v příloze č. 11). Návrh čerpadla je dále uveden v kapitole „4.2 Stanovení hydraulických odporů“. Jedná se o třífázové čerpadlo WILO TOP-S 40/15 s třemi manuálními stupni nastavování průtoku. Skříň čerpadla vyrobena z šedé litiny, oběžné kolo s plastu (Obr. 36). Základní technické parametry čerpadla:

- maximální průtok: 220 l/min při 1500 mbar
- provozní teplota: -20 až 130 °C
- elektrické napájení: 3 x 400 V – 50 Hz (spínáno zároveň s elektrokotlem)
- maximální provozní tlak: 6 bar

Celé zařízení elektrokotle včetně 35 l expanzomatu je umístěno jako kompaktní kotlová jednotka v plechovém krytu s krytím IP44. [8]. Sestava včetně čerpadla je schématicky znázorněna v příloze č.10, kterou dodal sám výrobce s objednávkou.



Obr. 36 - čerpadlo WILO TOP-S 40/15 dodané s elektrokotlem

ZÁSObNÍK CHLADÍCÍ KAPALINY

Jako zásobník chladicí kapaliny jsem zvolil akumulční nádrž výrobce Regulus, typ PS300 (M92.R10.00), která se v domácnostech využívá k jímání teplé kapaliny ze solárních panelů. Objem 300 l je kompromisem mezi prostorovou a finanční náročností stavu a mezi požadovanou délkou měření. Vnitřní plocha je bez povrchové úpravy a antikoroziční úpravy, vnější povrch je šedě lakován (Obr. 37). K nádrži byla zakoupena tepelná izolace z polyuretanové pěny tloušťky 100 mm s koženkovým povrchem, jenž se zapíná pomocí zdrhovadla. Základní technické parametry nádrže jsou:

- objem zásobníku: 300 l
- maximální provozní tlak: 8 bar
- maximální provozní teplota: 95 °C
- prázdná hmotnost: 65 kg
- vnější průměr: 550 mm
- výška: 1510 mm
- přípojná místa: 8 x návarek s výstupem na boku, vnitřní závit G6/4“



Obr. 37 - akumulční nádrž bez izolace Regulus PS300

SERVOMOTOREM OVLÁDANÝ DĚLIČ PRŮTOKU

Dělič průtoku jsem použil k regulaci průtoku pracovní kapaliny hydraulickým okruhem a také pro její neustálý ohřev. Zvolil jsem směšovač firmy Komextherm, typ MIX P DN50. Jedná se o trojcestný směšovač v přírubovém provedení z šedé litiny. Jeho ovládání je řešeno pomocí servomotoru Komextherm MK-CS.1 230V, který je vybaven párem mikropřínačů a vaček, jenž sledují polohu ovládací páky směšovače. Vše bylo dodáno v jednom montážním celku (Obr. 38). Základní technické údaje:

- max. provozní tlak: 600 kPa
- max. provozní teplota: 110 °C
- tlaková ztráta při průtoku 120 l/min: 130 mbar
- rozsah stupnice ovládací páky: 90 °
- jmenovitý rozměr: DN50
- hmotnost: 4,1 kg



Obr. 38 - směšovač Komeht herm MIX P DN50

VYROVNÁVACÍ NÁDOBKKA

Vyrovnávací nádobka slouží k doplňování kapaliny do hydraulického okruhu, ke kontrole množství kapaliny (díky vodoznaku) a také jako pojistný ventil přetlaku v systému (přetlaková zátka). Využili jsme standardní vyrovnávací nádobku kulovitého tvaru z vozidel koncernu VW (Obr. 39).



Obr. 39 - vyrovnávací nádobka užitá ve stavu

MANOMETR

Pro jednoduchou a rychlou kontrolu nad hydraulickým okruhem jsem použil jednoduchý standardní analogový ručičkový manometr se skleněným sklíčkem (Obr. 40). Pouzdro s černě lakovaným plechem. Základní technické údaje:

- pracovní rozsah: 0 až 6 bar
- montážní závit: M20x1,5 spodní
- průměr číselníkové stupnice: 100 mm



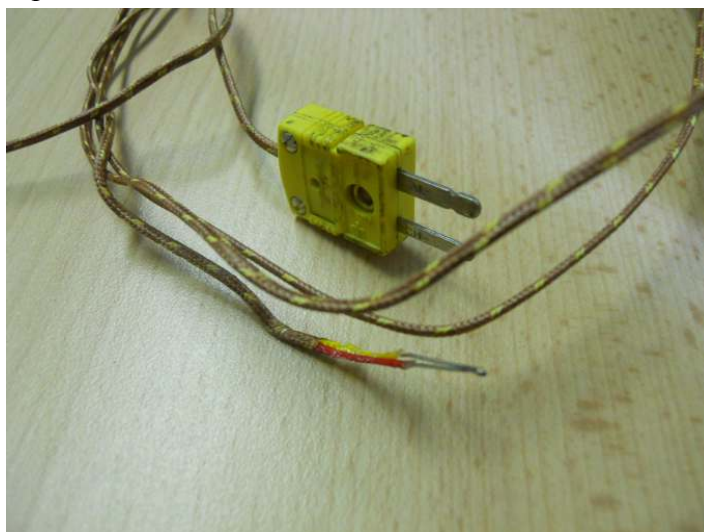
Obr. 40 - orientační manometr v hydraulickém okruhu

TEPELNÁ A TLAKOVÁ ČIDLA

Jako tepelná čidla byly zvoleny ve firmě rozšířené termočlánky typu K (Obr. 41). Tyto senzory měří teplotu kapaliny ve střední části průtočného průřezu hydraulického okruhu, či teplotu chladicího vzduchu před a za chladičem. Instalují se při montáži chladiče na uklidňovací komoru přímo do připojovacích hadic na vstup a výstup či za a před chladič. Signál je přiveden do měřicí ústředny zkušebny, jenž umožňuje logging hodnot.

Pro kontrolu tlaku (zjištění tlakové ztráty na chladiči) byly použity 2 relativní tlakové snímače BD SENSORS DMP 331 (code 110-700-1), foto v příloze. Jsou umístěny také těsně před/za vstupem/výstupem do chladiče přes krátké propojovací potrubí. Jedná se o univerzálně použitelné snímače s modulární konstrukcí z nerezové oceli. Signál je opět přiveden do měřicí ústředny, kde bude průběžně automaticky zaznamenáván (logging). Základní technické údaje:

- pracovní rozsah: 0 až 40 bar
- výstupní signál: 0 až 10 V, 0 až 20 mA
- max. provozní teplota: 150 °C



Obr. 41 – termočlánek typu K použitý k měření teploty kapaliny



PRŮTOKOMĚR

Je použit turbínový průtokoměr se závitovým připojením SIKA VTR 1020 (Obr. 42). Je vhodný pro měření kapalin s nízkou viskozitou. Skládá se z turbínkového průtokoměru a externího snímače otáček (VSAPPS). Průtok měřené kapaliny uvede do pohybu rotor turbíny, který je přímoúměrný průtoku. Pohyb čepelí rotoru je zachycen snímačem otáček a přeměněn na proporcionální impulsní signál. Základní technické údaje:

- měřitelný průtok: 13,3 až 133 l/min
- přesnost : $\pm 0,5 \%$
- max. teplota média: 150 °C
- tlaková ztráta při 100 % průtoku: 280 mbar
- reakční doba: < 50 ms
- materiál: nerezová ocel AISI 316
- připojení: vnější závit $\frac{3}{4}$ " [9]



Obr. 42 - průtokoměr Sika VTR 1020

4.2 STANOVENÍ HYDRAULICKÝCH ODPORŮ

Veškeré výpočty pro stanovení hydraulických odporů byly provedeny k počátečním podmínkám:

- průměr potrubí D_p : 2" (50,8 mm)
- průtok chladicí kapaliny $\dot{m}_{VK}$: 120 l/min (0,002 m³/s)
- hustota chladicí kapaliny ρ_k : kapaliny: 970 kg/m³ (1:1)
- kinematická viskozita chladicí kapaliny ν_{CHLK} : $1,63 \cdot 10^{-6}$ m²/s (při 90 °C, 1:1) [10]

4.2.1 ZTRÁTY TŘENÍM PO DÉLCE

Pro výpočet ztrát třením po délce lze vyjít z Weisbachova vztahu, kterým určíme ztrátovou měrnou energii a jejím součinem s hustotou chladicí kapaliny obdržíme tlakový spád na potrubí odhadnuté délky $L_p = 2$ m:

$$Y_{ZT} = \Delta p / \rho_K \Rightarrow \Delta p = Y_{ZT} \cdot \rho_K = 429,7 \text{ Pa} = 4,297 \text{ mbar} \quad [11], \quad (6)$$



kde Y_{ZT} je ztrátová měrná energie a Δp je tlakový spád.

$$Y_{ZT} = \lambda_p \cdot \frac{L_p}{D_h} \cdot \frac{v_{střt}^2}{2} = 0,4429 \text{ J/kg [11]}, \quad (7)$$

kde λ_p je koeficient tření v potrubí, L_p je délka potrubí, D_h je hydraulický průměr a $v_{střt}$ je střední rychlost chladicí kapaliny v potrubí.

Koeficient tření $\lambda_p(Re, k_r)$, kde Re je Reynoldsovo číslo a k_r je relativní drsnost potrubí:

$$Re = \frac{v_{střt} \cdot D_h}{\nu_{CHLK}} = 30753 \text{ [11]}, \quad (8)$$

kde D_h je pro kruhový průřez potrubí rovno D_p .

$$v_{střt} = \frac{\dot{m}_{VK}}{S_p} = 0,987 \text{ m/s}, \quad (9)$$

kde S_p je průřez potrubí.

$$k_r = \frac{k}{D_h} = 0,01969 \text{ [11]}, \quad (10)$$

kde k_r je absolutní drsnost potrubí pro nové ocelové potrubí, dle [11] $k = 0,1 \text{ mm}$.

Dle kriterijního diagramu pro určení režimu turbulentního proudění ($Re > Re_k$) v potrubí v závislosti na jeho relativní drsnosti jsem zvolil 1.režim dle Konakova – oblast hydraulicky hladkého potrubí [11]:

$$\lambda_p = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} = 0,0231 \text{ [11]}. \quad (11)$$

4.2.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY

Pro výpočet ztrát lze opět vyjít z Weisbachova vztahu, kterým určíme dílčí hodnotu ztrátové měrné energie a jejím součinem s hustotou chladicí kapaliny obdržíme tlakový spád na dané armatuře.

$$Y_{ZM} = \Delta p / \rho_K \Rightarrow \Delta p = \sum Y_{ZM} \cdot \rho_K$$

$$\Delta p = (Y_{ZMK} + Y_{ZMD} + Y_{ZMV} + Y_{ZMS} + Y_{ZMB1} + Y_{ZMB2}) \cdot \rho_{CHLK} = 15413,2 \text{ Pa} = 154,14 \text{ mbar} \quad (12)$$

[11],

kde Y_{ZM} je ztrátová měrná energie místní singularity.

$$Y_{ZM} = \sum_{i=1}^m \xi_i \cdot \frac{v_{střt}^2}{2} \text{ [J/kg] [11]}, \quad (13)$$



kde ξ_i je součinitel místní ztráty dané singularity a $v_{stř}$ je střední rychlost kapaliny v dané singularitě o vztažném průřezu.

PRŮTOKOMĚŘ

Vlivem podstatně menšího vnitřního průměru průtokoměru než je průměr potrubí jej bylo nutné připojit přes kuželové potrubí (konfuzor + difuzor) délky $L_{DK} = 150$ mm a malého průměru $D_{PRŮT} = 15$ mm. Samostatný průtokoměr má tlakový spád uvedený přímo ve svých specifikacích výše.

Měrná ztrátová energie konfuzor:

$$Y_{ZMK} = \xi_K \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} = 2,72 \text{ J/kg} \quad [11], \quad (14)$$

$$\xi_K = k_K \cdot [(1/\varepsilon) - 1]^2 = 0,0955 \quad [11], \quad (15)$$

kde ξ_K je ztrátový součinitel konfuzoru, k_K je korekční koeficient konfuzoru [$k_K = f(\varphi)$] a ε je koeficient kontrakce.

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - (S_{2P} / S_{1P})} = 0,6125 \quad [11], \quad (16)$$

kde S_{1P} je průřez potrubí a S_{2P} je vnitřní průřez průtokoměru.

Měrná ztrátová energie difuzor:

$$Y_{ZMD} = \xi_D \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} = 11,977 \text{ J/kg} \quad [11], \quad (17)$$

$$\xi_D = k_D \cdot [1 - (S_{1P} / S_{2P})]^2 = 0,187 \quad [11], \quad (18)$$

kde ξ_D je ztrátový součinitel difuzoru, k_D je korekční koeficient difuzoru.

$$k_D = 3,2 \cdot [\lg(\varphi/2)]^{1,25} = 0,2221 \quad [11], \quad (19)$$

kde φ je vrcholový úhel zúžení.

KULOVÉ VENTILY

Návrh hydraulického okruhu zahrnuje v přímém vedení tři kulové ventily. Dle [11] je ztrátový součinitel otevřeného kulového uzávěru 0,08. Proto:

$$Y_{ZMV} = \sum_{i=1}^m \xi_V \cdot \frac{v_{stř}^2}{2} = 0,1168 \text{ J/kg} \quad [11], \quad (20)$$

kde ξ_V je součinitel místní ztráty kulového ventilu.



KOLENA (ZMĚNA SMĚRU)

V předběžném návrhu okruhu jsem počítal s čtyřmi koleny o úhlu odbočení 90, 90, 130 a 110°. Ztrátový součinitel kruhového oblouku se určuje v závislosti na úhlu odbočení a křivosti oblouku dle tabulek opravných koeficientů:

Tab. 2 - opravné koeficienty pro kruhové oblouky [11]

odbočení	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
f1	0.31	0.45	0.6	0.78	0.9	1	1.13	1.2	1.28	1.4
R/d	0.5	0.6	0.7	0.8	1	1.5	2	4	6	8
f2	1.18	0.77	0.51	0.37	0.21	0.17	0.15	0.11	0.09	0.07

$$Y_{ZMS} = \xi_S \cdot \frac{v_{střř}^2}{2} = 0,3973 \text{ J/kg [11]}, \quad (21)$$

$$\xi_S = f_{1i} \cdot f_{2i} = 0,8161 [11], \quad (22)$$

kde ξ_S je součinitel místních ztrát všech kolen a $f_{1/2i}$ jsou opravné koeficienty kruhových oblouků.

ZMĚNA PRŮŘEZU (DO A Z NÁDRŽE)

Do výpočtu jsem zahrnul pouze ztráty změnou průřezu ve spojení se zásobníkem chladicí kapaliny, neboť tyto rozměry jsem znal již před návrhem čerpadla.

Měrná ztrátová energie vlivem náhlého rozšíření průřezu:

$$Y_{ZMB1} = \xi_{B1} \cdot \frac{v_{střř}^2}{2} = 0,4786 \text{ J/kg [11]}, \quad (23)$$

$$\xi_{B1} = (1 - S_{1P} / S_2)^2 = 0,983 [11], \quad (24)$$

kde ξ_{B1} je součinitel místní ztráty na vstupu do nádrže.

Měrná ztrátová energie vlivem náhlého zúžení průřezu:

$$Y_{ZMB2} = \xi_{B2} \cdot \frac{v_{střř}^2}{2} = 0,2 \text{ J/kg [11]}, \quad (25)$$

$$\xi_{B2} = (1/\varepsilon - 1)^2 = 0,4108 [11], \quad (26)$$

kde ξ_{B2} je součinitel místní ztráty na výstupu z nádrže a ε je koeficient kontrakce (dle rovnice 16).

4.2.3 CELKOVÝ TLAKOVÝ SPÁD V OKRUHU

Celkový tlakový spád v hydraulickém okruhu vypočítáme jako součin dílčích tlakových spádů na daných singularitách. Tlakový spád při daném průtoku na průtokoměru, chladiči, elektrokotli a směšovači dodal výrobce těchto zařízení. Přehled jednotlivých



tlakových spádů a jejich součet udává Tab. 3. Pro výslednou hodnotu tlakového spádu jsem vybral vhodné čerpadlo z nabídky výrobce elektrokotle.

Tab. 3 - přehled tlakových ztrát v hydraulickém okruhu při průtoku 120 l/min

Název	Tlakový spád [mbar]
Tření po délce	4,297
Konfuzor	26,385
Průtokoměr	280
Difuzor	116,177
Kulové ventily	1,133
Kolena	3,854
Chladič	450
Vstup do zásobníku	4,642
Výstup ze zásobníku	1,940
Elektrokotel	100
Směšovač	130
Suma	1128,429



5 STANOVENÍ PARAMETRŮ CHLADIČE Z MĚŘENÝCH HODNOT

5.1 TEPELNÝ VÝKON CHLADIČE

TEPELNÁ KAPACITA

Tepelná kapacita je teplo, které musíme látce dodat, aby se její teplota zvýšila o 1 °C (1 K). Platí to i obráceně – tepelná kapacita vyjadřuje množství tepla, které musíme látce odebrat, aby se její teplota snížila o 1 °C (1 K). Měrná tepelná kapacita se značí C a lze ji matematicky zapsat [12]:

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \left[\frac{J}{K} \right] \quad [12], \quad (27)$$

kde ΔT je rozdíl teplot.

Tepelná kapacita je závislá na druhu látky a teplotě. V případě vody se v rozsahu 0 až 100 °C mění jen nepatrně. Závislost měrné tepelné kapacity chladicí kapaliny (Velvana G12) na teplotě znázorňuje Obr. 43.

MĚRNÁ TEPELNÁ KAPACITA

Abychom zohlednili množství hmoty, zavedla se tzv. měrná tepelná kapacita, která udává, kolik tepla musím dodat 1 kg látky, aby se ohřála o 1 °C (1 K). Jedná se tedy o tepelnou kapacitu v závislosti na jednotku hmotnosti. Měrnou tepelnou kapacitu lze najít ve fyzikálních tabulkách. Značíme ji c a lze ji matematicky zapsat ve tvaru [12]:

$$c = \frac{C}{m} = \frac{Q}{m \cdot \Delta T} \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad [12], \quad (28)$$

kde m je hmotnost látky.

Odevzdané/spotřebované teplo pak můžeme vypočítat:

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \Rightarrow Q = C \cdot \Delta T = m \cdot c \cdot \Delta T [J] \quad [12], \quad (29)$$

kde ΔT je rozdíl teplot.

Abychom zjistili výkon chladiče, využijeme základního vztahu pro výpočet výkonu, který je vlastně práce/teplo za čas:

$$P = \frac{Q}{t} = \dot{m}_m \cdot c \cdot \Delta T [W], \quad (30)$$

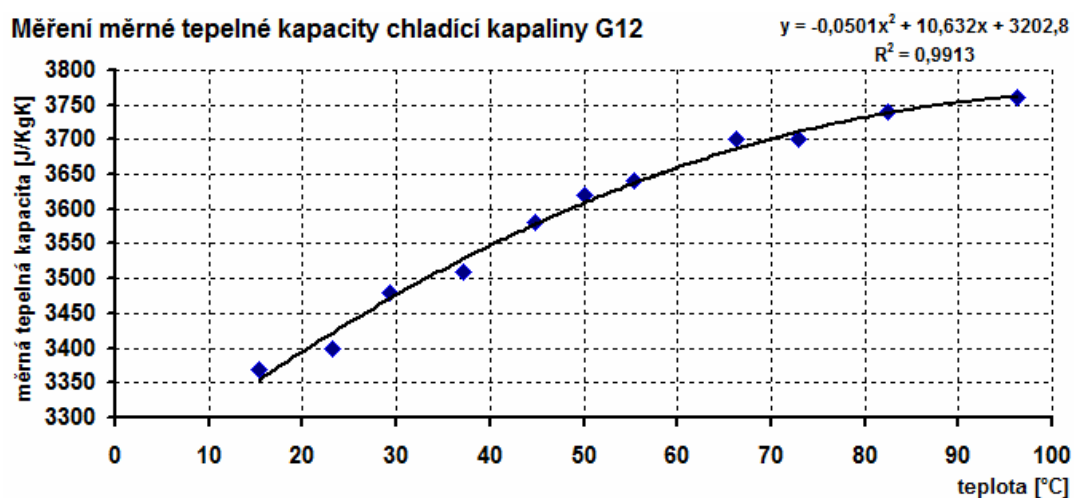
kde $\dot{m}_m$ je hmotnostní průtok média.

Na měřicím stavu jsou měřeny teploty chladicí kapaliny těsně před (T_{VH}) a za chladičem (T_{VD}) a také teploty chladicího vzduchu před (T_{VP}) a za chladičem (T_{VZ}) (1 před

a 2 vzad – hodnota z páru je průměrována). Z tohoto důvodu budeme měřit tepelné výkony na straně chladicí kapaliny i chladicího vzduchu, které by měli být pro kontrolu shodné (vzhledem k přesnějšímu měření průtoku a teploty na straně chladicí kapaliny bude tato hodnota brána jako referenční).

VÝKON CHLADIČE Z CHLADICÍ KAPALINY

Jako referenční chladicí kapalina je použita Velvana G12 v poměru s vodou 2:3 (40 % CHK, 60 % vody) s hustotou 1,014 kg/dm³ [13]. Tato kapalina má následující závislost měrné tepelné kapacity na teplotě [14]:



Obr. 43 - závislost měrné tepelné kapacity chladicí kapaliny Velvana G12 na teplotě [14]

Pro výpočet tepelného výkonu jsem využil vztahu:

$$P = \frac{Q}{t} = \frac{\dot{m}_{VK} \cdot c_K \cdot \Delta T_K}{60 \cdot 10^3} \cdot \rho_K [W], \quad (31)$$

kde $\dot{m}_{VK}$ je objemový průtok chl. kapaliny [l/min] měřený průtokoměrem VTR 1020, c_K je měrná tepelná kapacita chladicí kapaliny při teplotě T_{KS} , ΔT_K je rozdíl teploty chladicí kapaliny na vstupu a výstupu z chladiče a ρ_K je hustota chladicí kapaliny [kg/dm³].

Budeme-li v měřicím stavu používat pouze referenční chladicí kapalinu, upravíme rovnici 31 do následující podoby:

$$P = \frac{Q}{t} = \frac{\dot{m}_{VK} \cdot (-0,0501 \cdot T_{KS}^2 + 10,632 \cdot T_{KS} + 3202,8) \cdot (T_{KIN} - T_{KOUT})}{60 \cdot 10^3} \cdot 1,014 [kW], \quad (32)$$

$$T_{KS} = \frac{T_{KIN} + T_{KOUT}}{2} [°C], \quad (33)$$

kde T_{KS} je střední hodnota teploty chladicí kapaliny v chladiči, T_{KIN} je teplota vody v chladiči na vstupu, T_{KOUT} je teplota vody v chladiči na výstupu.



VÝKON CHLADIČE Z CHLADÍČÍHO VZDUCHU

Výpočet výkonu chladiče z chladícího vzduchu provádím pouze pro kontrolu výkonu vypočteného z chladící kapaliny. Využil jsem opět modifikované rovnice 31, kde jsem počítal s konstantní měrnou tepelnou kapacitou vzduchu a to $c_{pv} = 1010 \text{ J/kgK}$:

$$P = \frac{Q}{t} = \frac{\dot{m}_{VV} \cdot c_{pV} \cdot \Delta T_{Vmk}}{10^6} \cdot \rho_{Vmk} [\text{kW}], \quad (34)$$

$$\Delta T_{Vmk} = \frac{T_{VOUT1} + T_{VOUT2}}{2} - T_{Vmk} [^{\circ}\text{C}], \quad (35)$$

$$\rho_{Vmk} = \frac{p_{Vmk}}{r \cdot T_{Vmk}} [\text{kg} / \text{m}^3], \quad (36)$$

kde $\dot{m}_{VV}$ je objemový průtok chladícího vzduchu [l/s] měřený kolonou pro měření průtoku vzduchu, c_{pv} je měrná tepelná kapacita chladícího vzduchu a ΔT_{Vmk} je rozdíl teploty chladícího vzduchu na vstupu a výstupu z chladiče, ρ_{Vmk} je hustota chladícího vzduchu v měřicí koloně [kg/m^3], T_{VOUT1} a T_{VOUT2} jsou teploty vzduchu za chladičem a T_{Vmk} je teplota vzduchu v měřicí koloně.

Objemový průtok vzduchu přes chladič je vypočten na základě otáček z kalibrované měřicí vrtule (viz kalibrace měřicí kolony). Veškeré hodnoty ze snímačů (teploty, tlaku, otáček) jsou přivedeny do měřicí ústředny zkušebny, která je pak zpracuje a vyobrazí na monitoru ve velině (včetně loggingu hodnot).

5.2 TLAKOVÁ ZTRÁTA

ODPOR CHLADIČE CHLADÍČÍ KAPALINĚ

Pro určení tlakové ztráty na chladiči (odpor který klade chladič proudící chladící kapalině), je měřen tlak v hydraulickém okruhu těsně před vstupem do chladiče (p_{KIN}) a pak těsně za výstupem z chladiče (p_{KOUT}). Tlakovou ztrátu na chladiči na straně chladící kapaliny pak zjistíme z jednoduchého rovnice:

$$dp_K = |p_{KIN} - p_{KOUT}| [Pa], \quad (37)$$

kde dp_K je tlaková ztráta na chladiči na straně chladící kapaliny, p_{KIN} je tlak kapaliny na vstupu do chladiče a p_{KOUT} je tlak kapaliny na výstupu z chladiče.

ODPOR CHLADIČE PROUDÍCÍMU VZDUCHU

Pro zjištění průchodnosti vzduchu přes žebrování chladiče porovnávám absolutní tlaky v měřicí koloně a na zkušebně (případně přímo relativní tlak v měřicí koloně). K tomuto využívám přímo integrovaný diferenciální tlakový snímač za měřicí vrtulí, jehož signál je opět přiveden přímo do ústředny zkušebny a počítače ve velině.

$$dp_V = |p_{Vmk} - p_{Vzk}| = p_{Vrel} [Pa], \quad (38)$$

kde dp_V je tlaková ztráta na chladiči na straně chladícího vzduchu, p_{Vzk} je absolutní tlak na vzduchu zkušebně a p_{Vrel} je relativní tlak vzduchu v měřicí koloně.

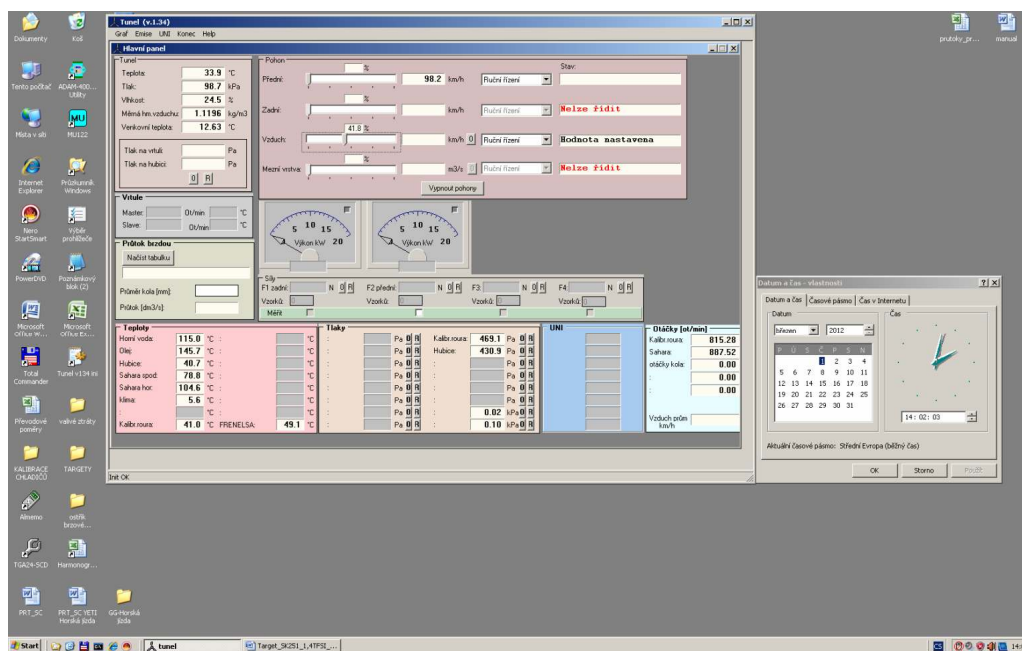


5.3 PŘÍBLIŽNÁ RYCHLOST VOZU

Chceme-li pro důkladnější náhled na výsledky měření přiřadit výkon chladiče určité rychlosti vozidla (simulace chladiče umístěného ve vozidle a jeho jízda), provedeme přibližný výpočet vycházející z Bernoulliho rovnice dle protitlaku v měřicí koloně:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h = konst. \Rightarrow v_j = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{rel}}{\rho_{vmk}}} \cdot 3,6 [km/h], \quad (39)$$

kde v_j je přibližná rychlost vozidla s chladičem v daném měřeném bodě.



Obr. 44 - náhled na ovládací software zkušebny

5.4 TEPLOTNÍ ROZLOŽENÍ NA CHLADIČI

Velmi zajímavé poznatky může přinést měření teplotního pole na chladiči. Toto měření provádím prozatím pouze manuálně pomocí ručního teploměru GREISINGER GMH 3710 (Obr. 45) s termočlánkem typu K. Na chladiči vytvořím popisovačem libovolný rastr (z důvodu délky a náročnosti měření o velikosti prozatím maximálně 6 x 5), v jehož bodech budu měřit ustálenou teplotu chladicího vzduchu cca 5 mm za voštinami tak, abych příliš nenarušil proudění za chladičem. Teplotu následně zapíši ve spolupráci s pomocným technikem do tabulky, zpracuji ve formě grafu v programu MS Office Excel a přiložím k výslednému protokolu měření. Vzhledem k nepříliš husté síti měřených bodů a ručnímu přikládání termočlánku k rastru však nebude výsledek experimentu exaktní. Větší počet bodů by však značně prodloužil měření a měřící technik by nemusel snést vysokou teplotu chladicího vzduchu za chladičem, zvláště při vyšších chladicích výkonech.

V budoucnu, osvědčí-li se měřící stav, zhotovíme již pevný rastr z tenkých pevných silikonových drátů přes celou plochu chladiče (případně variabilní velikosti) na něhož upevníme několik desítek termočlánků, které budou měřit teplotu a zaznamenávat ji přímo do



připravených patic v měřicí ústředně zkušebny. Jelikož je však počet patic na ústředně omezený množstvím 16, vytvořili bychom menší a hustější rastr, který bychom však během měření přesouvali – nutná synchronizace a přesný odečet naměřených hodnot. Takto upravená metoda značně urychlí a zpřesní měření teplotního pole chladiče, které pomůže v jeho návrhu a odhalí jeho případná „hluchá“ místa. Základní technické parametry přístroje GREISINGER GMH 3710:

- měřicí rozsah: -200 až 850 °C
- přesnost: $\pm 0,03$ °C při rozlišení 0,01 °C
- pracovní teplota: -25 až 50 °C
- zobrazovací zařízení: dva 4 1/2-místné LCD
- výstup: 3-pólový konektor jack Ø 3,5 mm
- napájení: baterie 9V / externí 10,5-12 V / 1 mA



Obr. 45 - ruční teploměr GREISINGER GMH 3710 použitý pro měření teplotního pole chladiče



6 NÁVRH INTERPRETACE VÝSLEDKŮ

6.1 METODIKA MĚŘENÍ TEPELNÝCH VLASTNOSTÍ A TLAKOVÉHO SPÁDU

Pro přesné a reprodukovatelné měření je nutné stanovit základní metodiku měření, které se musí měřicí technik striktně držet. Nedodržování měřicího postupu vede k nekorektním výsledkům a je pak nutné měření opakovat.

Mnou navržená metodika zahrnuje:

- příprava měřicího stavu,
 - zběžná kontrola plynulosti chodu měřicí vrtule v měřicí koloně
 - sestavení měřicí kolony s ventilátorem a uklidňovací komorou s hydraulickou částí
 - kontrola kolimace proudu vzduchu v uklidňovací komoře
 - příprava montážního muzikusu pro ustavení chladiče (plechový výřez)
 - těsná instalace chladiče na uklidňovací komoru
 - instalace teplotních a tlakových čidel ve vzduchové cestě
 - instalace teplotních a tlakových čidel v hydraulické cestě
 - instalace optického snímače otáček měřicí vrtule
 - napuštění hydraulického okruhu chladicí kapalinou a kontrola jeho těsnosti
 - odvzdušnění hydraulického okruhu, nastavení a kontrola požadovaného tlaku
 - vykreslení dohodnutého rastru fixem na chladič (pro měření teplotního pole)
- příprava měření,
 - zkouška průtoku chladicí kapaliny přes měřicí stav pomocí čerpadla
 - zkouška průtoku chladicího vzduchu přes měřicí stav pomocí ventilátoru
 - kontrola reakce instalovaných teplotních a tlakových čidel
 - teplotní stabilizace hydraulického okruhu na požadovanou teplotu při klidovém stavu chladících médií (cca 35 minut)
 - teplotní stabilizace zkušebny na požadovanou teplotu
 - zápis a kontrola dat ve vstupním listu protokolu
- samotné měření tepelného výkonu,
 - nastavení požadovaného průtoku chladicího vzduchu
 - nastavení požadovaného průtoku chladicí kapaliny
 - ustálení měřených parametrů a jejich zápis do protokolu
 - zvýšení průtoku chladicí kapaliny na požadovanou hodnotu z protokolu
 - ustálení a měřených parametrů a jejich zápis do protokolu
 - pokračování dle požadovaných měřených bodů v protokolu
 - průběžná kontrola stálosti vstupních parametrů, případně jejich úprava
- samotné měření teplotního pole chladiče,
 - stanovení a nastavení měřeného bodu (průtoky a teploty chladicí kapaliny a chladicího vzduchu)
 - ustálení průtoků chladících médií



- postupné měření teplot v zadaných bodech a jejich okamžitý zápis do tabulky (nejlépe ve spolupráci s pomocníkem)
- průběžná kontrola stálosti vstupních parametrů, případně jejich úprava
- ukončení měření
 - deaktivace napájení elektrokotle
 - vychlazení chladicí kapaliny v hydraulickém okruhu (běžící čerpadlo chladicí kapaliny a ventilátor chladicího vzduchu)
 - vypnutí ventilátoru a čerpadla chladicí kapaliny
 - opatrné odlehčení tlaku v hydraulickém okruhu pomocí přetlakového ventilu vyrovnávací nádoby
 - uzavření hlavních škrtec montážních ventilů instalace chladiče
 - vypuštění chladicí kapaliny z chladiče pomocí škrtec vypouštěcího ventilu do připravené nádoby
 - demontáž chladiče
 - případná rozborka celého měřicího stavu.

6.2 VÝPOČETNÍ APLIKACE

Kompletní výsledky měření jsou zpracovány v programu MS Office Excel, jenž slouží přímo jako výstupní protokol pro koncového zákazníka. Celá aplikace je z převážné většiny zpracována v anglickém jazyce, což vyžaduje zákazník (Škoda Auto). Program se skládá z těchto listů:

- Vstupní list – obsahuje údaje o zákazníkovi, číslo měřicího protokolu, základní informace o měřeném chladiči a počáteční podmínky měření včetně jmen a podpisů měřicího technika a zodpovědného pracovníka
 - logika značení čísla měřicího protokolu:
 - rokKWtýden-den-zákazník-označení chladiče-číslo měření
- Input sheet – „Vstupní list“ v anglickém jazyce, všechny hodnoty jsou zde automaticky doplňovány a překládány z Vstupního listu
- Input addition data – tento list obsahuje kalibrační charakteristiku vrtule v měřicí trati, charakteristiku měrné tepelné kapacity chladicí kapaliny a chladicího vzduchu a hustotu chladicí kapaliny
- Input data&calculation – tento list je know-how celého vyhodnocení měření (nebude obsažen ve výsledném papírovém protokolu), obsahuje dva typy tabulek:
 - tabulka pro záznam všech naměřené teploty a průtoků chladicí kapaliny a vzduchu, včetně interaktivních výpočtů
 - tabulka souhrnů výsledků, které jsou využívány pro tvorbu grafického vyhodnocení
- Output sheet – závěrečný list papírového protokolu, obsahuje maximální výkony chladiče a jeho tlakové spády, včetně grafických závislostí (výkon/průtok chladicí kapaliny, výkon/průtok chladicího vzduchu, tlak.spád/průtok chlad.kapaliny a vzduchu,



3D teplotní pole chladiče, výkon/přibližná rychlost vozidla a porovnání výkonů vzduchu a kapaliny)

- na dalších listech aplikace jsou již pouze samotné velké výše vyjmenované grafy pro přehlednější a snadnější prostý odečet hodnot

Zákazník obdrží mimo standardní papírový protokol samozřejmě také aktivní verzi aplikace v MS Office Excel s naměřenými údaji. K protokolu je přiložena zpráva z měření, která pokrývá požadavky nabídky a je nutná k vyúčtování za odvedenou práci. Kompletní náhled aplikace je přiložen v příloze ve formě přímých výsledků provedeného experimentu. Náhled hlaviček a prvních řádků výpočetních tabulek (listu aplikace „Input data&calculation“) zobrazují Tab. 4 a Tab. 5.

Tab. 4 - náhled výpočtového listu aplikace – tabulka pro záznam naměřených hodnot

Flow range of coolant:	12	17	33	50	67	83	100	117	125	l/min
Flow range of air:	340	429	515	600	686	772	858	1029	1300	l/s

Measuring data															
Labelled point	Air flow	Required fan speed	Actual fan speed	Air mass	Inlet temperature	Outlet temperature	Rad dp	Approximate speed	Heat rejection	Coolant flow	Coolant mass	Inlet temperature	Outlet temperature	Rad dp	Heat rejection
	[l/s]	[r/min]	[r/min]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[Pa]	[km/h]	[kW]	[l/min]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[mbar]	[kW]
Cooling air side															
1	340	157.8		0.041				0.0	0.00	12	0.20				0.00
2	340	157.8		0.041				0.0	0.00	17	0.29				0.00
3	340	157.8		0.041				0.0	0.00	33	0.56				0.00
4	340	157.8		0.041				0.0	0.00	50	0.85				0.00
5	340	157.8		0.041				0.0	0.00	67	1.13				0.00
6	340	157.8		0.041				0.0	0.00	83	1.40				0.00
7	340	157.8		0.041				0.0	0.00	100	1.69				0.00
8	340	157.8		0.041				0.0	0.00	117	1.98				0.00
9	340	157.8		0.041				0.0	0.00	125	2.11				0.00
10	429	203.4		0.041				0.0	0.00	12	0.20				0.00
11	429	203.4		0.041				0.0	0.00	17	0.29				0.00
12	429	203.4		0.041				0.0	0.00	33	0.56				0.00
13	429	203.4		0.041				0.0	0.00	50	0.85				0.00
14	429	203.4		0.041				0.0	0.00	67	1.13				0.00
15	429	203.4		0.041				0.0	0.00	83	1.40				0.00
16	429	203.4		0.041				0.0	0.00	100	1.69				0.00
17	429	203.4		0.041				0.0	0.00	117	1.98				0.00
18	429	203.4		0.041				0.0	0.00	125	2.11				0.00
19	515	247.6		0.041				0.0	0.00	12	0.20				0.00
20	515	247.6		0.041				0.0	0.00	17	0.29				0.00
21	515	247.6		0.041				0.0	0.00	33	0.56				0.00
22	515	247.6		0.041				0.0	0.00	50	0.85				0.00
23	515	247.6		0.041				0.0	0.00	67	1.13				0.00
24	515	247.6		0.041				0.0	0.00	83	1.40				0.00
25	515	247.6		0.041				0.0	0.00	100	1.69				0.00
26	515	247.6		0.041				0.0	0.00	117	1.98				0.00
27	515	247.6		0.041				0.0	0.00	125	2.11				0.00

Tab. 5 - náhled výpočtového listu aplikace – tabulka souhrnu výsledků

Comparative analysis									
Coolant flow	Air flow	Heat rejection	Heat rejection	Coolant flow	pressure drop	Air flow	pressure drop	Max. heat rejection	approximate speed
[l/min]	[l/s]	air side [kW]	coolant side [kW]	*10 [l/min]	coolant side [mbar]	[l/s]	air side [Pa]	coolant side [kW]	[km/h]
12	340	0.00	0.00	120	#DIV/0!	340	#DIV/0!	0.00	0.0
12	429	0.00	0.00	170	#DIV/0!	429	#DIV/0!	0.00	0.00
12	515	0.00	0.00	330	#DIV/0!	515	#DIV/0!	0.00	0.0
12	600	0.00	0.00	500	#DIV/0!	600	#DIV/0!	0.00	0.0
12	686	0.00	0.00	670	#DIV/0!	686	#DIV/0!	0.00	0.0
12	772	0.00	0.00	830	#DIV/0!	772	#DIV/0!	0.00	0.0
12	858	0.00	0.00	1000	#DIV/0!	858	#DIV/0!	0.00	0.0
12	1029	0.00	0.00	1170	#DIV/0!	1029	#DIV/0!	0.00	0.0
12	1300	0.00	0.00	1250	#DIV/0!	1300	#DIV/0!	0.00	0.0
17	340	0.00	0.00						
17	429	0.00	0.00						
17	515	0.00	0.00						
17	600	0.00	0.00						
17	686	0.00	0.00						
17	772	0.00	0.00						
17	858	0.00	0.00						
17	1029	0.00	0.00						
17	1300	0.00	0.00						
33	340	0.00	0.00						
33	429	0.00	0.00						
33	515	0.00	0.00						
33	600	0.00	0.00						
33	686	0.00	0.00						
33	772	0.00	0.00						
33	858	0.00	0.00						
33	1029	0.00	0.00						
33	1300	0.00	0.00						



7 PROVEDENÝ EXPERIMENT

K ověření funkčnosti zkušebního stavu je nutné praktické měření. Tento test jsem provedl v prostorách zkušeben Ing. Smejkal (rozšířená univerzální válcová zkušebna motorových vozidel). Zde bude nastálo umístěn zdroj vzduchu (ventilátor) a kolona měření průtoku vzduchu – v kompletu se bude využívat častěji k dalším měřením. Samotná usměrňovací komora sesazená s hydraulickou částí stavu je v případě nevyužití uložena ve vedlejších skladových prostorách.

Experiment jsem provedl dle mnou navržené metodiky měření a výsledky zapisoval do výpočetní aplikace MS Excel, jenž interaktivně vytváří výsledný protokol měření, který je umístěn v příloze.

7.1 POČÁTEČNÍ PODMÍNKY

- použitý chladič:
 - (WK) vodní, užitý v koncernu VW pro nepřepřehované benzínové motory
 - označení 1K0 121 251 BB
 - rozměry (š x v x h) 740 x 370 x 80 (činná plocha 650 x 345 x 26)
 - hmotnost 1808 g
- teplota na zkušebně (vstupní teplota chladícího vzduchu) 25 °C
- vstupní teplota chladící kapaliny 90 °C
- rozsah průtoku chladícího vzduchu 0,4 – 1,5 kg/s (340 – 1300 l/s) – Tab. 6
- rozsah průtoku chladící kapaliny 12 až 125 l/min – Tab. 6

Tab. 6 - tabulka rozsahu a kroku průtoku chladícího média

Rozsah měření průtoku chladícího vzduchu [kg/s]								
0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5
Rozsah měření průtoku chladící kapaliny [l/min]								
12	17	33	50	67	83	100	117	125

- nestejný krok v rozsahu průtoku vzduchu ve vyšších hodnotách jsem volil s předpokladem nelineárního tepelného výkonu chladiče v závislosti na průtoku vzduchu
- teplota na zkušebně regulována automaticky pomocí tří výkonných klimatizačních jednotek a regulovatelné klapky na směšovači ventilátoru
- použitá chladící kapalina Velvana G12 v poměru 2:3 s vodou (40 % CHK, 60 % voda)
- měrná tepelná kapacita chladící kapaliny proměnná (Obr. 43)
- hustota chladící kapaliny 1014 kg/m³
- měrná tepelná kapacita chladícího vzduchu $c_p = 1010 \text{ J/kgK}$

KOLIMACE PROUDU VZDUCHU V UKLIDŇOVACÍ KOMOŘE

Jelikož doposud nebyl nový měřicí stav použit, je nutné pro exaktní měření výkonových parametrů chladiče a jeho teplotního pole kvalitně rozložit proud chladícího



vzduchu v uklidňovací komoře (na jejím výstupu). K tomuto účelu jsou v bedně instalovány 3 vertikální a 3 horizontální žebra, každé s možností úpravy své polohy kolem otočné osy (aretace pomocí dotažení šroubů na krycí plechy).

Nastavení správné polohy žebel je provedeno manuálně měřením rychlostí proudícího vzduchu z uklidňovací komory v celé její výstupné ploše pomocí přesného ručního vrtulkového anemometru EXTECH HD300 s IR teploměrem a souběžným nastavováním natočení jednotlivých žebel. (Obr. 46). Základní technická specifikace přístroje:

- měřicí rozsah proudění vzduchu: 0,4 až 30 m/s
- měřicí rozsah teploměru: -10 až 60 °C
- měřicí rozsah IR teploměru: -50 až 500 °C
- přesnost měření proudění vzduchu: $\pm 3\%$
- přesnost měření IR teploměru: $\pm 2\text{ °C}$
- zobrazení: 4-místný LCD
- výstup: komunikační rozhraní mini-USB



Obr. 46 - použitý anemometr EXTECH HD300 při nastavení kolimace vzduchu

Popis provedeného nastavení kolimace vzduchu:

- kompletní montáž celého měřicího stavu, bez instalace chladiče
- nastavení průtoku chladícího vzduchu na hodnotu 750 l/s
- postupné přikládání měřicí vrtulky do několika míst (rastru) průtočné výstupní plochy uklidňovací komory a měření rychlosti proudu vzduchu
- zápis hodnot do tabulky
- úprava polohy žebel v komoře a opětovné měření rychlosti proudu vzduchu
- opakování nastavení polohy žebel do usměrnění toku na výstupu z uklidňovací komory
- pevná aretace polohy žebel
- záznam polohy žebel na vnější povrch uklidňovací komory



Obr. 47 - měření a nastavení kolimace proudu vzduchu

Provedené měření rychlosti proudu vzduchu jsem zaznamenal do Tab. 7 a Tab. 8.

Tab. 7 - měření rozložení rychlosti proudícího vzduchu z uklidňovací komory - původní stav před úpravou kolimace [m/s]

pozice	A	C	D	E	F
1	3,00	3,12	3,21	3,11	3,11
2	2,98	3,05	3,12	3,10	3,08
3	2,76	2,84	3,07	2,91	2,83
4	2,27	2,45	2,55	2,48	2,31

Tab. 8 - měření rozložení rychlosti proudícího vzduchu z uklidňovací komory - stav po úpravě kolimace pomocí natočení žeber [m/s]

	A	C	D	E	F
1	2,91	2,95	2,91	2,89	2,88
2	2,9	2,89	2,91	2,92	2,84
3	2,76	2,8	2,86	2,87	2,83
4	2,86	2,79	2,87	2,77	2,76

7.2 MĚŘENÍ TEPELNÉHO VÝKONU CHLADIČE A TLAKOVÉHO SPÁDU

Celé měření proběhlo dle výše uvedené metodiky měření. Naměřené hodnoty byly do výpočetní aplikace vypisovány dle hodnot z loggingu zkušebny. Výpis vybraných výsledků měření zobrazuje Tab. 9. Kompletní výsledky měření jsou graficky vyjádřeny na Obr. 49, Obr. 50, Obr. 51 a Obr. 52.



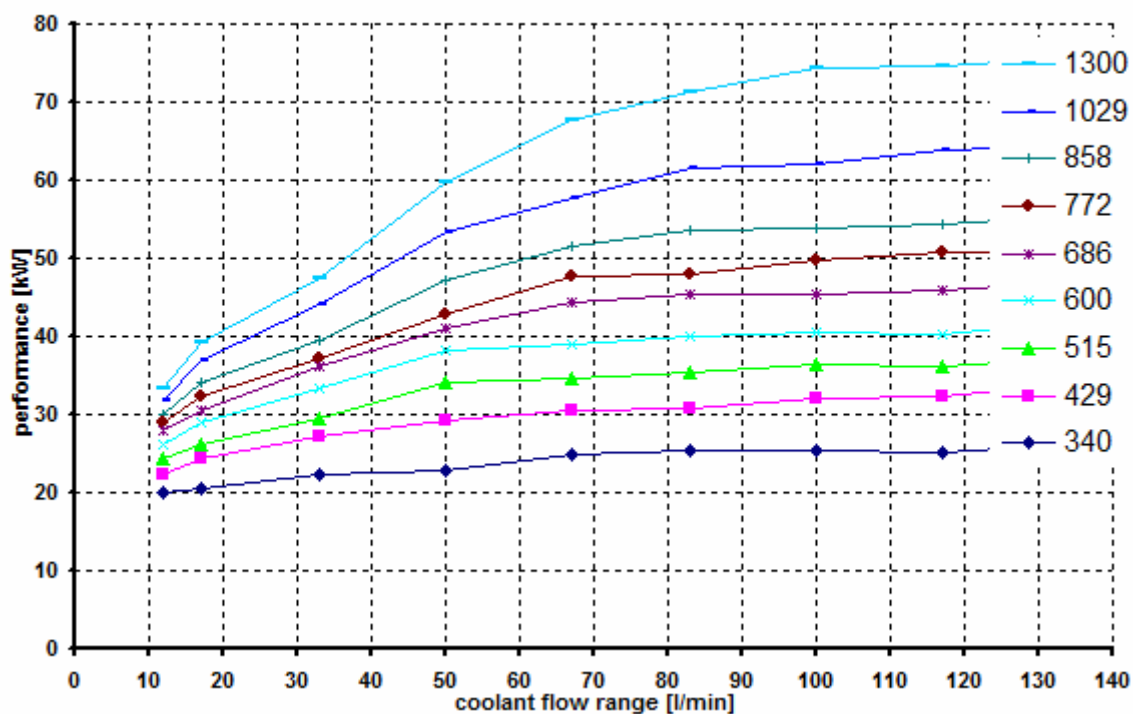
Obr. 48 - příprava pro měření - instalace termočládku

Tab. 9 – částečná tabulka s vypsány mi hodnotami měření tepelného výkonu chladiče

Measuring data																
Labelled point	Air flow		Required fan speed [rpm]	Actual fan speed [rpm]	Air mass [kg/s]	Inlet temperature [°C]	Outlet temperature [°C]	Rad dp [Pa]	Approximate speed [km/h]	Heat rejection [kW]	Coolant side		Inlet temperature [°C]	Outlet temperature [°C]	Rad dp [mbar]	Heat rejection [kW]
	[l/s]	[m³/s]									Coolant flow [l/min]	Coolant mass [kg/s]				
Cooling air side																
1	340	157.8	158.1	0.398	24.8	69.2	62.6	37.3	17.86	12	0.20	90.5	64.0	3.7	20.04	
2	340	157.8	159.8	0.402	24.8	74.6	63.2	37.4	20.19	17	0.29	90.0	70.8	5.4	20.57	
3	340	157.8	158.2	0.398	25.1	78.1	63.0	37.4	21.27	33	0.56	90.4	79.7	11.2	22.30	
4	340	157.8	158.3	0.397	25.7	82.3	63.7	37.7	22.71	50	0.85	90.2	83.0	22.4	22.81	
5	340	157.8	161.0	0.405	24.7	83.5	63.7	37.6	24.02	67	1.13	90.2	84.3	39.3	24.90	
6	340	157.8	157.9	0.397	24.8	84.8	67.4	38.7	24.10	83	1.40	90.2	85.4	59.3	25.51	
7	340	157.8	160.7	0.403	25.5	84.9	67.9	38.9	24.16	100	1.69	90.0	86.0	83.2	25.37	
8	340	157.8	158.8	0.399	25.3	85.1	68.0	38.9	24.08	117	1.98	90.4	87.0	110.2	25.18	
9	340	157.8	159.9	0.401	25.3	84.9	67.7	38.8	24.16	125	2.11	89.9	86.7	125.3	25.54	
10	429	203.4	204.6	0.503	25.1	66.7	88.4	44.3	21.15	12	0.20	90.3	60.7	4.0	22.34	
11	429	203.4	205.3	0.505	24.8	71.3	88.7	44.4	23.72	17	0.29	90.5	67.8	5.3	24.33	
12	429	203.4	203.8	0.501	25.5	76.4	88.8	44.4	25.77	33	0.56	90.8	77.8	11.8	27.15	
13	429	203.4	204.0	0.502	25.3	80.8	90.2	44.8	28.10	50	0.85	90.6	81.3	22.9	29.34	
14	429	203.4	203.9	0.502	24.8	80.7	92.6	45.3	28.33	67	1.13	90.2	83.0	39.1	30.61	
15	429	203.4	205.3	0.505	25.3	83.1	92.2	45.3	29.45	83	1.40	90.3	84.4	59.2	30.79	
16	429	203.4	205.3	0.504	25.4	83.5	91.9	45.2	29.61	100	1.69	90.0	85.0	83.3	31.95	
17	429	203.4	205.1	0.504	25.5	84.4	92.2	45.3	29.99	117	1.98	90.5	86.1	110.8	32.39	
18	429	203.4	203.6	0.501	25.3	84.1	92.8	45.4	29.74	125	2.11	90.2	86.0	125.9	33.07	
19	515	247.6	249.0	0.604	25.3	63.9	111.9	49.9	23.56	12	0.20	90.4	58.1	4.0	24.35	
20	515	247.6	249.5	0.605	25.3	66.8	111.7	49.8	25.36	17	0.29	90.1	65.6	5.7	26.17	
21	515	247.6	249.4	0.605	25.4	72.3	112.6	50.0	28.67	33	0.56	90.1	76.0	11.9	29.45	
22	515	247.6	248.8	0.605	24.7	77.0	115.1	50.5	31.90	50	0.85	90.6	79.8	23.2	33.98	
23	515	247.6	248.6	0.604	25.1	80.3	115.3	50.6	33.66	67	1.13	90.7	82.5	39.1	34.74	
24	515	247.6	248.2	0.602	25.6	81.5	120.6	51.8	33.99	83	1.40	90.1	83.4	59.4	35.26	
25	515	247.6	248.8	0.604	25.3	82.8	121.2	51.9	35.05	100	1.69	90.1	84.4	83.2	36.44	
26	515	247.6	247.8	0.600	25.7	82.8	120.7	51.8	34.60	117	1.98	90.0	85.1	111.1	36.16	
27	515	247.6	249.5	0.605	25.6	83.5	121.2	51.9	35.37	125	2.11	90.5	85.9	125.6	36.79	
28	600	291.2	292.5	0.704	25.0	59.9	140.1	55.7	24.85	12	0.20	89.8	55.0	4.3	26.20	
29	600	291.2	291.6	0.700	25.8	65.2	141.9	56.2	27.88	17	0.29	90.6	63.5	5.5	28.98	
30	600	291.2	292.5	0.703	25.6	69.8	145.1	56.8	31.34	33	0.56	90.7	74.7	12.3	33.40	
31	600	291.2	292.8	0.703	25.6	77.0	146.5	57.1	36.55	50	0.85	90.5	78.4	23.1	38.20	

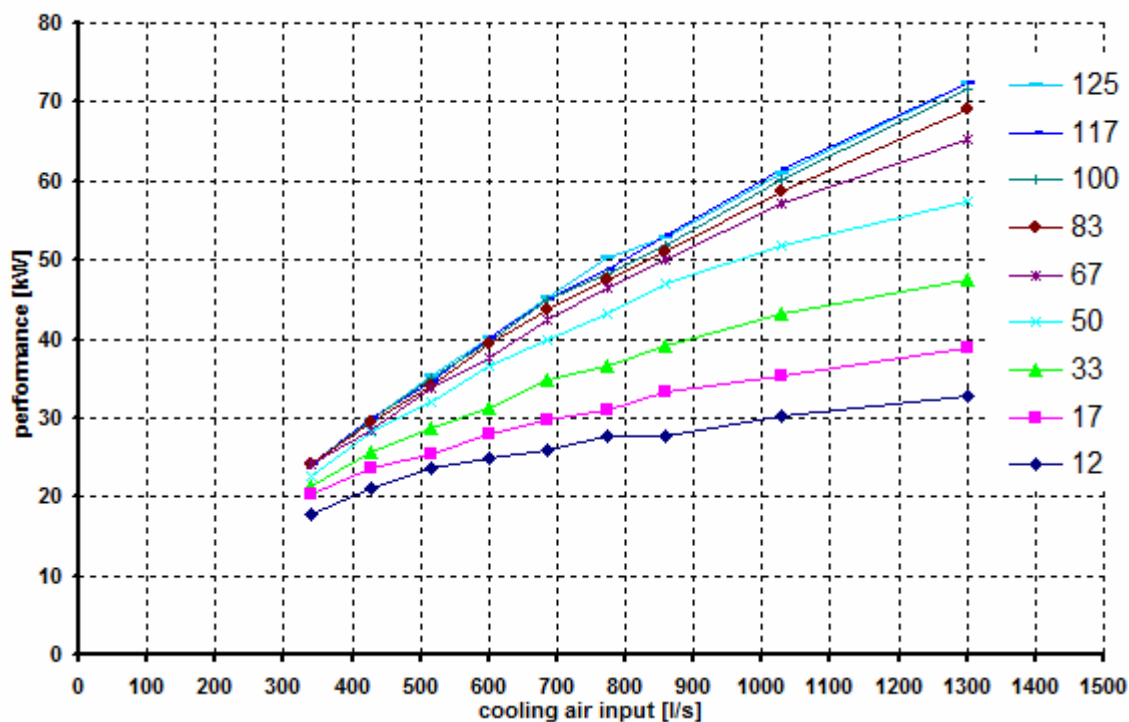


Performance of cooler according to coolant flow

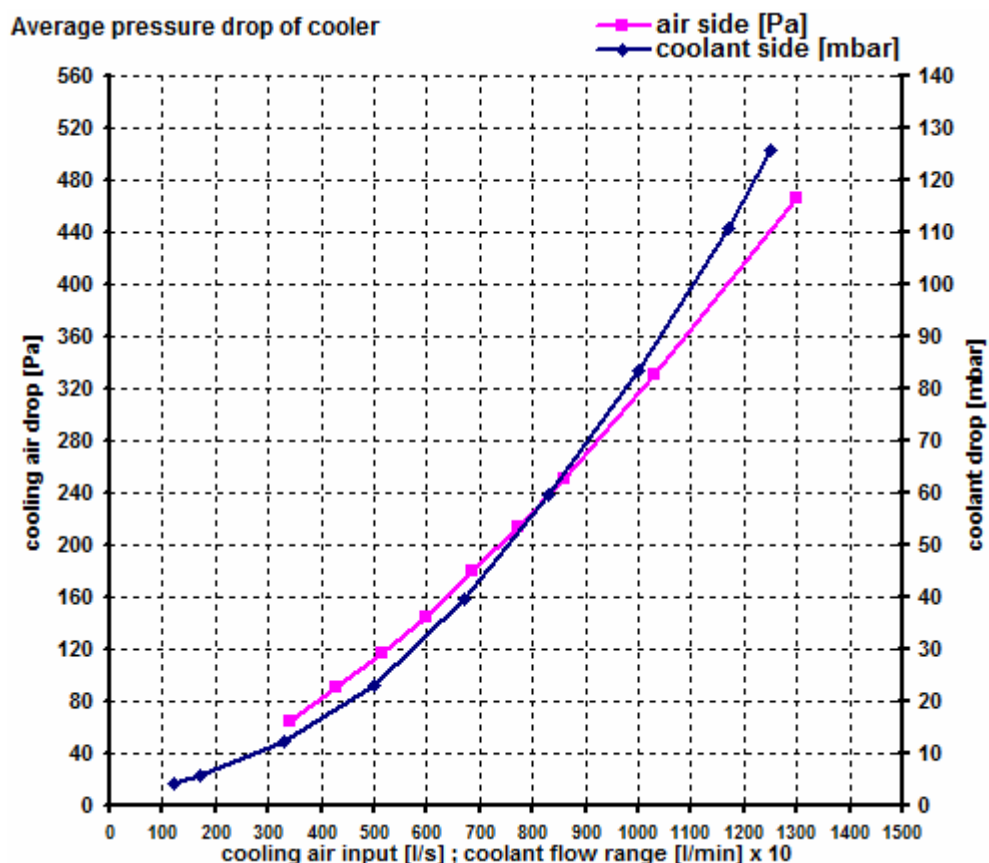


Obr. 49 - grafické vyjádření tepelného výkonu chladiče dle průtoku chladicí kapaliny

Performance of cooler according to cooling air flow

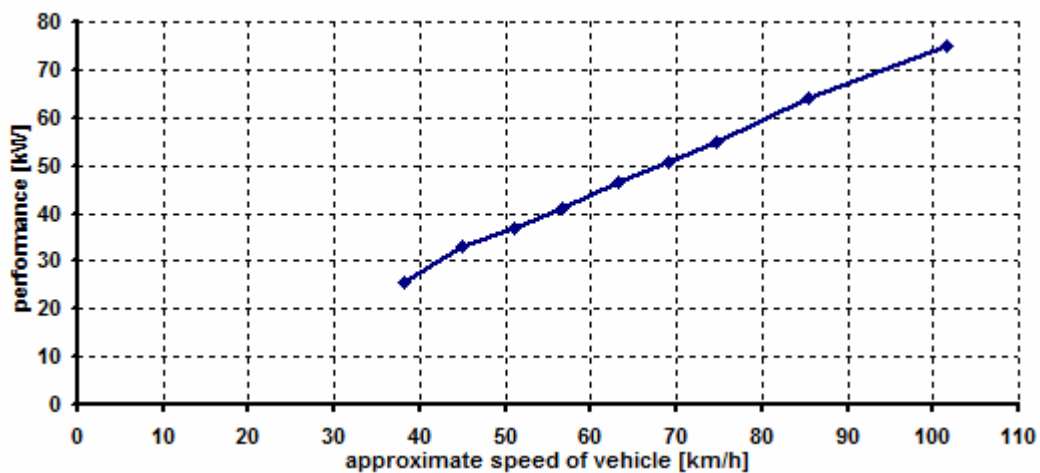


Obr. 50 - grafické vyjádření tepelného výkonu chladiče dle průtoku chladicího vzduchu



Obr. 51 - průměrný teplotní spád na chladiči na straně chladicí kapaliny i chladícího vzduchu

Max performance of cooler



Obr. 52 - grafické vyjádření výkonu chladiče v závislosti na přibližné rychlosti vozu

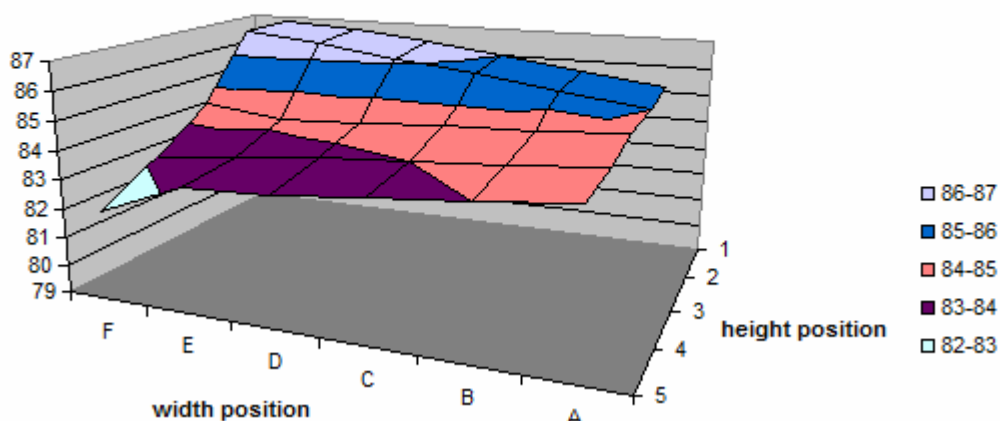
7.3 MĚŘENÍ TEPLITNÍHO POLE

Celé měření opět proběhlo dle výše uvedené metodiky měření. Naměřené hodnoty byly do výpočetní aplikace vypisovány dle hodnot z ručního teploměru GREISINGER GMH 3710. Měření jsem provedl ve vybraném průtoku chladicí kapaliny 67 l/min a průtoku vzduchu 340 l/s. Tyto hodnoty jsem volil s ohledem na přijatelné podmínky měření obsluhy teploměru. Výpis vybraných výsledků měření zobrazuje Tab. 10 a Obr. 53.

Tab. 10 - měření teplotního pole chladiče

Temperature field of cooler - measurement at cooling air side						
positioning	A	B	C	D	E	F
1	85,2	85,6	86	86,4	86,7	86,9
2	85	85,4	85,8	86,1	86,5	86,8
3	84,8	84,6	84,5	84,3	84,2	84,5
4	84,5	84,2	84	83,8	83,5	83,2
5	84,3	84	83,7	83,4	83,3	82,1
properties of measurement:						
coolant flow:	67 l/min					
cooling air flow:	340 l/s					

Temperatrure field of cooler



Obr. 53 - grafické znázornění teplotního pole chladiče



Obr. 54 - příprava pro měření teplotního pole chladiče



8 FINANČNÍ OHODNOCENÍ

Velice důležitým parametrem měřicího stavu byla její finanční náročnost ve které docházelo vůči optimálním provozním parametrům k několika kompromisům. Především pak v nákupu elektrokotle, jenž byl podstatnou peněžní položkou (výkon „pouze“ 36 kW není pro zjednodušené měření optimální). Součásti použité pro konstrukci stavu nezaznamenané ve Výčtu položek byly ze skladových zásob firmy ing.Smejkal.

8.1 VÝČET POLOŽEK

Tab. 11 – výčet nakoupených položek pro stavbu měřicího stavu

Skupina	Položka	Cena [Kč]
směšovač	materiál (plechy, L-profil, kulatiny, šrouby, matice, ...)	1500
	elektromotor Siemens UD 1007/1284 754-005-1	2340
	koncové spínače XCKN2118G11 (2 kusy)	534
	rozbočovací krabice DIN VDE 0606	61,5
	lakování	520
	součet	4955,5
ventilátor	ventilátor RVI 1000-3N	70160
kolona měření průtoku vzduchu	modul s měřicí vrtulí	4700
	roury (4 kusy)	4184
	optický snímač SENSOPART FR 18-1 R-PSK4	4100
	kalibrace (včetně dopravy)	6000
	součet	18984
uklidňo vací komora	materiál (plechy, profily, kulatiny...)	3300
	lakování	1100
	součet	4400
hydraulický okruh	rám (materiál)	1200
	elektrokotel Kopřiva 6 x 6 kW	55892
	čerpadlo WILO TOP-S 40/15	21065
	zásobník chladicí kapaliny Regulus PS300	8030
	izolace zásobníku chladicí kapaliny	4340
	kulové ventily (4 kusy)	1330
	směšovač Komextherm MIX P DN50 + servo MK-CS.1	5328
	vyrovnávací nádobka VW + přetlakový ventil	444
	orientační manometr 0 až 6 bar	1381
	snímač tlaku BD SENSORS DMP 331 (2 kusy)	8676
	průtokoměr SIKA VTR 1020	29148
	potrubí 2" (7 metrů) včetně kolen	1125
	lakování	1050
	součet	130009
práce	elektrikář (včetně režijních nákladů), 80 hodin	56000
	zámečnický (včetně režijních nákladů), 240 hodin	144000
	vývojový pracovník (včetně režijních nákladů), 20 hodin	20000
	součet	220000
	Celkový součet	457509



Výsledná cena termického stavu 457 509 Kč je konečná pouze do uzávěrky mé diplomové práce, neboť stav bude dále zdokonalován (později pravděpodobně vybaven navíc snímači tlaku před a za zásobníkem chladicí kapaliny, před a za průtokoměrem). Dále se zakoupí průtokoměr o větším průměru, který bude vhodnější pro 2“ potrubí (původní průtokoměr bude využit v rámci firmy k měření průtoku přímo na vozidle). Další úpravy se budou odvíjet od zkušeností a připomínek při častějším užívání stavu.

Dále jsme těsně před uzávěrkou diplomové práce instalovali nadstandardně na měřicí stav koncové spínače hlídající natočení hlavních škrtkách uzavíracích ventilů demontáže chladiče – při jejich aktivaci se bude vypínat elektrokotel a čerpadlo chladicí kapaliny.



ZÁVĚR

Ve své diplomové práci jsem se zabýval návrhem stavu pro měření charakteristik chladičů, který pomůže např. při návrhu nového či úpravě stávajícího chladičového okruhu vozidla. Provedené práce probíhaly také díky vstřícnému přístupu, zázemí a pomoci zaměstnanců firmy Ing. Michal Smejkal.

Zvolil jsem stavbu mobilní jednotky z důvodu nedostatku prostoru zkušeben Ing. Smejkala, ale především z důvodu univerzálnosti ostatních použitých komponentů pro navazující měření. Samotná výroba spočívala především v konstrukci směšovače, rámu hydraulického okruhu a uklidňovací komory. Samotný hydraulický okruh je kombinací standardizovaných komponentů a ručně zpracovaného potrubí vedení hydraulické kapaliny, kde během výroby neustále vznikali problémy s pnutím materiálu během svařování (potíže s přesností sesazení celku) a následně s těsností celého okruhu. Trať měření průtoku vzduchu byla poté složena ze standardního skládaného potrubí a modulu s přesnou měřicí vrtulí užívanou po úpravě taktéž pro měření průtoku vzduchu přes chladič přímo na vozidle.

Pro ověření správné funkčnosti kompletního měřícího stavu je nejlepší volbou přímo test s vozidlovým chladičem, kde odměřím jeho tepelný výkon a stanovím charakteristiky. Správné a opakovatelné měření je nutné zajistit stanovením podrobné metodiky měření. Vypracoval jsem také aplikaci pro zpracování naměřených výsledků, jejímž výstupem je přímo měřicí protokol s výsledky ve formě grafů. Jedná se zatím pouze o základní verzi aplikace, jejíchž modifikace budou provedeny na základě požadavků zadavatele úkolu.

Na první test jsem zvolil vodní chladič 1K0 121 251 BB užitý pro benzínové motory koncernu VW typu voda-vzduch, který byl dostupný na zkušebnách Ing. Smejkala. Měřící rozsah průtoku chladičové kapaliny jsem zvolil dle skutečných poměrů v automobilech a rozsah průtoku chladičového vzduchu jsem volil poněkud konzervativně s ohledem na první zkoušky. Bohužel nebylo možné z nedostatku času (šibeniční termín ukončení montáže stavu) provést měření více typů modelově podobných chladičů a porovnat navzájem jejich charakteristiky. Provedený experiment však poukázal na termické vlastnosti pravděpodobně nejen použitého chladiče. Chladičový výkon se se zvyšujícím průtokem chladičové kapaliny nestoupá lineárně, ale v závislosti na množství chladičového vzduchu se výkonová strmost posouvá směrem k vyšším průtokům chladičové kapaliny. Po dosažení určitého průtoku chladičové kapaliny již tepelný výkon stoupá velmi pomalu, či vůbec – chladičová kapalina již nestíhá více odevzdávat teplo. Naopak se zvyšujícím se průtokem chladičového vzduchu stoupá při konstantním průtoku chladičové kapaliny tepelný výkon téměř lineárně, však i přesto při max. průtoku vzduchu výkonový nárůst spíše klesá – bylo by vhodnější pro další experimenty rozšířit rozsah průtoku chladičového vzduchu do vyšších hodnot abychom tento jev více prozkoumali. Tlakový spád má mocninný průběh u obou chladičových médií, však na straně chladičové kapaliny je strmější než na straně chladičového vzduchu. Tyto průběhy pomohou objevit negativní odpory, které mohou odhalit chyby v návrhu chladiče či nečistoty a vady. Při vzájemném porovnání měřených tepelných výkonů obou chladičových médií vidíme, že „fyzika funguje“ - teplo odevzdané kapalinou je téměř rovno teplotě pobranému vzduchem. Odchyly ve výkonech



přisuzuji nedokonalému měření teploty chladicího vzduchu. Tento problém by do jisté míry pravděpodobně vyřešilo větší množství vhodně umístěných teplotních čidel na straně chladicího vzduchu.

Zkušební stav pro zkoušení chladičů není pouze jednoúčelové zařízení. Bohužel samotný kompletní hydraulický okruh vestavěný v rámu je jen pro stanovení tepelných a tlakových parametrů samotného chladiče. Ventilátor s kolonou měření průtoku vzduchu lze dále využívat ke kalibračním měřicích vrtulí na chladicích packagech pomocí přesně zkalibrované měřicí vrtule v trati. Další variantou využití jsou tzv. targetové zkoušky vozidla, ve kterých měříme závislost mezi potřebným množstvím chladicího vzduchu dodaného do vozu a uchlazením výkonem motoru (množství chladicího vzduchu nutného pro uchlazení určitého výkonu). Ventilátor lze samostatně užít také přes upravený nástavec např. k nucenému náporovému chlazení vozidla na válcové výkonové zkušebně.

V závislosti na poznatcích získaných při měření na zkušebním stavu, případně na jeho jednotlivých konstrukčních celcích, lze lépe upravit např. ovládání elektrického vodního čerpadla chladicí kapaliny ve vozidle tak, aby pracovalo efektivněji, či modifikovat tvar chladicích kanálů v přední části automobilu. Zkušební stav pro zkoušení chladičů má tedy relativně široké možnosti použití převážně v automobilovém průmyslu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory: Studijní opory*. Brno, 2003.
- [2] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1980. 05/29.
- [3] Fiat Bravo klub. [online]. [cit. 2012-02-09]. Dostupné z: http://www.fiatbravoklub.com/fiat/diskuze/?msg_group=1&action=show&id=647499
- [4] Elit. [online]. [cit. 2012-02-09]. Dostupné z: <http://www.elit.cz/Files/ObrazkyPModdeleni/druhykroknavigace/Motor/Vernet-termostat-schema.jpg>
- [5] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. ISBN 80-214-2409-5
- [6] KHALED, Mahmoud. *Fan air flow analysis and heat transfer enhancement of vehicle underhood: Towards a new control approach for fuel consumption reduction*. Applied energy [online]. 2011, 12 [cit. 2012-01-30]. DOI: 10.1016.2011.10.017. Dostupné z: www.sciencedirect.com
- [7] Ventilátory RVI. [online]. [cit. 2012-02-09]. Dostupné z: <http://www.kovostrazov.cz/ventilator/ventrvi.html>
- [8] Kopřiva Praha. [online]. [cit. 2012-02-20]. Dostupné z: <http://www.kopriva.cz/elektrokotle.html>
- [9] JSP: e-shop měřicí a regulační techniky. [online]. [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: <http://www.jspshop.cz/rada-vtr/vtr-1020>
- [10] Vitocom. [online]. [cit. 2012-02-29]. Dostupné z: <http://www.vitocom.cz/Velvana/fridexstabil.htm>
- [11] ŠOB, František. *Hydromechanika: studijní materiál pro I. stupeň magisterského studia, 2. a 3. ročník*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2002, 238 s. ISBN 80-214-2037-5.
- [12] Nabla - Fyzika. [online]. [cit. 2012-04-19]. Dostupné z: <http://www.nabla.cz/obsah/fyzika/molekulova-fyzika-a-termika/tepelna-kapacita-merna-tepelna-kapacita.php>
- [13] Technický list: MMM CHLADICÍ KAPALINA G12 PLUS. [online]. s. 3 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: http://obchod.top-oil.cz/www/prilohy/tl/mmm_chladici_kapalina_g12_plus.pdf
- [14] AMBROS, František. *Experimentální stanovení měrné tepelné kapacity roztoků chladicí kapaliny: Zpráva*. 2006, s. 13.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Q	[J]	teplo
$\dot{m}_{mV}$	[g/s]	hmotnostní průtok vzduchu
$\dot{m}_{VV}$	[l/min], [l/s]	objemový průtok vzduchu
$\dot{m}_{VK}$	[l/min]	objemový průtok chladicí kapaliny
C	[J/K]	tepelná kapacita
c_K	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita chladicí kapaliny
c_{PV}	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu za konst.tlaku
c_v	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita vzduchu
D_h	[m]	hydraulický průměr
D_P	[mm]	průměr potrubí hlavní hydraulické větve
dp_K	[Pa]	tlaková ztráta chladiče na straně chladicí kapaliny
$D_{PRŮT}$	[m]	vnitřní průměr průtokoměru
dp_V	[Pa]	tlaková ztráta chladiče na straně chladicího vzduchu
$f_{l/2i}$	[-]	opravné koeficienty pro kruhové oblouky
k	[mm]	absolutní drsnost potrubí
k_r	[-]	relativní drsnost potrubí
L_{DK}	[m]	délka difuzoru / konfuzoru
L_P	[m]	délka potrubí
m	[kg]	hmotnost
n	[ot/min]	otáčky měřící vrtule
p_{KIN}	[Pa]	tlak chladicí kapaliny na vstupu do chladiče
p_{KOUT}	[Pa]	tlak chladicí kapaliny na výstupu z chladiče
p_{Vmk}	[Pa]	absolutní tlak vzduchu v měřící koloně
p_{Vrel}	[Pa]	relativní tlak vzduchu v měřící koloně
p_{Vzk}	[Pa]	absolutní tlak vzduchu na zkušebně
r	[J/Kg K]	měrná plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha
S_{IP}	[m ²]	vnitřní průřez potrubí
S_2	[m ²]	vnitřní průřez zásobníku kapaliny
S_{2P}	[m ²]	vnitřní průřez průtokoměru
S_P	[m ²]	průřez potrubí
t	[s]	čas
T_{KIN}	[°C]	teplota chladicí kapaliny vstupující do chladiče
T_{KIN}	[°C]	teplota chladicí kapaliny vystupující z chladiče

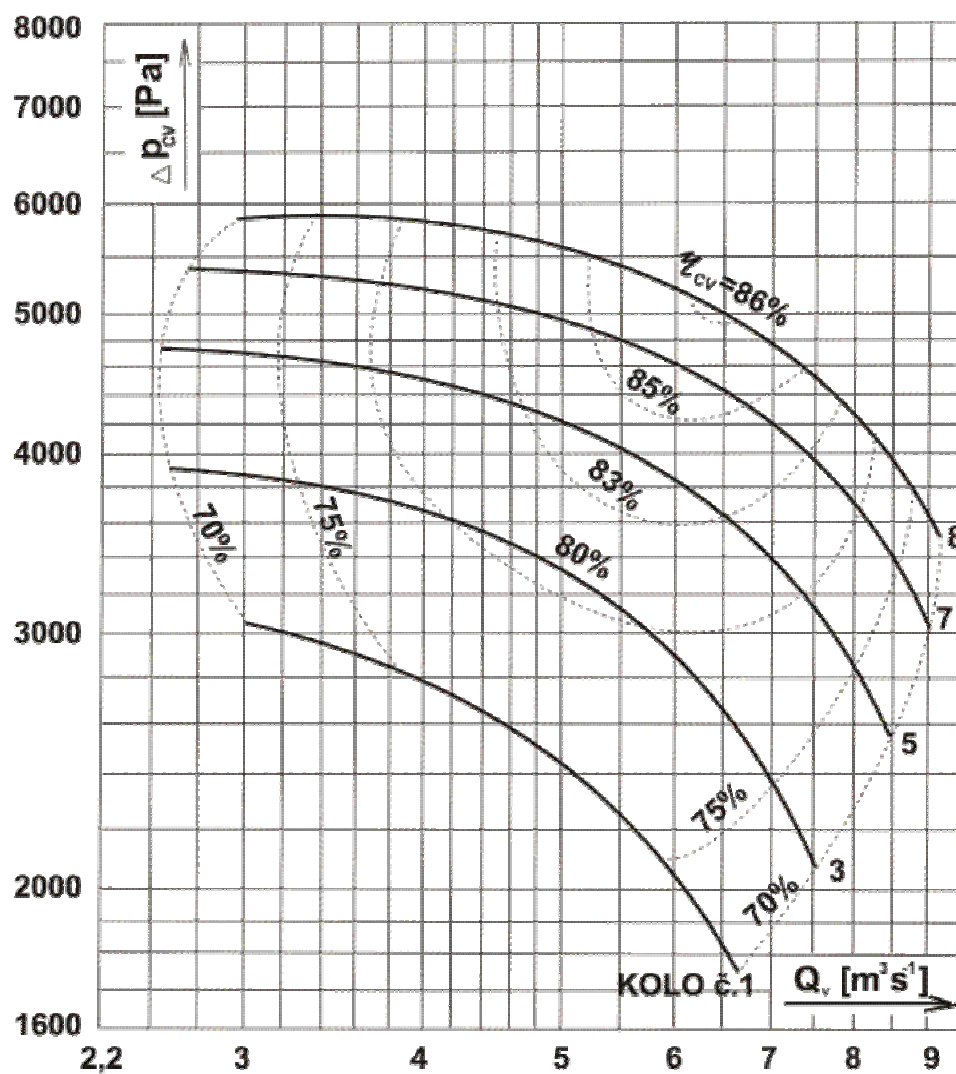


T_{KS}	[°C]	střední teplota chladící kapaliny v chladiči
T_{Vmk}	[°C]	teplota vzduchu v měřicí koloně
T_{VOUT1}	[°C]	teplota vzduchu za chladičem horního snímače
T_{VOUT2}	[°C]	teplota vzduchu za chladičem dolního snímače
v_j	[km/h]	přibližná rychlost vozidla
$v_{střp}$	[m/s]	střední rychlost chladící kapaliny v potrubí
Y_{Zii}	[J/kg], [m ² /s ²]	ztrátová měrná energie místní
Y_{ZT}	[J/kg], [m ² /s ²]	ztrátová měrná energie délková
α	[W/m°C]	součinitel povrchového přestupu tepla
Δp	[Pa], [mbar]	tlakový spád v hydraulickém okruhu na dané aparatuře
ΔT	[°C, K]	rozdíl teplot
ΔT_K	[°C]	rozdíl teploty chladící kapaliny na vstupu a výstupu
λ_p	[-]	koefficient tření v potrubí
ν_{CHLK}	[Pa.s], [m ² /s]	kinematická viskozita chladící kapaliny
ξ_i	[-]	ztrátový součinitel dané singularity
ρ_K	[kg/m ³], [kg/dm ³]	hustota chladící kapaliny
ρ_{Vmk}	[kg/m ³]	hustota vzduchu v měřicí koloně

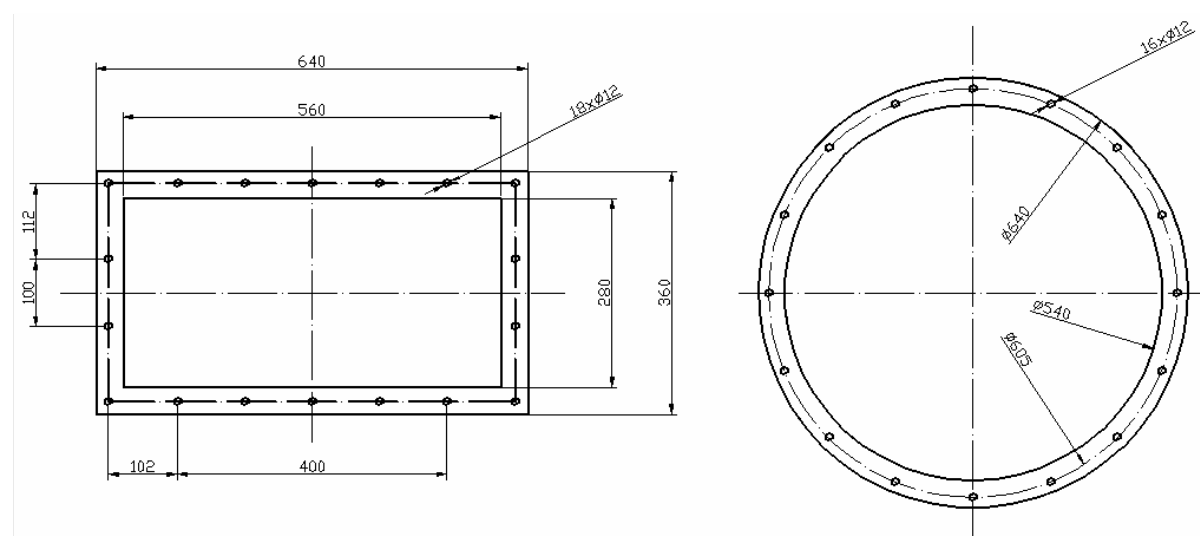


SEZNAM PŘÍLOH

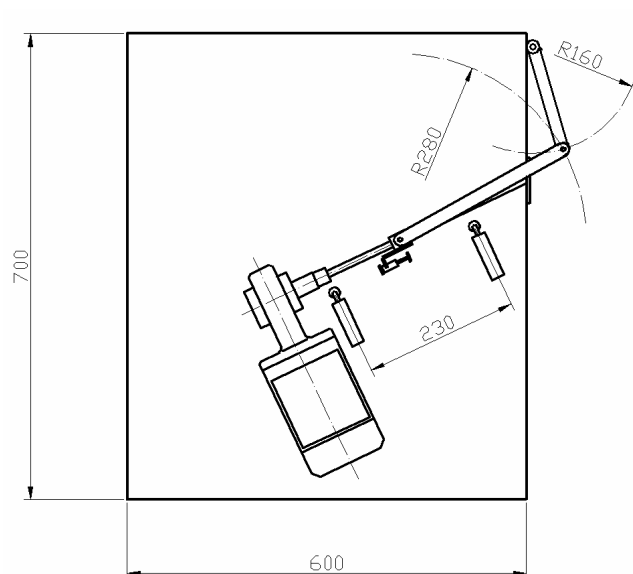
Příloha 1 - charakteristika ventilátoru RVI 1000-3N [7]	II
Příloha 2 - charakteristické rozměry přírub ventilátoru RVI 1000-3N	II
Příloha 3 - uložení koncových spínačů na směšovači	III
Příloha 4 - koncový spínač pro kontrolu krajní polohy klapky směšovače	III
Příloha 5 - použitý tlakový snímač BS SENSORS DMP 331	III
Příloha 6 - kalibrační list (1.strana) kolony měření objemového průtoku	IV
Příloha 7 - kalibrační list (2.strana) kolony měření objemového průtoku	V
Příloha 8 - prvotní návrh hydraulického okruhu	VI
Příloha 9 - druhotný návrh hydraulického okruhu	VI
Příloha 10 - zjednodušený náčrt elektrokotle s čerpadlem chladicí kapaliny	VII
Příloha 11 - charakteristika čerpadla chladicí kapaliny WILO TOP-S 40/15 [8]	VII
Příloha 12 - kontrola těsnosti hydraulického okruhu těsně před lakováním	VIII
Příloha 13 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 1	VIII
Příloha 14 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 2	IX
Příloha 15 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 3 - samotná hydraulická část ...	IX
Příloha 16 - náhled na výsledný protokol měření - strana 1	X
Příloha 17 - náhled na výsledný protokol měření - strana 2	XI
Příloha 18 - náhled na výsledný protokol měření - strana 3	XII
Příloha 19 - náhled na výsledný protokol měření - strana 4	XIII
Příloha 20 - náhled na výsledný protokol měření - strana 5	XIV
Příloha 21 - náhled na výsledný protokol měření - strana 6	XV
Příloha 22 - použitý chladič 1K0 121 251 BB k experimentu	XVI
Příloha 23 - kompletní sestava zkušebního stavu připravená k měření	XVI
Příloha 24 - kompletní sestava zkušebního stavu připravená k měření	XVI
Příloha 25 - měřicí ústředna zkušebny - obsahuje konektory pro připojení termočlánků, otáčkoměrů, tlakových snímačů	XVII
Příloha 26 - použitý chladič 1K0 121 251 BB k provedenému experimentu	XVII
Příloha 27 - velín zkušebny	XVII



Příloha 1 - charakteristika ventilátoru RVI 1000-3N [7]



Příloha 2 - charakteristické rozměry přírub ventilátoru RVI 1000-3N



Příloha 3 - uložení koncových spínačů na směšovači



Příloha 4 - koncový spínač pro kontrolu krajní polohy klapky směšovače



Příloha 5 - použitý tlakový snímač BS SENSORS DMP 331



Český metrologický institut

Okružní 31, 638 00 Brno

tel. +420 545 555 111, fax +420 545 222 728, www.cmi.cz

Pracoviště: Oblastní inspektorát Pardubice, Průmyslová 455, 530 03 Pardubice
Oddělení primární etalonáže objemu a průtoku plynu, tel. +420466670728, fax. +420466670931

KALIBRAČNÍ LIST

5012-KL-P2 004-12

Datum vystavení: 6. ledna 2012

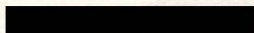
List 1 ze 2 listů

Zákazník:



Měřidlo: turbínový průtokoměr

Výrobce:



Typ: ---

Identifikační číslo: 5012-KL-P2 004-12

Jmenovitá světlost: DN500

**Usměrňovací
potrubí před:** 3 rovné úseky o délce 140 cm; celková délka 420 cm

**Usměrňovací
potrubí za:** 1 rovný úsek o délce 140 cm

Medium: vzduch

Výsledky kalibrace byly získány za podmínek a s použitím postupů uvedených v tomto kalibračním listě a vztahují se pouze k době a místu provedení kalibrace.

Datum kalibrace: 5. ledna 2012

Kalibraci provedl:

Vedoucí oddělení:

Ladislav Chlad



Ing. Tomáš Valenta

Tento dokument nesmí být bez písemného souhlasu provádějící laboratoře rozmnožován jinak než v celkovém počtu listů

Příloha 6 - kalibrační list (1.strana) kolony měření objemového průtoku



KALIBRAČNÍ LIST

5012-KL-P2 004-12

List 2 ze 2 listů

Použité etalony: Při kalibraci byla použita zkušební stanice pro plynoměry, která obsahuje následující etalonové plynoměry:

- plynoměr s rotačními komorami IGA G250 v.č. Y-0647 navázaný na státní etalon ČR, kalibrován 24.5.2010; KL č. 5012-KL-P0075-10
- sekundární etalony I. řádu turbínový plynoměr ELSTER G1000 v.č.83012128, návaznost na Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), Německo, kalibrován 26.5.2010; kalibrační značka 10366 PTB 10
- sekundární etalony I. řádu turbínový plynoměr ELSTER G4000 v.č.83011878, návaznost na Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB), Německo, kalibrován 25.5.2010; kalibrační značka 10365 PTB 10

Kalibrační postup: pracovní postup 512-MP-C103
Referenční teplota byla měřena za průtokoměrem, referenční tlak byl měřen před turbínovým kolem.

Místo kalibrace: ČMI OI Pardubice, zkušebna plynoměrů
Husova 10, 539 73 Skuteč

Podmínky prostředí: teplota vzduchu $(22,9 \pm 1,0) ^\circ\text{C}$
vlhkost vzduchu $(33 \pm 10) \%$
barometrický tlak $(93,95 \pm 0,20) \text{ kPa}$

Výsledky kalibrace:

průtok ve zkoušeném měřidle	teplota ve zkoušeném měřidle	absolutní tlak ve zkoušeném měřidle	otáčky turbínového kola (vrtule)
m^3/h	$^\circ\text{C}$	Pa	ot/min
490,35	22,84	93795	56
1507,60	22,74	93819	198
2579,65	22,73	93854	351
3635,52	22,84	93893	500
4698,21	22,91	93907	651
5651,99	23,04	93930	787
6721,48	23,22	93924	939
7670,57	23,38	93919	1081
8693,11	23,42	93905	1220
9704,04	23,15	93876	1368

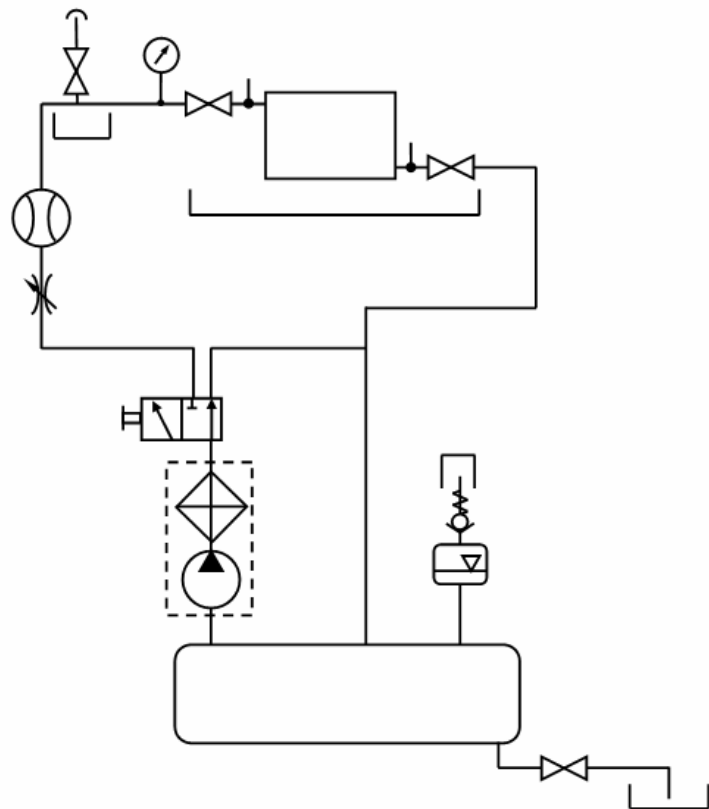
Rozšířená nejistota stanovení průtoku nepřekročila hodnotu $U(k=2)=0,30 \%$ z měřené hodnoty. Standardní nejistota měření byla určena v souladu s dokumentem EA-4/02. Uvedená rozšířená nejistota stanovení průtoku je součinem standardní nejistoty měření a koeficientu k , který odpovídá pravděpodobnosti pokrytí přibližně 95 %, což pro normální rozdělení odpovídá koeficientu rozšíření $k = 2$.

Český metrologický institut
Oblasní inspektorát Pardubice
Průmyslová 455
530 03 Pardubice
-3-

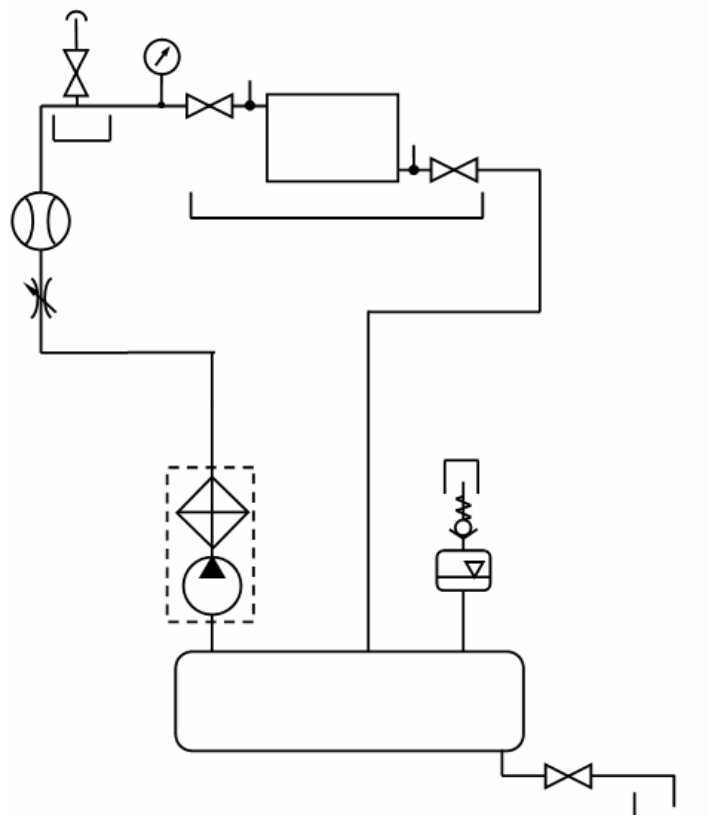
Konec kalibračního listu.

Tento dokument nesmí být bez písemného souhlasu provádějící laboratoře rozmazován jinak než v celkovém počtu listů.

Příloha 7 - kalibrační list (2.strana) kolony měření objemového průtoku

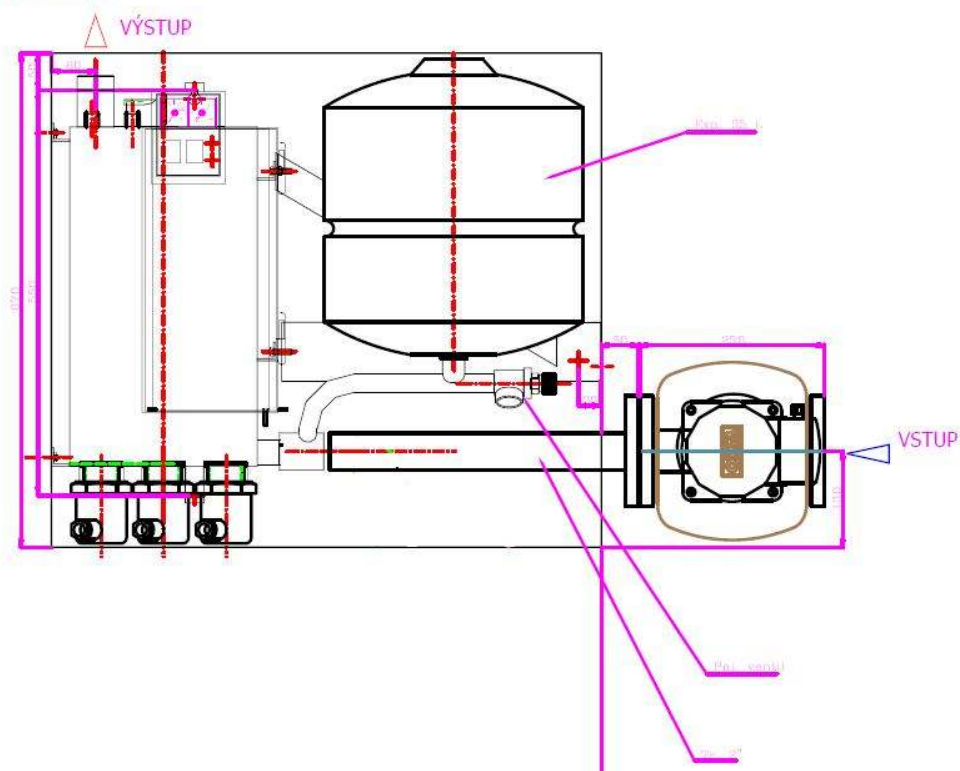


Příloha 8 - prvotní návrh hydraulického okruhu

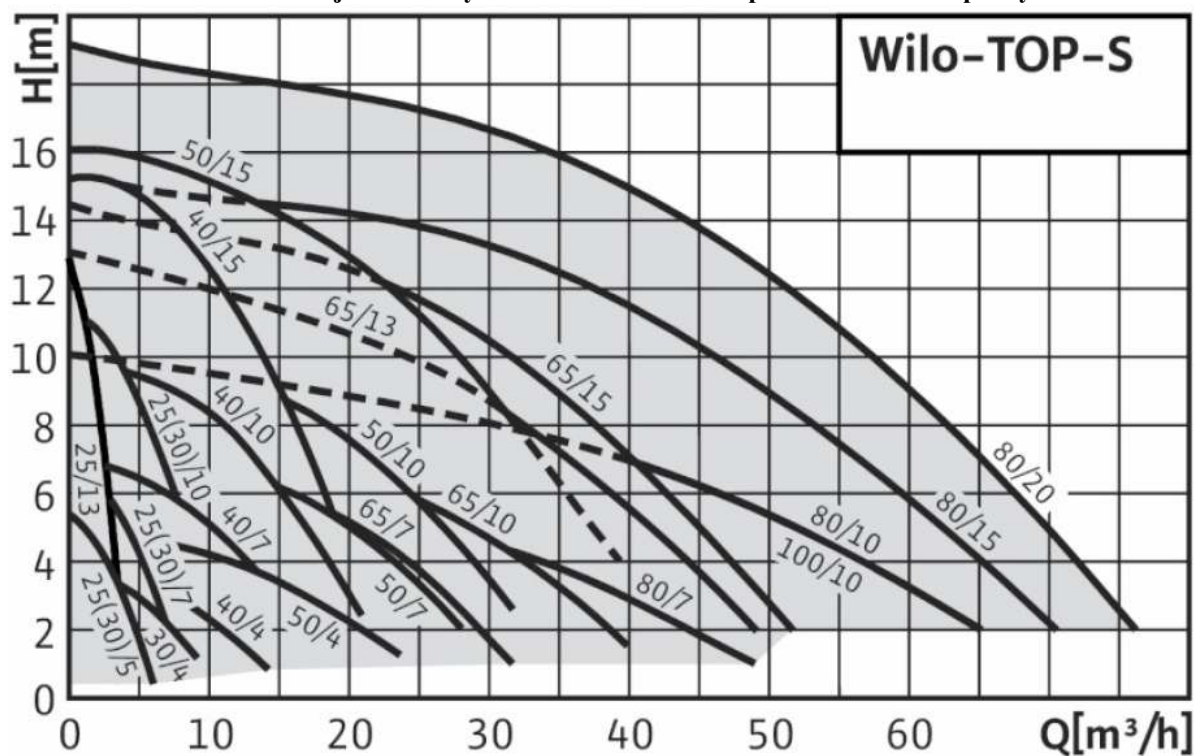


Příloha 9 - druhotný návrh hydraulického okruhu

KOTEL do 36 kW (max. 6 těles)
typ 3, expanze 35 L



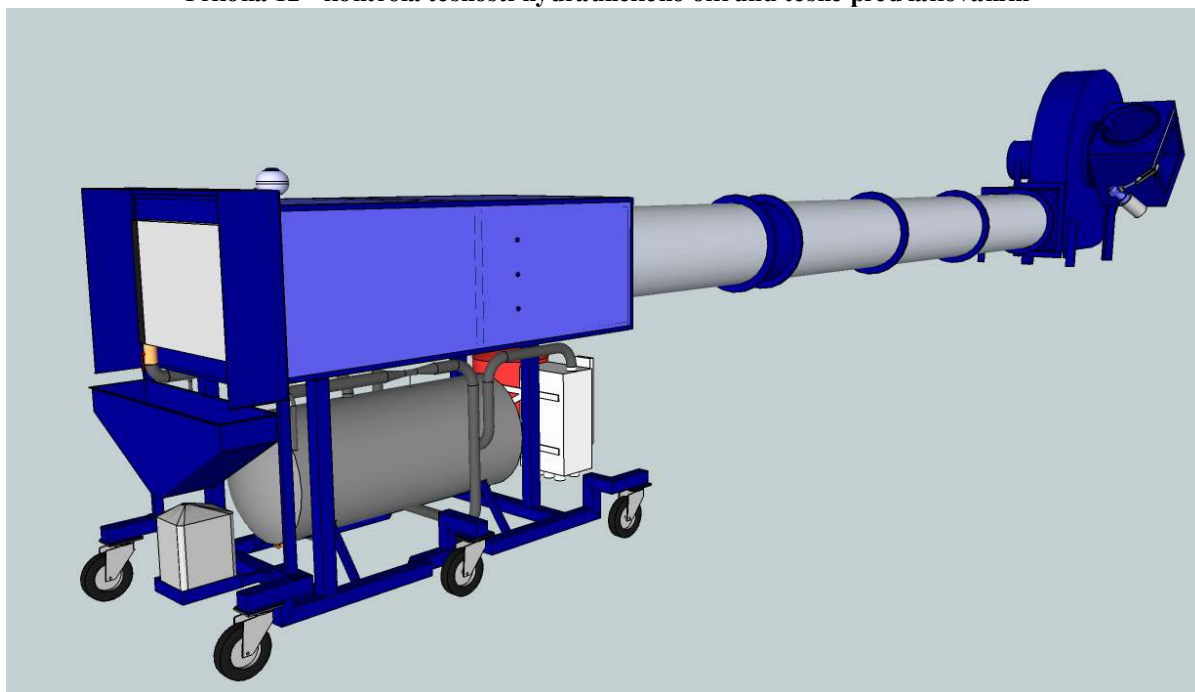
Příloha 10 - zjednodušený náčrt elektrokotle s čerpadlem chladící kapaliny



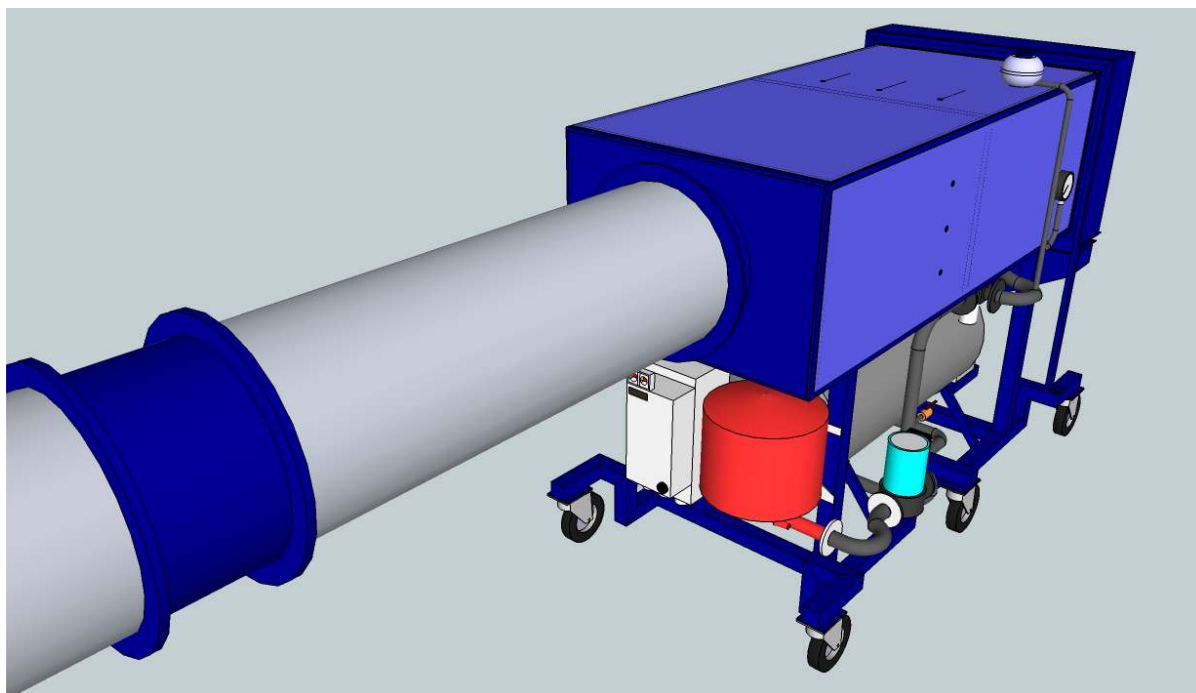
Příloha 11 - charakteristika čerpadla chladící kapaliny WILO TOP-S 40/15 [8]



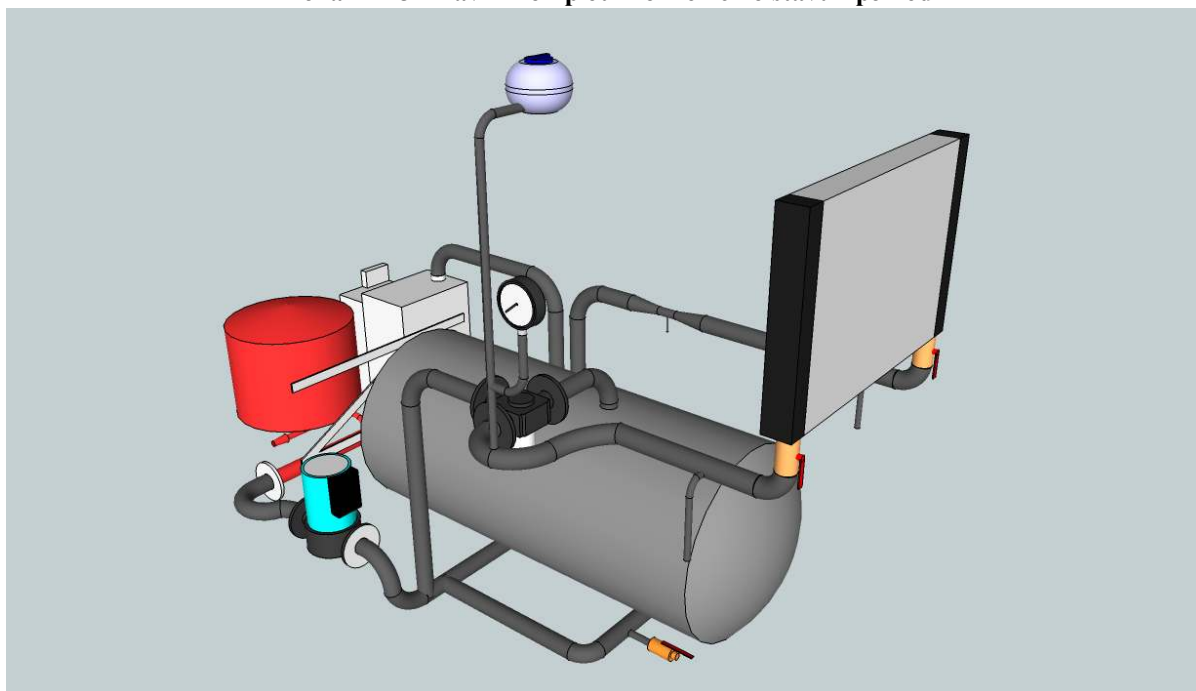
Příloha 12 - kontrola těsnosti hydraulického okruhu těsně před lakováním



Příloha 13 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 1



Příloha 14 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 2



Příloha 15 - 3D návrh kompletního měřicího stavu - pohled 3 - samotná hydraulická část



Ing. Michal Smejkal - vývoj automobilových komponentů

Stav pro měření charakteristik chladičů

Měřicí protokol číslo:

2012KW21-21-SK-6Q0_161_242-3

Zákazník:

ŠKODA AUTO a.s., Tř. Václava Klementa
869, Ml.Boleslav 593 60

Dodavatel:

Ing. Michal Smejkal
Vrchlického 70, 537 01 Chrudim
tel.: +420 777 094 478
e-mail: smejkal.michal@centrum.cz

Chladič

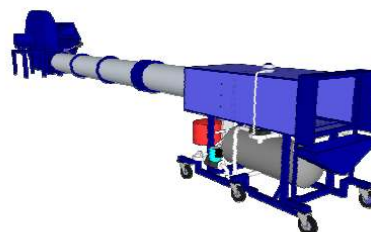
Výrobce: Škoda Auto
Výrobní číslo: 1K0 121 251 BB
Pro vozidlo: Škoda Fabia
Pro motorizaci: benzín
Typ: vodní (vodní/klimakondenzátor/mezichladič)
Sestava: samostatný vodní
Rozměry (Š x V x H): 740 / 650 | 370 / 345 | 80 / 26 mm
Hmotnost: 1808 g



Charakteristika měření

Datum: 21.5.2012
Teplota na zkušebně: 25,1 °C
Tlak na zkušebně: 99,8 kPa
Hustota vzduchu: 1,166 kg/m³
Vlhkost: 44,8 %

Vstupní teplota chlad. kapaliny: 90,0 °C
Vstupní teplota chlad. vzduchu: 25,0 °C
Teplotní spád: 65,0 °C
Rozsah průtoku chlad. kapaliny: 12 - 125 l/min
Rozsah průtoku chlad. vzduchu: 340 - 1300 l/s
Chladicí kapalina: Velvana G12 2:3 (40 % CHK, 60 % voda)



Zkušební zařízení: Termický stav pro měření chladičů, rev. 1.0

Měřicí technik: Ondřej Kleger

Zodpovědný pracovník: Ing. Michal Smejkal

Podpis



Ing. Michal Smejkal - development of automotive components

Cooler test bench

Test report no.:

2012KW21-21-SK-6Q0_161_242-3

Customer:

ŠKODA AUTO a.s., Tř. Václava Klementa
869, Ml.Boleslav 593 60

Contractor:

Ing. Michal Smejkal
Vrchlického 70, 537 01 Chrudim
phone.: +420 777 094 478
e-mail: smejkal.michal@centrum.cz

Automobile radiator

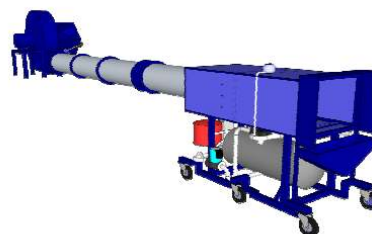
Manufacturer: Škoda Auto
Serial number: 1K0 121 251 BB
for vehicle: Škoda Fabia
for engine: petrol
Type: water cooler
Set of components: separate water cooler
Dimensions (W x H x D): 740 / 650 | 370 / 345 | 80 / 26 mm
Weight: 1808 g



Characteristics of measurement

Date: 21.5.2012
Ambient temperature: 25,1 °C
Atmospheric pressure: 99,8 kPa
Density of air: 1,166 kg/m³
Humidity: 44,8 %

Coolant inlet temperature: 90,0 °C
Air inlet temperature: 25,0 °C
Temperature gradient: 65,0 °C
Flow range of coolant: 12 - 125 l/min
Flow range of air: 340 - 1300 l/s
Coolant: Velvana G12 2:3 (40 % coolant, 60 % water)



Measuring device: Cooler test bench, rev. 1.0

Lab technician: Ondřej Kleger

Responsible official: Ing. Michal Smejkal

Signature:



Calibration of air measuring device

$$Q[l/s] = a \cdot n[r/min] + b$$

a 1,94947

b 32,39177

Specific heat capacity of air

cp 1010 J/kgK

Density of coolant ρ 1014 kg/m³

Specific heat of coolant

$$c[J/kgK] = a \cdot T^2 + b \cdot T + c$$

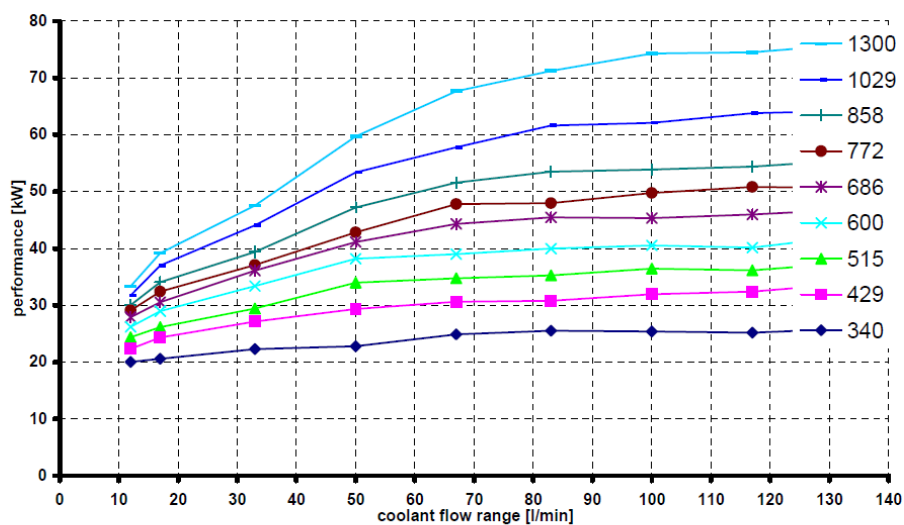
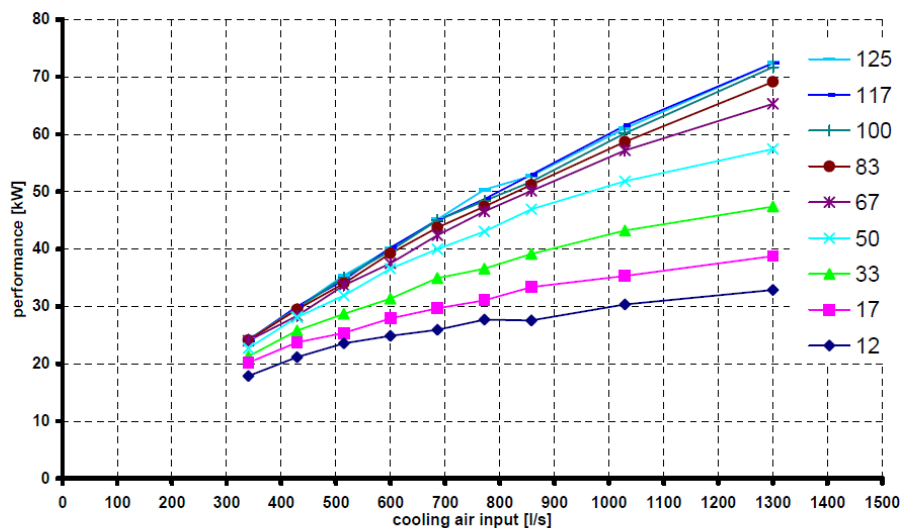
a -0,0501

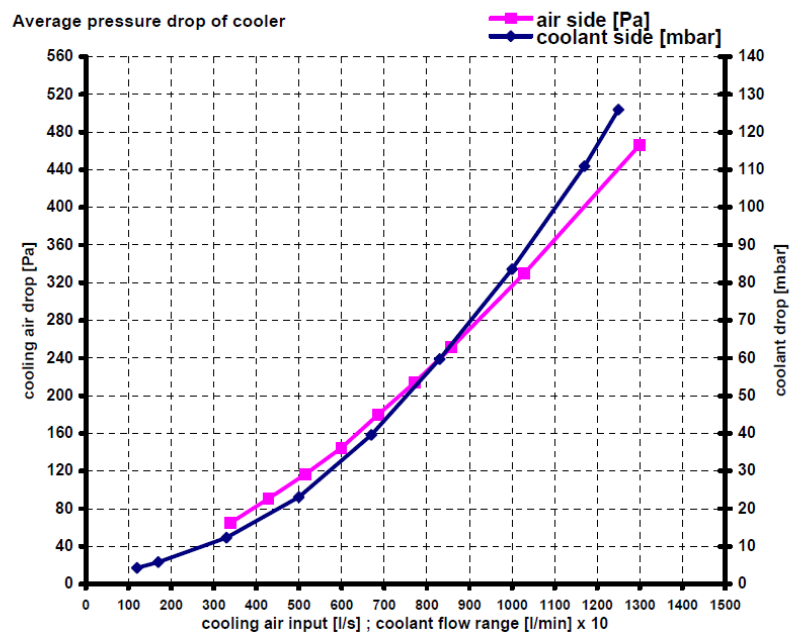
b 10,632

c 3202,8

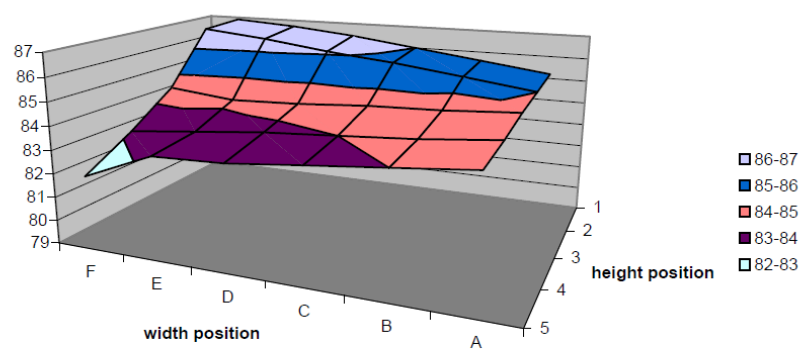

Measurement data at measurement range:

maximum performance at coolant side: 75,2 kW
 performance at cooling air side: 72,4 kW
 pressure drop at coolant side: 127 mbar
 pressure drop at cooling air side: 484 Pa

Graphical representation
Performance of cooler according to coolant flow

Performance of cooler according to cooling air flow


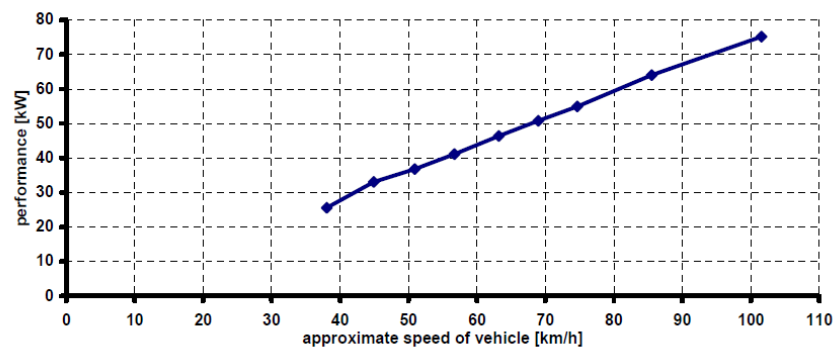


Temperatrure field of cooler

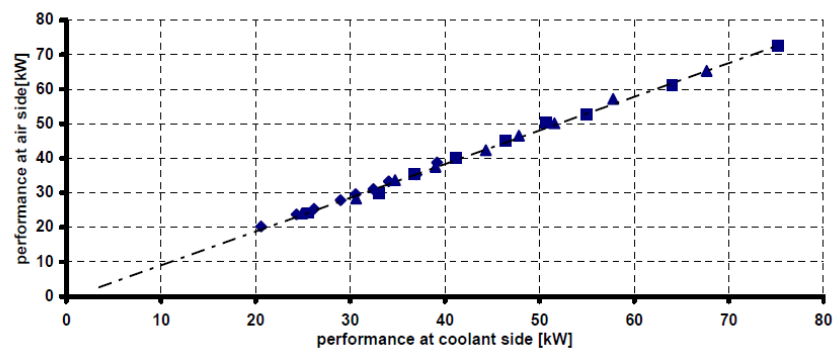




Max performance of cooler



Performance according to coolant and cooling air





Příloha 22 - použitý chladič 1K0 121 251 BB k experimentu



Příloha 23 - kompletní sestava zkušebního stavu připravená k měření



Příloha 24 - kompletní sestava zkušebního stavu připravená k měření



Příloha 25 - měřicí ústředna zkušebny - obsahuje konektory pro připojení termočlánků, otáčkoměrů, tlakových snímačů



Příloha 26 - použitý chladič 1K0 121 251 BB k provedení experimentu



Příloha 27 - velín zkušebny