

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Brno, 2024

Bc. Martin Hluší



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV ELEKTROTECHNOLOGIE

DEPARTMENT OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC TECHNOLOGY

ZVÝŠENÍ RYCHLOSTI SÁNÍ POŽÁRNÍ STŘÍKAČKY POMOCÍ CAE

INCREASED SUCTION SPEED OF THE FIRE PUMP USING CAE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. Martin Hluší

doc. Ing. Petr Vyroubal, Ph.D.

BRNO 2024

Diplomová práce

magisterský navazující studijní program **Elektrotechnická výroba a management**

Ústav elektrotechnologie

Student: Bc. Martin Hluší

ID: 216800

Ročník: 2

Akademický rok: 2023/24

NÁZEV TÉMATU:

Zvýšení rychlosti sání požární stříkačky pomocí CAE

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

Seznamte se a nastudujte problematiku modelování proudění v potrubí a proveďte analýzu požární stříkačky PS-12. Zaměřte se na systém sání vody za použití vývěvy. Vytvořte CFD model stávajícího řešení a optimalizujte jej. Navrhněte nový řídicí systém pro tuto stříkačku a realizujte jej. Výsledky vyhodnoťte.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

Podle pokynů vedoucího semestrální práce.

Termín zadání: 5.2.2024

Termín odevzdání: 22.5.2024

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Vyroubal, Ph.D.

doc. Ing. Petr Bača, Ph.D.
předseda rady studijního programu

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Abstrakt

Tato práce se zabývá problematikou návrhu zařízení určeného k zavodňování čerpadla požární motorové stříkačky typu PS-12. Nejprve je popsána disciplína požárního útoku a požární stříkačka PS-12, jenž má využívat navrhovaný systém. Dále je popsána problematika, kterou tato práce řeší. V dalších kapitolách je popsána metoda inženýrství s počítačovou podporou a proudění tekutin se zaměřením na proudění dýzami. V praktické části práce jsou nejprve popsány simulace stávajícího systému nasávání stříkačky. Dále je zde popsán nově navržený systém, a jeho funkce je následně ověřována simulacemi a měřením na fyzickém prototypu.

Klíčová slova

Požární útok, Motorová stříkačka, Plynová vývěva, Počítačem podporované inženýrství, Výpočetní dynamika tekutin, Lavalova dýza, Řídící jednotka, Ejektor

Abstract

This thesis addresses the issue of designing a new system for flooding the centrifugal pump equipped in the PS-12 type motorized fire pump. Initially the fire attack as a sport and the motorized fire pump PS-12 with the gas vacuum pump are described. Then the problem, this thesis addresses, is covered. The next chapters describe the Computer-aided engineering method and fluid flow with regards to flow through nozzles. Practical part of this thesis starts with simulations of the current gas vacuum pump equipped on the PS-12 pump. The design process of the new flooding system is described next and simulations as well as testing of the constructed prototype are used to validate its function.

Keywords

Fire attack, Motorized pump, Gas vacuum pump, Computer-aided engineering, Computational fluid dynamics, De Laval nozzle, Control unit, Ejector

Bibliografická citace

HLUŠÍ, Martin. Zvýšení rychlosti sání požární stříkačky pomocí CAE. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/159746>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav elektrotechnologie. Vedoucí práce Petr Vyroubal.

Prohlášení autora o původnosti díla

Jméno a příjmení studenta:	Martin Hluší
VUT ID studenta:	216800
Typ práce:	Semestrální práce
Akademický rok:	2023/24
Téma závěrečné práce:	Zvýšení rychlosti sání požární stříkačky pomocí CAE

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucí/ho závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne: 22. května 2024

podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Petr Vyroubal, Ph.D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Brně dne: 22. května 2024

podpis autora

Obsah

SEZNAM OBRÁZKŮ	9
SEZNAM TABULEK.....	11
ÚVOD	12
1. POŽÁRNÍ ÚTOK.....	13
1.1 TECHNICKÉ VYBAVENÍ	13
1.1.1 <i>Sací vedení</i>	<i>13</i>
1.1.2 <i>Přenosná motorová stříkačka typu PS-12.....</i>	<i>14</i>
1.1.3 <i>Dopravní a útočné vedení</i>	<i>15</i>
1.2 PROVEDENÍ POŽÁRNÍHO ÚTOKU.....	21
2. PŘENOSNÁ MOTOROVÁ STŘÍKAČKA PS-12.....	23
2.1 MOTOR.....	24
2.1.1 <i>Mazání motoru</i>	<i>25</i>
2.1.2 <i>Chlazení motoru.....</i>	<i>25</i>
2.1.3 <i>Příslušenství motoru</i>	<i>27</i>
2.2 ČERPADLO.....	28
2.3 PLYNOVÁ VÝVĚVA	30
2.4 OSTATNÍ ČÁSTI STŘÍKAČKY	31
2.4.1 <i>Nosítka</i>	<i>31</i>
2.4.2 <i>Palivová soustava</i>	<i>31</i>
2.4.3 <i>Přístrojová deska</i>	<i>31</i>
2.4.4 <i>Elektrické příslušenství</i>	<i>32</i>
3. CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE	34
4. COMPUTER-AIDED ENGINEERING (CAE).....	35
4.1 COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)	36
4.1.1 <i>Stacionární úlohy.....</i>	<i>37</i>
4.1.2 <i>Nestacionární úlohy.....</i>	<i>37</i>
5. PROUDĚNÍ TEKUTIN	39
5.1 ROZDĚLENÍ PROUDĚNÍ	39
5.1.1 <i>Podle fyzikálních vlastností kapaliny.....</i>	<i>39</i>
5.1.2 <i>Podle časové závislosti proudění</i>	<i>39</i>
5.1.3 <i>Podle způsobu pohybu (kinematického hlediska).....</i>	<i>40</i>
5.1.4 <i>Proudění vazkých kapalin</i>	<i>41</i>
5.2 VLASTNOSTI PROUDĚNÍ	42
5.3 REYNOLDSOVO ČÍSLO.....	43
5.4 VYSOKORYCHLOSTNÍ PROUDĚNÍ	44
5.5 PROUDĚNÍ KONVERGENTNÍ DÝZOU	46
5.6 PROUDĚNÍ KONVERGENTNĚ-DIVERGENTNÍ (LAVALOVOU) DÝZOU	48
5.6.1 <i>Hustota proudu</i>	<i>51</i>
6. SIMULACE STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU NASÁVÁNÍ.....	53

6.1	TVORBA MODELU	53
6.2	SIMULACE PROUDĚNÍ V CELÉM SYSTÉMU VÝVĚVY	54
6.3	SIMULACE PROUDĚNÍ V KONVERGENTNĚ-DIVERGENTNÍ (LAVALOVĚ) DÝZE	57
6.4	SIMULACE PROUDĚNÍ V KRITICKÉ ČÁSTI VÝVĚVY.....	60
7.	NOVÝ SYSTÉM NASÁVÁNÍ.....	67
7.1	CENTRÁLNÍ ŘÍDICÍ JEDNOTKA (MCU)	68
7.2	OVLÁDÁNÍ VENTILŮ ROZVADĚČE	70
7.3	KONTROLA POZICE VENTILŮ ROZVADĚČE.....	74
7.4	KONTROLA ZAVODNĚNÍ ČERPADLA	74
7.5	OVLÁDÁNÍ SYSTÉMU	75
7.6	SIGNALIZACE STAVU SYSTÉMU.....	76
7.7	SYSTÉM SÁNÍ.....	78
7.7.1	<i>Přemostění systému sání</i>	<i>80</i>
7.7.2	<i>Simulace proudění nové geometrie systému sání.....</i>	<i>82</i>
7.8	VALIDACE FUNKCE NOVÉHO SYSTÉMU SÁNÍ.....	94
	ZÁVĚR	96
	LITERATURA.....	97
	SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	100
	SEZNAM PŘÍLOH.....	102

SEZNAM OBRÁZKŮ

1.1	Typický sací koš (vlevo) a pohled na jeho zpětnou klapku (vpravo)	14
1.2	Hadice typu B75 určená pro zásahy (délka 20 m).....	16
1.3	Hadice typu C42 určená pro požární sport (délka 20 m).....	16
1.4	Rozdělovač s kulovými ventily používaný pro účely požárního sportu	18
1.5	Rozdělovač s vřetenovými ventily používaný k zásahům.....	19
1.6	Clonová proudnice C52 (dole), kompaktní proudnice Excellent C52 určená pro požární sport (nahore)	20
1.7	Popis rolí členů sportovního družstva provádějícího požární útok [8]	22
2.1	Výrobní číslo motoru Š 776.14K používaného v motorových stříkačkách typu PS-12 R1.....	24
2.2	Pohled na pravou stranu motorové stříkačky PS-12 (s popisem jednotlivých částí) [9]	26
2.3	Výrobní štítek čerpadla přenosné motorové stříkačky PS-12.....	28
2.4	Výkres rozložené sestavy čerpadla stříkačky PS-12 [9].....	29
2.5	Plynová vývěva motorové stříkačky PS-12 [9]	30
2.6	Pohled na přístrojovou desku stříkačky PS-12	32
2.7	Schéma zapojení elektrického příslušenství stříkačky PS-12 [10]	33
5.1	Vizualizace potenciálového proudění a potenciálového víru [20].....	40
5.2	Vizualizace vířivého proudění [15]	41
5.3	Vizualizace laminárního proudění a jeho vrstev [20]	41
5.4	Vizualizace turbulentního proudění a míšení vrstev [20]	42
5.5	Diagram popisující Bernoulliho rovnici [15]	43
5.6	Vizualizace rychlostního profilu laminárního proudění v trubici [15]	43
5.7	Chování nadzvukového a podzvukového proudění při průchodu konvergentně divergentním kanálkem (kanálek se chová jako a-nadzvuková tryska, b-nadzvukový difuzor) [21]	45
5.8	Graf závislosti rychlosti proudění ideálního plynu na výstupu trysky na tlakovém diferenciálu mezi vstupem a výstupem dýzy ($\kappa=1,4$ [-]; $r=287$ J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹ ; $T_i=293,15$ K; $p_i=101325$ Pa; $V_i=0$ m·s ⁻¹) [23].	47
5.9	Graf závislosti hmotnostního toku plynu na tlakovém poměru [23]	48
5.10	Vizualizace šikmé rázové vlny za ústím konvergentní trysky [23]	49
5.11	Průřez konvergentně divergentní trysky a průběh rychlosti a tlaku v takovéto geometrii [23]	50
5.12	Vizualizace šikmé rázové vlny za ústím Lavalovy dýzy [23]	51
5.13	Tlaková hora (závislost tlaku proudění na jeho rychlosti) [22]	51
5.14	Závislost hustoty proudu na rychlosti proudění [22]	52
5.15	Závislost průtočného průřezu na rychlosti proudění [22]	52
6.1	Řez hrubým modelem vývěvy motorové stříkačky PS-12	53
6.2	Vyobrazení výpočetní sítě 2D simulace celého systému vývěvy	55
6.3	Vyobrazení detailu výpočetní sítě v okolí ústí trysky	55
6.4	Rozložení rychlosti proudění výfukových plynů vývěvou při její funkci (ověřování funkce systému 2D simulací)	56
6.5	Rozložení tlaku výfukových plynů ve vývěvě při její funkci (ověřování funkce systému 2D simulací)	56
6.6	Výpočetní síť simulace proudění v Lavalově dýze	57
6.7	Záběr na výpočetní síť v samotné dýze	58
6.8	Zobrazení rozložení rychlosti proudění v Lavalově dýze.....	58
6.9	Zobrazení rozložení tlaku v Lavalově dýze.....	59
6.10	Grafické znázornění rozložení tlaku a rychlosti v Lavalově dýze (podél její osy).....	59
6.11	Geometrie pro simulaci kritické části vývěvy	60

6.12	Výpočetní síť simulace proudění v kritické části vývěvy.....	61
6.13	Detail výpočetní sítě v oblasti směšovací komory	62
6.14	Rozložení rychlosti v kritické části geometrie vývěvy	62
6.15	Rozložení tlaku v kritické části geometrie vývěvy	63
6.16	Rozložení hustoty plynu v kritické části geometrie vývěvy	63
6.17	Graf závislosti objemového průtoku přisávaného vzduchu na výšce vodního sloupce v sacím vedení	66
7.1	Blokové schéma navrhovaného systému pro zavodňování čerpadla	67
7.2	Elektrické schéma zapojení centrální řídicí jednotky systému	69
7.3	Sestava motoru Mabuchi RS-550PC-7527 a planetové převodovky	71
7.4	Model držáku sestavy motoru a převodovky se spojovacím materiálem	71
7.5	Elektrické schéma zapojení obvodu pro ovládání chodu motoru (bez výstupních konektorů)	72
7.6	Schéma zapojení konektorů obvodu pro ovládání chodu motoru.....	73
7.7	Senzor OKY3436 použitý ke kontrole zavodnění čerpadla	75
7.8	Přepínač TSM123F1 použitý k ovládání systému.....	76
7.9	Kontrolka CML 19TR0A12/6 použitá k indikaci stavu systému	77
7.10	Umístění kontrolky indikace stavu systému a přepínače ovládání systému na přístrojové desce požární stříkačky PS-12	77
7.11	Stojatý požární ejektor [24]	78
7.12	Řez modelem stojatého požárního ejektoru s popisem jednotlivých částí	79
7.13	Potrubií spojující ejektor s pevnou spojkou výtlačného hrdla rozvaděče	80
7.14	Geometrie zajišťující přemostění systému sání	81
7.15	Mechanická konstrukce systému sání	81
7.16	Výpočetní síť simulace proudění v geometrii ejektoru	83
7.17	Detail výpočetní sítě v oblasti směšovací komory	83
7.18	Rozložení rychlosti proudění v geometrii ejektoru	84
7.19	Rozložení tlaku v geometrii ejektoru	84
7.20	Graf závislosti objemového průtoku přisávaného vzduchu ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení.....	85
7.21	Graf závislosti objemového průtoku přisávaného vzduchu ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení při různých průměrech trysky	87
7.22	Výkres nové geometrie trysky ejektoru.....	89
7.23	Výpočetní síť pro simulaci proudění v upravené geometrii ejektoru	90
7.24	Rozložení rychlosti proudění v upravené geometrii ejektoru	90
7.25	Rozložení tlaku v upravené geometrii ejektoru	91
7.26	Graf závislosti objemového průtoku přisávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru nové geometrie trysky	92

SEZNAM TABULEK

6.1	Závislost objemového průtoku sacím kanálkem vývěvy na výšce vodního sloupce v sacím vedení	65
7.1	Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení	85
7.2	Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru trysky	87
7.3	Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru nové geometrie trysky	92
7.4	Naměřené doby zavodnění čerpadla stříkačky PS-12 (porovnání starého a nového systému zavodnění čerpadla).....	94

ÚVOD

Požární motorové stříkačky typu PS-12 jsou v České republice hojně využívanou technikou, kterou disponuje valná většina zdejších hasičských jednotek. Pro čerpání vody je zařízení vybaveno odstředivým čerpadlem, které však není schopno zavodnění bez vnější pomoci. Proto je tento typ stříkaček vybaven plynovou vývěvou, která umožňuje stříkačce nasát vodu z hloubky až 7,5 m, avšak tento sací proces trvá značnou dobu.

Tyto stříkačky se využívají také při požárním sportu, konkrétně při disciplíně s názvem požární útok. V některých případech se čerpaná voda nachází v nádržích ležících pod osou čerpadla (např. přírodní nádrže jako jsou rybníky a jezera) a je tedy nutné i při požárním sportu využít vývěvu pro zavodnění čerpadla. Jelikož se sportovní výkony družstev, zaměřujících se na disciplínu požárního sportu, stále vylepšují, jsou nároky na rychlost nasátí vody a zavodnění čerpadla stále vyšší. Vzhledem k rychlosti provádění této disciplíny není doba, nutná pro zavodnění čerpadla stávajícím řešením (vývěvou), přiměřená. Právě proto by bylo vhodné systém sání optimalizovat tak, aby byla rychlost nasátí vody dostatečná a sportovní družstvo neomezovala rychlost funkce technického vybavení, ale výsledky byly určeny schopností členů družstva samotného.

Cílem této diplomové práce je návrh nového systému určeného k zavodnění čerpadla požární stříkačky. Prvním krokem je seznámení se s požárním útokem a vybavením, jenž je při této disciplíně využíváno. S tím souvisí i analýza samotné motorové stříkačky PS-12 a jejího systému nasávání vody. Pro pochopení funkce tohoto systému je vhodné provést jeho simulace a na základě výsledků těchto simulací poté navrhnout nový systém zavodňování čerpadla. Tento nový systém by měl být schopen zavodnit čerpadlo efektivněji a měl by být elektronicky řízený.

Simulace budou prováděny pomocí software SolidWorks Flow Simulation. Poznatky ze simulací budou poté přeneseny do návrhové části, kde bude navržena nová geometrie systému sání, a její funkce bude ověřena pomocí simulací. Pro správnou funkci této geometrie bude celý systém elektronicky ovládán, a je tedy nutné navrhnout elektroniku pro jeho řízení a ovládání. Nakonec bude sestaven prototyp navrženého systému a tento bude otestován v reálných podmínkách.

V první části práce bude popsána disciplína požárního útoku, způsob jejího provádění a používané technické vybavení. V další kapitole bude popsána přenosná motorová stříkačka PS-12. Dále bude popsán řešený úkol, aby byly jasnější cíle této práce. Ve čtvrté kapitole bude pojednáno o metodě počítačové podpory inženýrské činnosti. Poslední teoretická kapitola se bude zabývat prouděním tekutin se zaměřením na vysokorychlostní proudění a proudění v tryskách. V praktické části je očekávána analýza současného řešení zavodňování čerpadla s cílem pochopení jeho funkce. Na základě výsledků simulací bude v následující kapitole navržen nový systém zavodnění čerpadla a jeho funkce bude ověřena simulacemi a měřeními na fyzickém prototypu.

1. POŽÁRNÍ ÚTOK

Požární útok je jedna z disciplín požárního sportu. Je zároveň nazýván královskou disciplínou požárního sportu, a to z důvodů komplexnosti a obtížnosti. Své výhradní postavení mezi ostatními disciplínami požárního sportu si požární útok drží hlavně díky tomu, že se velmi podobá zásahu hasičů u požáru. Požárního útoku se účastní 7 členů týmu a jejich úkolem je za pomoci sacího koše, savic, stříkačky, hadic, rozdělovače a proudnic sestavit sací, dopravní a útočné vedení. Sací vedení vede k nasátí, popřípadě nalití vody z nádrže do stříkačky. Tato stříkačka následně dopraví vodu do vzdálenosti 70 m (u soutěží takzvaně „na 2B“), nebo 90 m (u soutěží takzvaně „na 3B“). Po dopravě vody do této vzdálenosti je nutné proudem vody, usměrněným proudnicí, srazit klapku, nebo válec terče jenž je umístěn za kruhovým otvorem v čelním panelu. [1] [2]

1.1 Technické vybavení

Pro plnění disciplíny požárního sportu musí každý tým vlastnit patřičné vybavení. Kvalita tohoto vybavení se v nemalé míře podepisuje na výsledcích. Zároveň je důležité, aby byli členové týmu s tímto vybavením co nejlépe seznámeni. Nejrychlejší požární útoky sportovních týmů na soutěžích často dělí časové rozdíly pouze v setinách sekundy, jsou tedy žádané jakkoli malé výhody týkající se technického vybavení. [1]

Součástí technického vybavení připravovaného týmem před započítání disciplíny na základně je také přenosná motorová stříkačka. Jelikož se cena samotné motorové stříkačky může pohybovat i kolem 200 00 Kč, jednotliví členové většinou soutěží pod záštitou nějakého sboru dobrovolných hasičů tak, aby nemuseli vybavení pořizovat na vlastní náklady. [1]

1.1.1 Sací vedení

Sací vedení je označení používající se pro dva kusy savic a sacího koše umístěvaného na konci jedné ze savic. Sací vedení je kritické pro dopravu vody mezi vodní nádrží a čerpadlem motorové stříkačky. Savice jsou v podstatě ohebné trubice o délce 2,5 m ($\pm 0,05$ m) a vnitřním průměru 110 mm. Na koncích savice jsou nalisovány koncovky určené pro vzájemné spojování savic, připojování armatur k savicím a připojování savic k čerpadlu motorové stříkačky. Na mezinárodních soutěžích se na savicích používají koncovky typu DIN, kdežto na soutěžích pořádaných v rámci České republiky se používají koncovky se závitem RD 130 (na jedné straně je trn s vnějším závitem a na druhé je převlečná matice se závitem vnitřním). Hlavním parametrem při výběru savice je její tuhost. Savice připojovaná k čerpadlu motorové stříkačky se většinou volí dosti tuhá tak, aby zajišťovala snazší manipulaci. Druhá savice se volí jako co nejohybnější, aby bylo možné ji snadněji ponořit do nádrže s vodou a následně ohnout přes hranu nádrže (záleží také na preferencích závodníků). [1] [3]

Sací koš je zařízení, jež se šroubuje na konec druhé savice. Uvnitř obsahuje zpětnou klapku, jež brání vytečení vody ze savice při jejím vytahování z nádrže s vodou. Díky tomu je poté možné za pomoci samospádu zavodnit celé sací vedení. Sací koš je zároveň na svém vtoku vybaven mřížkou tak, aby bylo zabráněno vniku cizích těles do sacího vedení a čerpadla. Jedná se hlavně o ochranu čerpadla před objekty, které by se mohly objevit v nádržích při čerpání vody (kameny, malé větve, listy atd.). [1]



Obrázek 1.1 Typický sací koš (vlevo) a pohled na jeho zpětnou klapku (vpravo)

1.1.2 Přenosná motorová stříkačka typu PS-12

Přenosná motorová stříkačka PS-12 je zjednodušeně složena ze spalovacího motoru a odstředivého čerpadla a zajišťuje funkce nasátí a dopravy vody do oblasti jejího následného využití. Jelikož toto odstředivé čerpadlo nedokáže vodu z nádrže nasát samo, jsou motorové stříkačky vybaveny plynovou vývěvou. Tato vývěva zužitkovává spaliny motoru pro vytvoření podtlaku v sacím vedení, což vede k nasátí vody a zavodnění čerpadla. Podrobnější popis motorové stříkačky PS-12 je v kapitole 2. [1]

Přenosné motorové stříkačky PS-12 jsou v českých a slovenských jednotkách dobrovolných hasičů používají již od počátku 60. let. Postupem času byly vyráběny dvě provedení těchto stříkaček a to: typ PPS12-R a PS12-R1. Rozdíly mezi těmito variantami jsou pouze v typu motoru, který má u varianty PPS12-R objem spalovacího prostoru 1221 cm². Model PS12-R1 má objem spalovacího prostoru v rozmezí od 1221 cm² do 1433 cm². Ať už se jednalo o první, nebo druhý typ motorové stříkačky, vždy byly osazeny stejným čerpadlem, a tedy i čerpací výkon obou modelů je srovnatelný. [1] [4]

1.1.3 Dopravní a útočné vedení

Dopravní a útočné vedení je soubor složený z tlakových hadic a hadicového rozdělovače. Hadicový rozdělovač slouží k rozvětvení vedení zpravidla na dvě větve (pokud je to nutné, může vytvářet až tři hadicové větve). Jako dopravní vedení se označuje hadicové vedení dodávající vodu do rozdělovače. Útočné vedení je poté označení pro hadicové vedení odvádějící vodu z rozdělovače (po rozvětvení). Požární hadice se dělí podle jejich vnitřního průměru a plošné šířky. Označení jednotlivých hadic je tvořeno jedním písmenem a číselným označením. Písmeno označuje typ spojky, které jsou umístěny na obou koncích hadice. Používané hadicové spojky využívané jak při zásazích, tak při požárním sportu jsou typu STORZ (v jiných disciplínách požárního sportu se používají i spojky typu ROT a ROTT). Číselný kód poté značí velikost vnitřního průměru hadice (hadice B75 má tedy vnitřní průměr 75 mm). Pro požární sport jsou využívány 4 kusy hadic C a 2 (popřípadě 3) kusy hadic B. [1] [3]

Aktuálně se u nás používají 4 typy hadic (podle typu spojky-tedy 4 písmena). Prvním typem je A110, jenž se používá k dálkové přepravě vody např. při záplavách, či rozsáhlých požárech. Dále se využívají hadice B s vnitřními průměry 75, 70 a 65 mm (B75, B70 a B65). B75 se používají pro generické účely, B70 a B65 se poté používají pro účely sportovní. Hadice C se vyrábí s vnitřním průměrem 52, 42 a 38 mm (C52, C42 a C38). Opět hadice s nejvyšším průměrem v řadě (tedy C52) jsou využívány pro klasické účely a C42 a C38 jsou využívány pro účely požárního sportu. Hadice typu B a C jsou využívány jako dopravní a útočné vedení při soutěžích v požárním útoku. Nejčastěji používanými hadicemi jsou B65 a C42 (minimální šířka v plochem stavu 100 mm a 65 mm) jejichž délka je typicky 20 m, avšak pravidla soutěží umožňují délku hadic min. 19 m. Posledním typem běžně používaných hadic jsou hadice typu D, tento typ hadic je využíván hlavně při zásazích v těžko přístupných terénech (lesních požárech) nebo například jako hadicové vedení ke džberovým stříkačkám. Délky hadic typu D se pohybují v rozsahu od 5 do 25 m s krokem 5 m. [1] [5]



Obrázek 1.2 Hadice typu B75 určená pro zásahy (délka 20 m)



Obrázek 1.3 Hadice typu C42 určená pro požární sport (délka 20 m)

Jak již bylo předem zmíněno, rozdělovač je armatura, jenž má za úkol dělení hadicového vedení z jedné větve na větve dvě. Větvi, jenž vstupuje do rozdělovače (dodává do něj vodu) je hadice typu B. Větvemi, které vystupují z rozdělovače (je pomocí nich odváděna voda z rozdělovače) jsou typicky 2 hadice typu C. Rozdělovač navíc disponuje i 1 vývodem typu B, ten není však při požárním útoku využíván k další distribuci vody. V rozdělovači je možno regulovat průtok vody do jednotlivých výtokových větví. K této regulaci je rozdělovač na všech 3 výtokových větvích opatřen ventily. Hlavními skupinami ventilů používaných u rozdělovačů jsou ventily vřetenové a ventily kulové. Pro účely požárního sportu se téměř výhradně používají rozdělovače s kulovými ventily. Kulové ventily fungují na principu regulace vodního proudu pomocí kulového tělesa opatřeného průchozím otvorem nejlépe stejného průměru, jako je průměr vedení před a za ním. Hlavní motivací pro použití rozdělovačů s kulovými ventily pro účely požárního sportu je hlavně možnost rychlého uzavření ventilu a zabránění tak proudění vody do dané útočné větve. Co se týče proudění tekutiny přes kulový ventil v plně otevřeném stavu, to zde vykazuje mnohem méně ztrát a víření (je tedy výhodnější z hlediska hydraulických ztrát). To je dáno hlavně splnutím kulového uzávěru se stěnami vstupního a výstupního vedení. Mezi další výhody patří také skutečnost, že rozdělovače s kulovými ventily bývají výrazně lehčí a konstrukčně jednodušší než jejich vřetenové alternativy. Hlavní nevýhodou rozdělovačů s kulovými ventily je vznik tlakových rázů v dopravním a útočném vedení při rychlé manipulaci s kohouty. Tyto rázy mohou mít za následek zničení některé z hadic tvořící vedení. Další nevýhodou může být nutnost vyvinutí vyšší síly pro otevření ventilu při natlakovaném stavu vedení. [1] [6]



Obrázek 1.4 Rozdělovač s kulovými ventily používaný pro účely požárního sportu

Vřetenové ventily pracují na principu regulace průtoku pomocí kanálku a kuželovité zátky. Tato kuželovitá zátka je umístěna na dřívku ventilu, jenž je vybaven závitem, díky kterému je možné otáčením dřívku přibližovat a oddalovat těleso zátky ke kanálku. Rozdělovače s tímto typem ventilu se používají téměř výhradně při zásazích hasičů u požárů. Zde je tento typ ventilů prospěšný zejména díky postupné změně tlaku při manipulaci s ventilem a možnosti snadno otevírat ventil i při natlakovaném vedení (je tedy možné snadno založit novou útočnou větev). [1] [6]



Obrázek 1.5 Rozdělovač s vřetenovými ventily používaný k zásahům

Proudnice je částí útočného vedení, která jej zakončuje a skrze ni proud vody opouští hadicové vedení. Důvodem použití proudnic je tvarování a usměrňování proudu vody na určené místo. Na samém konci proudnice se vyskytuje takzvaná hubice, která zmenšuje průměr vodního proudu, a tedy zvyšuje jeho rychlost. Proudnice lze rozdělit do skupin podle typu hadic ke kterým je možno je připojit (B a C), nebo podle celistvosti proudu (proudnice plnoproudé, mlhové, clonové a kombinované). Pro potřeby požárního sportu (konkrétně požárního útoku) jsou používány plnoproudé proudnice typu C52. V dobách dřívějších byly i při soutěžení využívány zásahové proudnice, v dnešní době se však používají proudnice speciálně určené pro požární útok. Takovéto proudnice jsou navrženy na základě požadavků kladených na stále rychlejší provedení disciplíny. Sportovní proudnice tedy již neobsahují kulové ventily pro regulaci průtoku, protože tato možnost není pro provedení útoku klíčová. Naopak odstranění ventilu z proudnice znamenalo drastické snížení její hmotnosti, z důvodu hmotnosti se také začali proudnice vyrábět z jiných materiálů. Jejich návrh se zároveň v závislosti na hmotnosti změnil z hlediska spolehlivosti tak, že stěny proudnic jsou tenčí (při požárním útoku nejsou kladeny tak vysoké nároky na odolnost vybavení – stačí aby vydrželo krátkodobé zatížení). Dalším nárokem na proudnice pro sportovní potřeby je jejich ergonomie.

Závodníci totiž s proudnicí v ruce utíkají k terčům a za běhu ji spojují s hadicovým vedením. Je tedy žádané, aby proudnice závodníkům nepřekážela a dobře se s ní manipulovalo. Jediné omezení z hlediska pravidel, se kterým musí výrobci proudnic pracovat je omezení celkové délky proudnic a průměru hubice na konci proudnice. [1] [7]



Obrázek 1.6 Clonová proudnice C52 (dole), kompaktní proudnice Excellent C52 určená pro požární sport (nahore)

1.2 Provedení požárního útoku

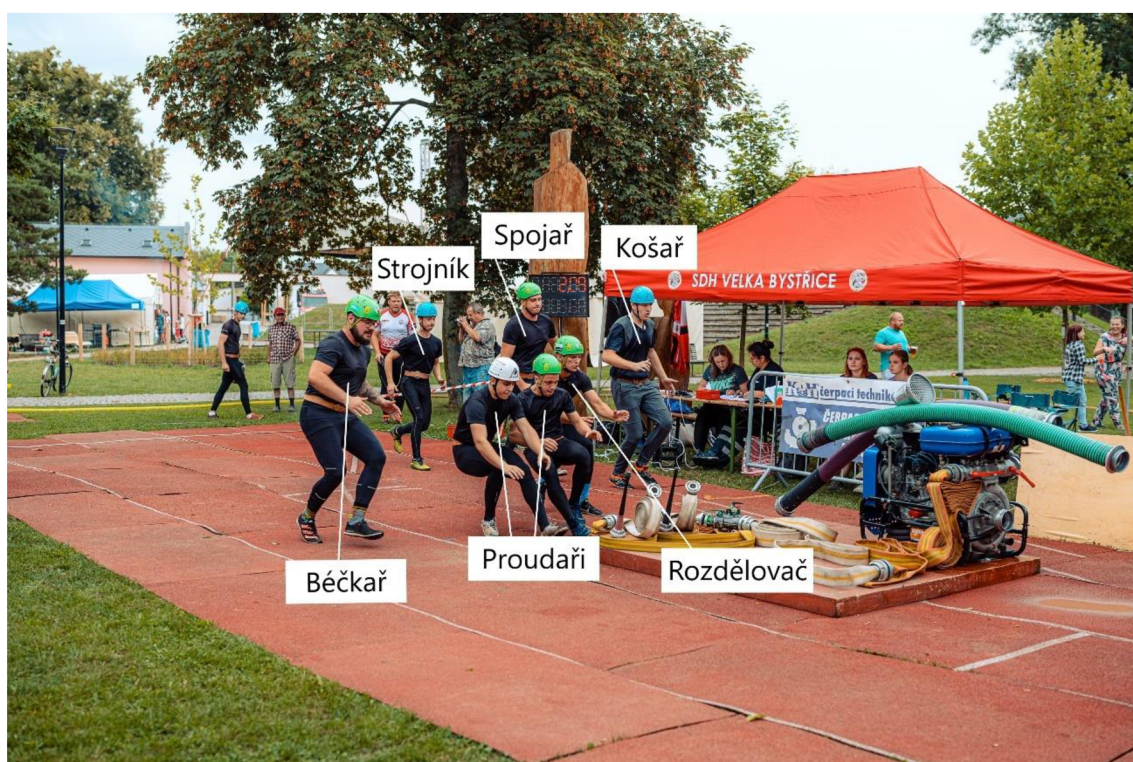
Před samotným provedením disciplíny nastoupí soutěžní tým i se svým vybavením na přípravnou základnu, kde je jejich vybavení kontrolováno rozhodčím. Veškeré vybavení nutné pro provedení požárního útoku si následně členové týmu chystají na základně (2x2 m velký a 10 cm vysoký nejčastěji dřevěný kvádr) a to těsně před provedením disciplíny. Pro nachystání technického vybavení na základně je stanoven časový limit (nejčastěji 3, nebo 5 minut). Nachystané vybavení na základně nesmí kromě savic přesahovat přes hranu základny. Po dokončení přípravy družstva (popřípadě po uplynutí času na přípravu) se jeho členové přesunou za startovní čáru, kde čekají na odstartování. Požární útok je odstartován na pokyn startéra pomocí startovací pistole, nebo startovacího tlačítka spouštějícího zvukový signál. Po odstartování členové družstva vyběhnou k základně, kde spojují buď sací vedení, nebo dopravní a útočné vedení (podle role v týmu). Po jeho spojení se členové snaží roztáhnout dopravní a útočné vedení na závodní dráhu tak, aby následně bylo umožněno sražení terčů, které zastaví časomíru. [1] [2]

Mezi sedmi členy sportovního družstva jsou rozděleny pozice, které spolu nesou příslušné úkony. Těmito rolami jsou: Košář, Spojář (někdy také nazývaný Savičář), Strojník, Běčkař, Rozdělovač a Proudář. Proudáři jsou v každém týmu 2 a ostatní pozice jsou obsazeny vždy jednou osobou.

Úkolem košáře je po doběhnutí k základně našroubovat sací koš na savici a tuto sestavu poté se spojařem přemístit do nádrže s vodou. Spojář musí po přemístění této savice do nádrže celou savici „zavodnit“ (zaplnit vnitřní objem savice a koše vodou) a následně ji z vody vytáhnout a zapojit ji do druhé savice, kterou mezitím strojník přesunul ze základny a připojil k motorové stříkačce. Po spojení sacího vedení má strojník za úkol obsluhovat motorovou stříkačku tak, aby byl zajištěn přenos vody hadicovým vedením, a to co možná nejefektivněji, ale aby zároveň nebyl ohrožen žádný ze závodníků.

Další pozicí v týmu je takzvaný běčkař, jak je již z názvu patrné jeho úkolem je zajistit spojení a roztažení vedení hadic typu B. Po přiběhnutí na základnu má za úkol zapojení první hadice B na výtlačkové hrdlo motorové stříkačky a následně spojuje jednotlivé hadice typu B k sobě tak, aby vytvořil dopravní vedení, které následně roztáhne na dráze. Toto roztažení má za úkol umožnit zbylým členům týmu (rozdělovači a proudářům) doběhnout až na svoje pozice. Pozice rozdělovače spočívá v zapojení hadice typu B ke vtokovému hrdlu rozdělovače a dvou hadic typu C k jeho výtakovým hrdlům. Po zapojení všech hadic následně odnáší rozdělovač až na určenou pozici. Někteří závodníci na pozici rozdělovače ještě na pozici upouští z hadicového vedení B vzduch tím, že nechávají otevřený prostřední ventil rozdělovače tak aby mohl vzduch uvězněný ve vedení snadno uniknout ven a nebrzdil tak proudění vody. Jakmile se voda dostane až do rozdělovače, prostřední ventil uzavřou, aby tudíž voda zbytečně neunikala. Poslední pozicí v týmu je proudář (jsou v týmu 2 – pravý a levý), jeho úkolem je spojit příslušné

(levé či pravé) útočné vedení sestávající ze 2 hadic C a jedné proudnice. Většina proudařů spojuje tyto hadice na základně a následně jednu hadici ve smotaném stavu nese až na předem určenou pozici, kde ji „rozhodí“ (dojde k jejímu odhození směrem k terčům a hadice se velmi rychle rozmotá). Po rozhození hadice proudař následně připojí proudnici ke konci hadice a zaklekává před nástřikovou čarou. Někteří proudaři zapojují proudnici na základně místo za běhu. Jakmile doteče voda do proudnic mají proudaři za úkol proudem vody vystřikujícím z proudnice srazit váleček terče vzdáleného 5 metrů od nástřikové čáry, což zastaví časomíru. Týmy jsou poté řazeny podle toho, kdo dokázal požární útok provést za nejkratší čas.



Obrázek 1.7 Popis rolí členů sportovního družstva provádějícího požární útok [8]

2. PŘENOSNÁ MOTOROVÁ STŘÍKAČKA PS-12

Přenosná motorová stříkačka typu PS-12 je samostatný čerpací agregát uložený v rámu pro zajištění snazší manipulace. Díky čtyřem otočným držákům na rámu agregátu je možné stříkačku přenášet (ve čtyřech lidech), tím je umožněno její nasazení i na hůře přístupných místech. Díky konstrukci chlazení stříkačky (nepřímé – dvoukomorové chlazení) je možné čerpání i znečištěné vody ze záplavami, nebo povodněmi postižených oblastí. Mezi hlavní části stříkačky patří: motor, čerpadlo, rozvaděč, plynová vývěva, rám, přístrojová deska, palivová nádrž a elektrické příslušenství. [9] [10]

Stříkačky typu PS-12 se začali vyrábět na konci 60. let 20. století a ve sborech dobrovolných hasičů následně nahrazovali stříkačky PS-8, PS-4 a případně i PS-2. Ve své době byly tyto stříkačky vyráběny národním podnikem Dopravostroj v Bratislavě. Využití požárních stříkaček typu PS-12 bylo zásadní hlavně pro jednotky požární ochrany v menších obcích a malých městech. I v dnešní době je nedílnou součástí mnoha menších jednotek požární ochrany, které ji využívají hlavně při povodních a záplavách a při zřizování čerpacích stanovišť (při zdolávání rozsáhlých požárů). Označení PS-12 vychází z názvu „požární stříkačka“ a údaje jmenovitého průtoku odstředivého čerpadla (12 – tedy 1200 l/min při tlaku 0,8 MPa). V dnešní době je největším využitím těchto stříkaček oblast požárního sportu. Pro sportovní účely se však často nepoužívají sériové stříkačky, ale sportovní týmy vyžívají upravené stříkačky, které sice na první pohled vypadají stejně, ale mají mnohem vyšší výkon (ten je dosažen úpravou motoru, nebo výměnou za silnější agregát). Společně s úpravou motoru se provádí i úprava čerpadla tak, aby mělo vyšší průtok. [11]

2.1 Motor

K pohonu čerpadla motorové stříkačky jsou používány motory Š 776 a Š 776.14K (pro novější typ PS-12 R1) a motory Š 981 a Š 997 (u staršího typu stříkaček PPS 12 - R). Motory typu Š 776, Š 981 a Š 997 disponují objemem válců 1221 cm³, kdežto u typu Š 776.14K je objem válců motoru 1433 cm³, i přes tyto odlišnosti jsou bloky těchto motorů na první pohled takřka nerozeznatelné. Při podrobnějším pohledu na blok motoru je možné jeho typ určit podle výrobního čísla vyraženého na spodní části bloku motoru. [4]



Obrázek 2.1 Výrobní číslo motoru Š 776.14K používaného v motorových stříkačkách typu PS-12 R1

Nejčastěji využívaným motorem ve stříkačkách PS-12, určeným ke sportovním účelům, je právě nejmodernější typ 776.14K. Jedná se o zážehový, karburační, čtyřdobý, vodou chlazený čtyřválcový motor s rozvodem OHV. K jeho plnění je nejčastěji používán karburátor JIKOV SEDR 32 (u sportovně upravených motorů někdy také JIKOV EDSR 32, nebo WEBER 38/38). Blok motoru je vyroben z hliníkové slitiny a jsou v něm uloženy v řadě vložky válců ze speciální šedé litiny. Hlava motoru je snímatelná, pro všechny válce společná a je vyrobena z šedé litiny. Jako kryt hlavy válců je využíván polotvar z ocelového plechu s dedikovaným hrdlem pro plnění motoru olejem, na tomto hrdle je zároveň umístěn větrací vývod. Spodní víko motoru vyrobené z ocelového plechu je upraveno pro chlazení oleje motoru. Úprava spočívá ve vytvoření dvojitého dna, kdy mezi těmito dny proudí voda, která odvádí teplo z oleje motoru do tepelného výměníku. Druhým způsobem zajištění chlazení motorového oleje je použití olejové vany s tepelným výměníkem vsazeným uvnitř (jedná se o meandry měděné trubičky, kterými proudí chladicí médium). Písty motoru jsou zhotoveny z hliníkové slitiny, disponují tvarovaným dnem a jsou osazeny dvěma těsnicími kroužky, jeden je polo stírací a druhý je stírací. Písty jsou k ojnicím připevněny pomocí pístních čepů, které jsou jak v pístech,

tak v ojnicích uloženy volně a proti jejich samovolnému vysunutí jsou zajištěny na obou koncích pístů pojistnými kroužky. [4] [9] [10]

Ojnice disponují dřikem tvaru „I“ a jsou vybaveny výměnnými tenkostěnnými pánvemi (vystlanými slitinou AlSn20) na straně připojení ke klikovému hřídeli. Na straně připojení k pístu pomocí čepu je ojnice vybavena bronzovým pouzdrem. Samotný klikový hřídel je vykován z uhlíkové oceli jako jeden celek společně s protizávažím. Klikový hřídel je zároveň staticky a dynamicky vyvážen, aby bylo zamezeno nepřiměřeným vibračním motoru. Na zadní straně klikové hřídele je umístěno ozubení pro roztáčení motoru pomocí kliky. V bloku motoru se nachází tři dělená hlavní ložiska opatřená kluznými pánvemi s tenkou vrstvou slitiny AlSn20. Setrvačnick motoru je vyroben ze šedé litiny a je uložen ve skříni setrvačnicku vyrobené z hliníkové slitiny. [4] [9] [10]

Ventily jsou zhotoveny ze speciální žáruvzdorné ocele a v hlavě motoru jsou orientovány talířkem dolů. Každý ventil je do hlavy osazen společně se dvěma pružinami. Jako je tomu u většiny motorů i u tohoto motoru mají sací ventily větší průměr než ventily výfukové. Zdvih ventilů je zajištěn vahadly, jež převádí pohyb rozvodových tyček a zdvihátek. Časování zdvihu ventilů je dáno vačkami na vačkovém hřídeli, jež je vyroben z uhlíkové oceli a je uložen ve třech kluzných ložiscích, která se nachází uvnitř bloku motoru na levé straně. Samotné vačky jsou broušené, cementované, a kalené. Vačkový hřídel je poháněn z rozvodu za pomoci třířadého válečkového řetězu. [4] [9] [10]

2.1.1 Mazání motoru

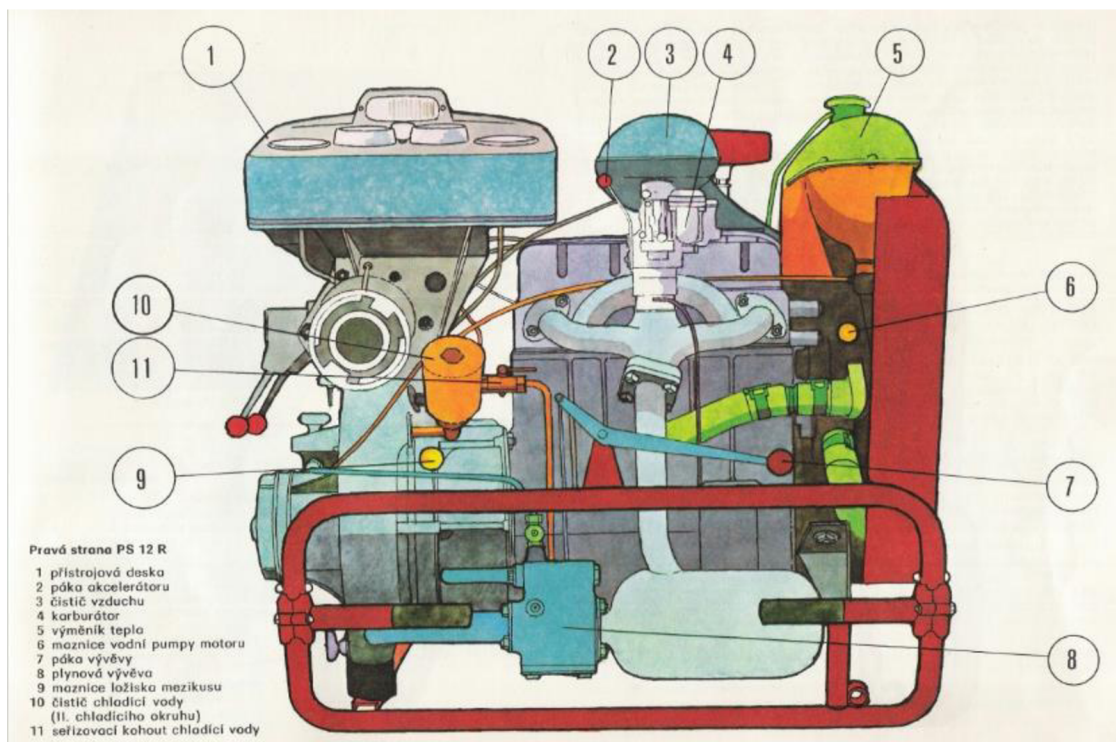
Mazání motoru je tlakové a je zajišťováno zubovým olejovým čerpadlem, jež je poháněno šroubovými koly od vačkové hřídele. Olej putuje z čerpadla ke všem třem hlavním ojnicím ložiskům, k ložiskům vačkového hřídele a do čepu vahadel ventilů. Mazání stěn válců a rozvodového řetězu je zajištěno stříkajícím olejem při chodu motoru. Lubrikace pístních čepů, vaček, dřiků ventilů a zdvihadel ventilů je zabezpečována stékajícím a odstříkovaným olejem. Tlak oleje je regulovaný přetlakovým ventilem, jež je zabudovaný do přívodního vedení olejového čerpadla. O čistotu motorového oleje se stará plnopřtokový čistič (filtr) umístěný v hlavní tlakové větvi mazacího systému na levé straně bloku motoru. Měřidlo oleje (olejová měrka) je umístěno na levé straně bloku motoru a disponuje značkou pro minimální a maximální hladinu oleje v motoru. Pro odvětrání mazacího systému slouží odvětrávací komůrka umístěná na hrdle pro nalévání oleje, tato komůrka je propojena s čističem vzduchu pomocí flexibilní hadice. [4] [9] [10]

2.1.2 Chlazení motoru

Chlazení motoru Š 776.14K je nepřímé a je rozděleno na dva okruhy. I. chladicí okruh je tvořen výměníkem tepla, hadicovým vedením a chladicími kanálky v motoru

samotném. I. chladicí okruh je zaplněn chladicí kapalinou složenou z vody a nemrznoucí směsí (některé sportovní týmy používají pro chlazení pouze vodu). Výměník tepla je připevněn ke skříni vodní pumpy motoru a chladicí kapalina je z něj cirkulována za pomoci vodní pumpy skrze chladicí kanálky v motoru. Chladicí kapalina, která již přejala teplo od chlazených částí motoru je ochlazována ve výměníku tepla na stěnách lamelového výměníku II. chladicího okruhu. [4] [9] [10]

II. chladicí okruh je tvořen čističem vody s uzavíracím kohoutem, speciálním víkem klikové skříně (olejovou vanou), lamelovým výměníkem a spojovacím potrubím. Z čerpadla motorové stříkačky teče čerpaná voda nejprve do čističe (odlučovače), kde jsou zachyceny hrubé nečistoty, které by mohli způsobit ucpání II. chladicího okruhu. Takto upravená voda dále protéká kohoutem, jenž slouží pro nastavení množství protékající vody. Odtud voda proudí spojovacím potrubím do víka klikové skříně (olejové vany), kde snižuje teplotu motorového oleje. Následně je voda usměrněna spojovacím potrubím do lamelového výměníku, kde přebírá teplo od vody cirkulující v I. chladicím okruhu. Následně voda teče zpětným potrubím do sacího víka čerpadla, kde je přisávána k čerpané vodě. [4] [9] [10]



Obrázek 2.2 Pohled na pravou stranu motorové stříkačky PS-12 (s popisem jednotlivých částí) [9]

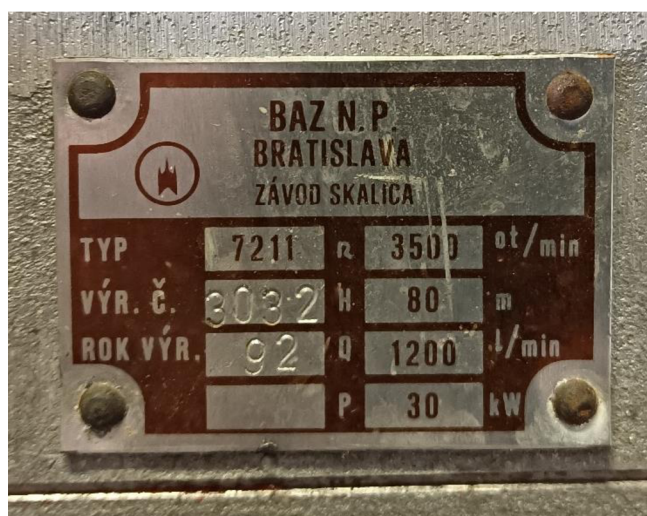
2.1.3 Příslušenství motoru

Mezi příslušenství motoru je zařazen Karburátor, sací a výfukové potrubí, palivové čerpadlo, čistič vzduchu a zapalovací systém.

Motorová stříkačka je z výroby osazena karburátorem JIKOV SEDR 32, který je již z výroby nastaven pro správný chod motoru. Neodborné zásahy do nastavení karburátoru mohou způsobit zhoršení hospodárnosti provozu a životnosti motoru. Mnoho stříkaček je osazeno jinými typy karburátorů, a to ať už z důvodu úpravy stříkačky zvětšením objemu motoru, nebo z důvodu výměny za spolehlivější typ karburátoru. Mezi nejpoužívanější dodatečně montované karburátory na PS-12 jsou JIKOV ESDR 32 a WEBER 38/38, a to hlavně díky tomu, že mají shodnou přírubu pro montáž jako typ SEDR 32. Karburátor je upevněn na sacím potrubí přes těsnicí podložku. Sací potrubí z šedé litiny je spojeno s výfukovým potrubím za účelem předehtřívání spalovací směsi. Výfukové potrubí vede spaliny motoru do tlumiče výfuku, který zajišťuje snížení hlučnosti stříkačky. Z tlumiče výfuku již putují zplodiny přes plynovou vývěvu do atmosféry. Palivové čerpadlo je umístěno na krytu rozvodových kol a je poháněno vačkovou hřídelí. Jelikož je palivové čerpadlo v chodu pouze při běžícím motoru je před samotným nastartováním nutné dopravit palivo do karburátoru manuálně, proto je čerpadlo vybaveno manuální pumpičkou. Na karburátoru je z vrchní strany nasazen čistič vzduchu, který je zároveň připevněn dvěma šrouby k ventilovému víku. Úkolem čističe vzduchu je zamezit vniknutí rozměrnějších nečistot společně s nasávaným vzduchem do karburátoru, zároveň také slouží jako tlumič sání. Pro zažehnutí stlačené směsi je využíváno bateriové zapalování složené z akumulátoru, indukční cívky a rozdělovače. Pro nastartování motoru je využíván startér (motor je možné nastartovat i pomocí startovací kliky) a dobíjení akumulátoru je zajišťováno alternátorem s regulátorem dobíjení. [4] [9] [10]

2.2 Čerpadlo

Za účelem čerpání vody je motorová stříkačka PS-12 vybavena odstředivým jednostupňovým čerpadlem, které převádí energii vytvořenou spalovacím motorem na kinetickou energii čerpané vody. Toto čerpadlo je sestaveno ze statoru (skříň čerpadla) a rotoru (oběžného kola), který je rozdělen na vícero kanálů pomocí lopatek. Voda přichází do čerpadla skrze sací víko, které zajišťuje přítok vody v ose oběžného kola, které vlivem rotace přichozímu proudu vody předává kinetickou energii. Zvýšená kinetická energie proudu vody se projeví zrychleným prouděním vody směrem od středu oběžného kola k jeho obvodu. Po tom, co voda opustí oběžné kolo je směřována do komor statoru čerpadla, čímž dochází k přeměně části kinetické energie na energii tlakovou. [1] [4]

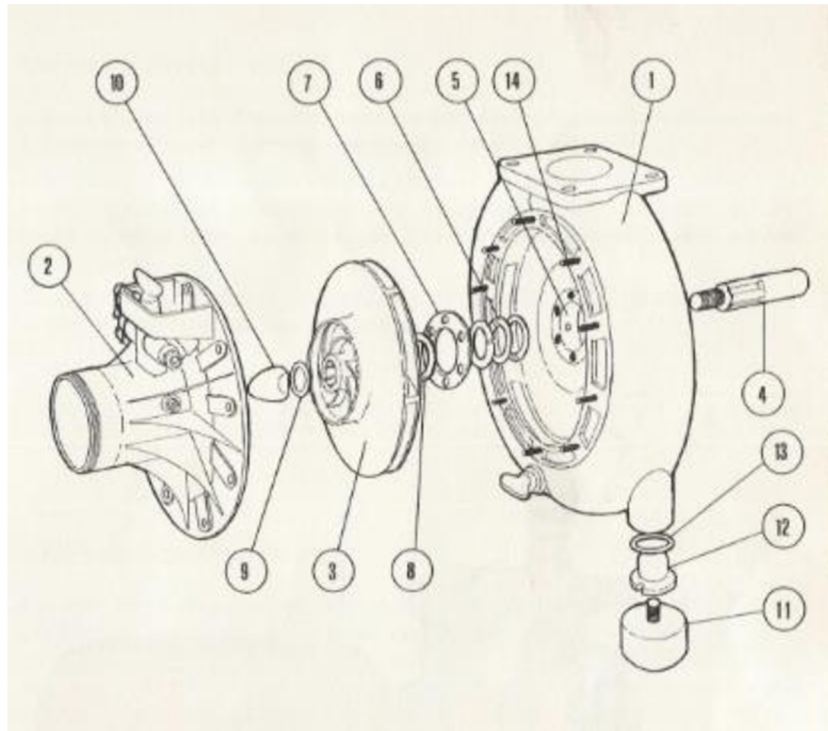


Obrázek 2.3 Výrobní štítek čerpadla přenosné motorové stříkačky PS-12

Hlavní části čerpadla (skříň čerpadla, oběžné kolo a sací víko) jsou odlity z hliníkové slitiny. Skříň čerpadla je připevněna k motoru stříkačky skrze mezikus (adaptér) a tvoří tak s motorem jeden celek. Skříň čerpadla je zároveň spojena s rámem stříkačky pomocí silentbloků. U sériových stříkaček je oběžné kolo čerpadla nasunuto na hřídel, jenž je přímo spojena se setrvačником motoru (u upravených stříkaček je hřídel oběžného kola poháněna setrvačником nepřímo skrze převod). Drážková hřídel pohánějící oběžné kolo je uložena v kuličkovém ložisku, jenž je uchyceno v mezikusu mezi čerpadlem a motorem. Toto ložisko slouží k zachycení axiálních a radiálních sil vznikajících při interakci rotujícího oběžného kola s vodou. K vytvoření těsného spoje mezi hřídelí oběžného kola a skříní čerpadla je použita hnětací ucpávka (v tomto místě je hřídel tvrdě chromována pro její delší životnost). [4] [9] [10]

Na vrchní straně skříň čerpadla je umístěn rozvaděč, jenž je osazen dvěma kulovými ventily. Za těmito ventily jsou umístěna výtlačná hrdla se spojkami typu B75.

Pro zamezení zpětného pronikání tlaku z rozvaděče do čerpadla je v těle rozvaděče umístěna zpětná klapka. Pro nouzové zavodnění čerpadla je na sacím víku umístěna nálevka se zátkou. Na spodní straně skříně čerpadla je umístěna zátka pro odvodnění čerpadla po dokončení čerpacího úkonu. Pro připojení sacího vedení je sací víko opatřeno hrdlem (vnitřní průměr 110 mm) se závitem typu RD 130. [4] [9] [10]



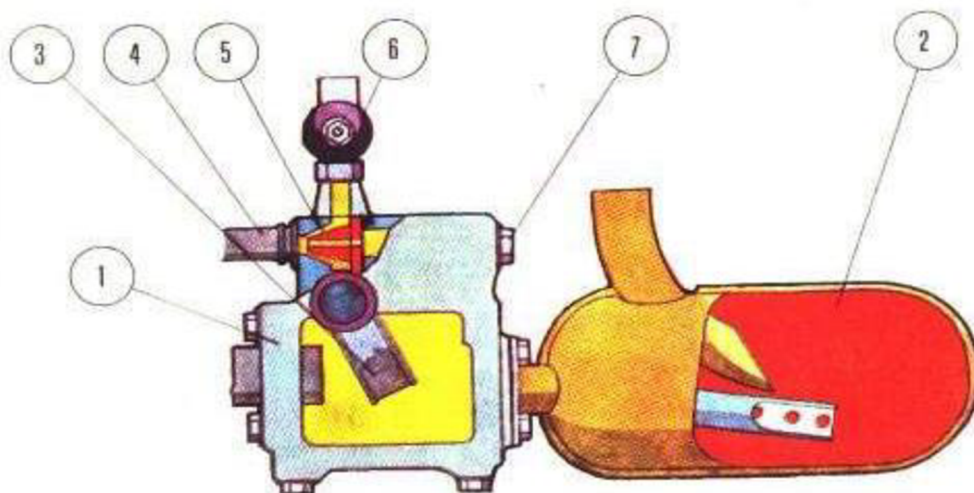
Obrázek 2.4 Výkres rozložené sestavy čerpadla stříkačky PS-12 [9]

1-Skříň čerpadla (stator), 2-Sací víko, 3-Oběžné kolo (rotor), 4-Drážková hřídel čerpadla, 5-Prostor pro těsnění, 6-Olejobá těsnicí šňůra, 7-Víko ucpávky, 8-Podložka, 9 Podložka, 10-Matice, 11-Silentblok, 12-Seřizovací matice, 13-Podložka, 14-Svorník [9]

2.3 Plynová vývěva

Jelikož odstředivé čerpadlo použité na PS-12 není schopno samo o sobě vytlačit veškerý vzduch ze sacího vedení, jsou tyto motorové stříkačky vybaveny plynovou vývěvou, jež zajišťuje nasátí vody sacím vedením za použití spalín motoru. Sériové vývěvy osazované na PS-12 umožňují nasátí vody až z hloubky 7,5 m. Vývěva se skládá z vlastní vývěvy, uzavíracího kohoutu a spojovacího potrubí. Těleso vývěvy je připevněno k tlumiči výfuku. Těleso vývěvy, klapka vývěvy i vidlička ovládající klapku jsou vyrobeny ze šedé litiny. Hnací tryska je vyrobena z mosazi a je našroubována v horní komoře tělesa vývěvy. Z horní komory vývěvy vystupuje nálietek, do kterého je našroubován kulový ventil, jenž je táhlem spojen s klapkou vývěvy. Tento kulový ventil ústí do potrubí vedoucího do sacího víka čerpadla. Ovládání vývěvy se provádí pomocí páky na pravé straně nosítek. Tato páka ovládá zároveň klapku vývěvy i kulový ventil na tělese vývěvy. Při sání vody je tento kulový ventil otevřen a vývěva je tedy spojena s čerpadlem, při čerpání je ventil uzavřen a toto spojení je přerušeno. [4] [9]

Spaliny z motoru proudí výfukovým potrubím do tlumiče výfuku, odtud následně proudí do tělesa vývěvy. Pokud je klapka vývěvy ve vodorovné poloze výfukové plyny jednoduše projdou tělesem vývěvy, kulový ventil je uzavřen. Pokud je však klapka ve svislé poloze výfukové plyny jsou nuceny proudit do horní komory tělesa vývěvy a vývěva je uvedena do provozu. Výfukové plyny proudí skrze konvergentně-divergentní trysku, čímž jsou urychleny a následně proudí do difuzoru. Zvýšení rychlosti spalín má za následek snížení tlaku. Snížení tlaku v okolí trysky má za následek přisávání vzduchu ze sacího vedení, protože ventil na tělese vývěvy je otevřen (vývěva je tedy spojena s čerpadlem). Odsávání vzduchu v sacím vedení vytvoří v tomto prostoru podtlak, který způsobuje nasátí vody do prostoru sacího vedení a následné zavodnění čerpadla. [1] [4]



Obrázek 2.5 Plynová vývěva motorové stříkačky PS-12 [9]

1-Těleso vývěvy, 2-Tlumič výfuku, 3-Klapka, 4-Difuzor, 5-Tryska, 6-Uzavírací kohout, 7-Zátka [9]

2.4 Ostatní části stříkačky

2.4.1 Nosítka

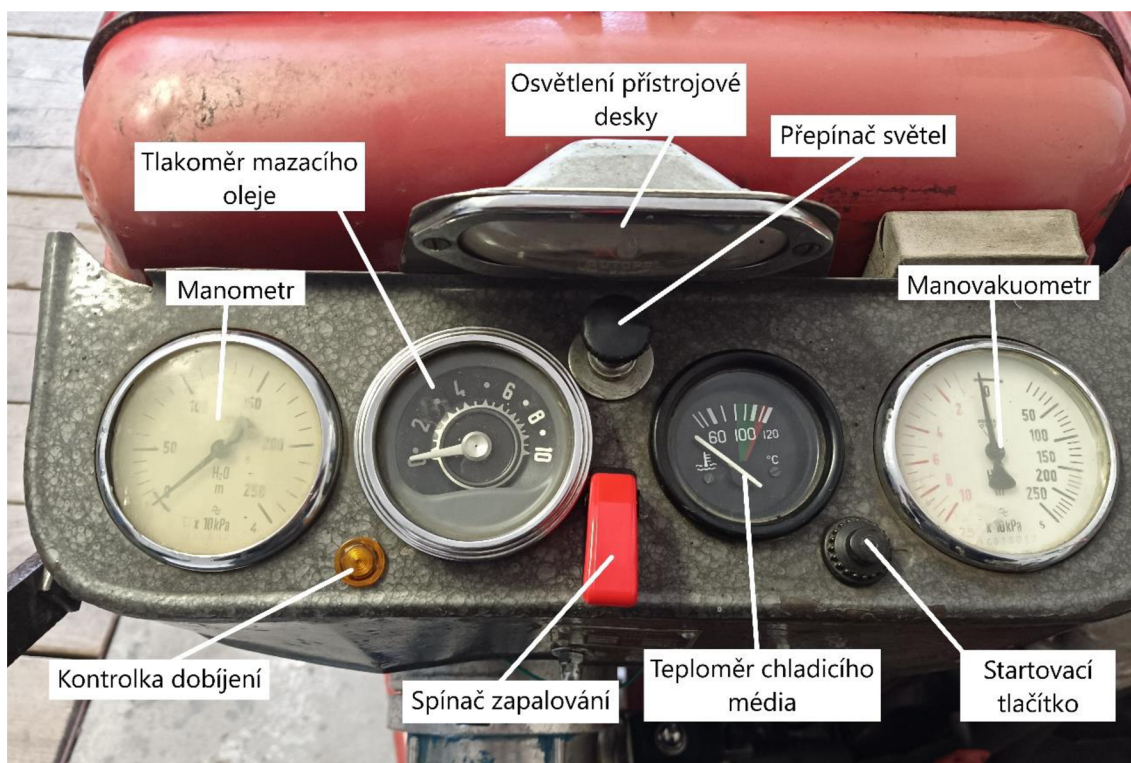
Celý agregát (motor s čerpadlem) je uložen v ochranném rámu zhotoveném z ocelových trubek. Motor s čerpadlem jsou v rámu uloženy pomocí silentbloků umístěných na konzolách rámu. Účelem rámu je ochrana agregátu a možnost přenášení agregátu, proto jsou na přední i zadní straně nosítek umístěny vždy dvě odklopné rukojeti. Stříkačku je tedy možno ve čtyřech lidech přenést na krátké vzdálenosti (vzhledem k hmotnosti stříkačky 205,8 kg je pro její přemísťování na větší vzdálenosti doporučováno použití vozíku). Na spodní straně rámu jsou umístěny dvě ocelové ližiny, které umožňují posouvání stříkačky po ližinách vozíku, válečkové dráze v přepravním vozidle nebo na základně pro požární sport. [4] [9] [10]

2.4.2 Palivová soustava

Základní částí palivové soustavy motorové stříkačky PS-12 je palivová nádrž o objemu 23 l, tato je přichycena pomocí dvou ocelových popruhů ke třmenům, které jsou přišroubovány k vrchní straně rozvaděče čerpadla. Nádrž je na horní straně vybavena hrdlem pro nalévání paliva, toto hrdlo je uzavřeno zátkou. Na spodní straně nádrže se nachází závitové hrdlo určené pro upevnění palivového kohoutu. Na tomto závitě je upevněn palivový kohout s odlučovačem, jenž má za úkol vyčistit protékající palivo od hrubých nečistot a vody. Dále palivo protéká palivovým vedením samospádem až do palivového čerpadla (AC pumpy). Toto membránové čerpadlo následně palivo dopravuje až do karburátoru. [4] [9] [10]

2.4.3 Přístrojová deska

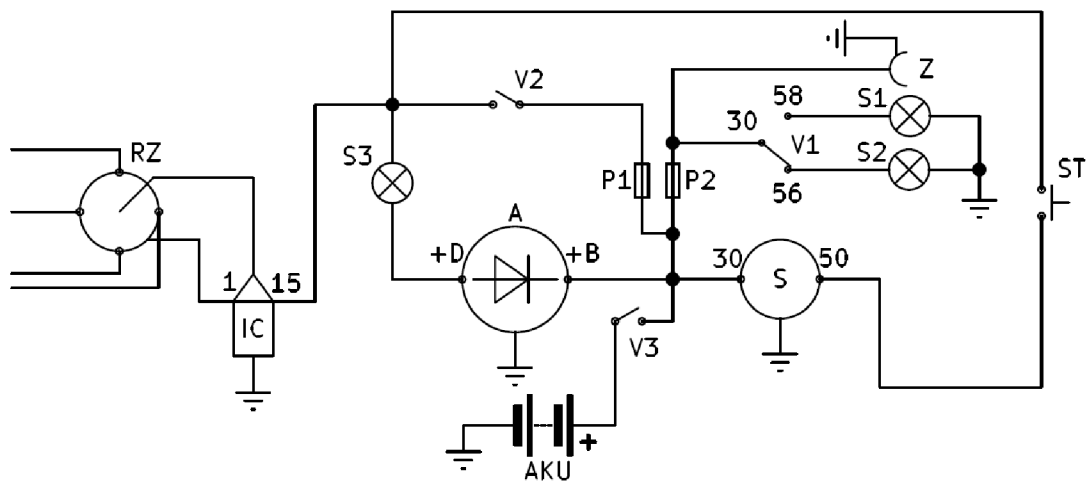
Přístrojová deska je umístěna na pravé straně nádrže a je uchycena pomocí držáku připevněného k tělesu kulového ventilu rozvaděče. Na přístrojové desce se nachází manometr (měří tlak vody v rozvaděči), tlakoměr mazacího oleje, teploměr chladičového média motoru, manovakuometr (měří tlak/podtlak v sacím vedení), osvětlení přístrojové desky, prepínač světel, kontrolka dobíjení akumulátoru, spínač zapalování, startovací tlačítko, zásuvka a pojistky. Na přední straně přístrojové desky je upevněn výrobní štítek stříkačky. [9] [10]



Obrázek 2.6 Pohled na přístrojovou desku stříkačky PS-12

2.4.4 Elektrické příslušenství

Elektrické příslušenství stříkačky typu PS-12 se skládá z alternátoru 12 V/70 A, elektrického spouštěče (startéru), bateriového zapalování (olověný akumulátor, indukční cívka, rozdělovač), teleskopického světlometu, osvětlení přístrojové desky, přepínače světel, zásuvky (pro přídavný světlomet), kontrolky dobíjení, spínače zapalování, startovacího tlačítka, odpojovače akumulátoru a pojistek. Elektrické příslušenství je zapojeno podle schématu na obrázku 2.7. [10]



Obrázek 2.7 Schéma zapojení elektrického příslušenství stříkačky PS-12 [10]

RZ-Rozdělovač, IC-Indukční cívka, S3-Kontrolka dobíjení, V2-Spínač zapalování, A-Alternátor, AKU-Olověný Akumulátor, V3-Odpojovač akumulátoru, P1-Pojistka systému zapalování, P2-Pojistka osvětlení a zásuvky, S-Spouštěč, V1-Přepínač světel, Z-Zásuvka, S1-Osvětlení přístrojové desky, S2-Teleskopický světlomet, ST-Startovací tlačítko. [10]

3. CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Součástí praktické části práce je řešení návrhu nového systému zavodňování čerpadla požární stříkačky PS-12. Současné řešení zavodňování čerpadla spočívající v odsávání vzduchu ze sacího vedení pomocí vývěvy je vhodné do běžného provozu (čerpání vody do cisteren, zavlažování, doprava vody k hašení), kdy není kladena přílišná náročnost na dobu zavodnění čerpadla. Stačí tedy, když je čerpadlo zavodněno během doby nutné k rozvinutí dopravního nebo útočného vedení. Při úvaze středního času zavodnění čerpadla 30 s od aktivace plynové vývěvy je tato rychlost nasátí dostatečná. Pokud však uvažujeme aplikaci této stříkačky pro sportovní účely, kde je rychlost požárního útoku často diktována právě její schopností dopravit vodu do oblasti terčů, je již dříve zmíněná rychlost zavodnění čerpadla nedostačující. Proto je cílem této práce navrhnout za pomoci CAE takový systém zavodnění čerpadla, který nebude sice schopen nasát vodu z velkých hloubek, ale při malém převýšení sacího vedení bude sací doba výrazně snížena oproti stávajícímu řešení.

Nástroj CAE bude tedy použit v prvním kroku pro pochopení funkce vývěvy osazené na požární stříkačce PS-12. Pomocí simulací proudění tekutin (CFD) v modelu vývěvy bude zjištěno rozložení rychlosti proudění plynného média a jeho tlakový profil. Pomocí těchto informací je následně možné identifikovat klíčové části geometrie, na které je nutno se zaměřit v druhém kroku využití CAE. Výsledkem simulace bude objemový průtok vzduchu vstupem geometrie, který je napojen na sací vedení. Z údaje objemového průtoku a znalosti objemu sacího vedení (tedy ze znalosti použitého vybavení) je následně možné vypočítat rychlost zavodnění čerpadla.

V druhém kroku bude za pomoci znalostí získaných z analýzy stávajícího řešení, navržen nový systém nasávání zaměřený na zvýšení objemového průtoku odsávaného vzduchu při malých sacích výškách. Tento systém bude následně validován a jeho geometrie bude optimalizována za pomoci CFD. Omezení systému na malé převýšení sacího vedení pramení z uspořádání tratí pro požární útok, kdy převýšení mezi vodní hladinou a hrdlem čerpadla ve většině případů nepřesahuje 2 m. Díky tomuto omezení může být systém nasávání optimalizován pro užší výběr sacích výšek, při současném zvýšení rychlosti nasávání.

4. COMPUTER-AIDED ENGINEERING (CAE)

Computer-aided engineering neboli počítačem podporované inženýrství je metoda využití výpočetních systémů pro pomoc při inženýrských analyzačních činnostech. Nejčastější formou této metody jsou simulace funkce (chování) systémů s cílem vylepšení (optimalizace) jejich návrhu. Případně se CAE může také použít pro uvědomění, pochopení a vizualizaci problémů spojených se zkoumaným systémem. Díky tomu je možné případné problémy, spojené s funkcí produktu, odhalit ještě před samotným sestavením fyzického prototypu a jeho testováním. Dokonce nám může výpočetní systém odhalit i fenomény, které nebyly v rámci návrhu uvažovány a při testování by nemuseli být odhaleny, případně by jejich odhalování zabralo velmi dlouhou dobu. To je klíčové nejen z hlediska iterací designu ke stále vyšší kvalitě, ale hlavně z důvodu významné úspory času a peněz. CAE se tedy zabývá simulacemi, validacemi a optimalizacemi produktů, procesů a výrobních nástrojů. [12] [13] [14]

Pro možnost analýzy určité geometrie pomocí CAE systémů je nejprve nutné tuto geometrii vytvořit v některém z CAD (Computer-aided design) softwarů. Z tohoto důvodu jsou většinou systémy CAD a CAE propojeny, případně jsou integrovány v nadřazeném programu, který může obsahovat ještě další systémy. S tím se pojí i rozdělení procesu provádění inženýrské činnosti s počítačovou podporou. Ten se dělí na tři hlavní kroky, a to preprocesing, samotné řešení a postprocesing. Prvním úkolem preprocesingu je získání modelu pro simulaci a jeho následná úprava tak, aby byl vhodný pro simulování. Zároveň je vhodné upravit model tak, aby simulace netrvala příliš dlouhou dobu (nebyla příliš komplikovaná geometrie), když to není nezbytně nutné. Následně jsou přiřazeny fyzikální vlastnosti jak modelu, tak prostředí, které jsou nutné pro správnou simulaci reálného chování. Mezi nastavované vlastnosti modelu a prostředí patří jak nastavování materiálů, tak nastavování výchozích podmínek pro simulaci, od kterých se CAE software „odráží“. Druhým krokem je řešení analýzy nadefinovaného systému. Pro řešení systému je využíváno náležité matematické metody, jež je vhodná pro řešení fyziky popisující systém a jeho chování. Mezi hlavní matematické metody, které se používají pro analýzu modelů patří metoda konečných prvků (finite element method-FEM), metoda konečných objemů (finite volume method-FVM) a metoda hraničních prvků (boundary element method-BEM). V posledním kroku je možné získat výsledky analýzy. Tyto výsledky je možné následně zobrazit takovým způsobem, aby přinášely co největší užitečnou hodnotu ať už pro validaci, optimalizaci nebo pochopení funkce modelu. Výsledky lze získat ve formě tabulek hodnot, grafů a vizualizací. Tyto tři hlavní kroky se takřka pouze výjimečně provádí pro daný design pouze jednou. Je naprosto běžné, že celý tento cyklus probíhá vícenásobně tak, aby bylo dosaženo akceptovatelné úrovně optimalizace (říká se, že optimalizace probíhá v iteracích). Co se týče validace modelu ta také může probíhat vícenásobným cyklem, a to například z důvodu zjišťování mezních parametrů. Vícenásobný cyklus provádění

analýz při snaze o pochopení funkce systému může odhalit závislost této funkce na vstupních parametrech. [12] [13] [15] [16]

Mezi aplikace CAE patří mnoho inženýrských disciplín a fyzikálních úkazů. Patří zde například:

- Výpočet napětí a dynamického namáhání komponentů a sestav pomocí metody konečných prvků (FEM)
- Kinematické a dynamické analýzy sestav (dynamika více prvkových sestav)
- Teplotní analýzy a analýzy proudění tekutin za použití výpočetní dynamiky tekutin (computational fluid dynamics-CFD).
- Akustické analýzy využívající metody konečných prvků, nebo metody hraničních prvků (boundary element method-BEM)
- Simulace mechatronických systémů (1D CAE), jenž obsahují více doménové mechatronické systémy
- Simulace mechanických událostí (mechanical event simulation-MES)
- Analýza kontrolních systémů
- Simulace výrobních procesů (například odlévání kovových dílů, zalévání elektronických sestav, vstřikování plastů nebo lisování/formování)
- Optimalizace produktů a procesů [12] [13]

4.1 Computational fluid dynamics (CFD)

Computational fluid dynamics (CFD) neboli výpočetní dynamika tekutin je metoda, které umožňuje uživateli získat představu o proudění tekutin, šíření tepla a hmoty, průběhu chemických reakcí a dalších jevů v definovaném prostředí. Pokud má uživatel představu o charakteru proudění, může provádět opatření, která umožňují odstranit negativní vlivy proudění tekutin, nebo může naopak maximalizovat využití pozitivních vlivů. [15] [17]

Abychom získali potřebné informace o dějích nastávajících ve zkoumané oblasti, aplikují se na vytvořený model matematické postupy. Tyto postupy vycházejí z fyziky popisující proudění tekutiny. Toto proudění se řídí základními fyzikálními zákony, a to zákonem zachování hmoty, zákonem zachování hybnosti a zákonem zachování energie. Tyto zákony se následně vyjadřují pomocí rovnice kontinuity, rovnice přenosu hybnosti a rovnice přenosu energie (rovnice přenosu hybnosti a rovnice přenosu energie se souhrnně nazývají Navier-Stokesovi rovnice). Vyjádřením proudění v rovnicích tedy získáváme soustavu nelineárních parciálních diferenciálních rovnic. Tuto soustavu rovnic je nutno následně ještě doplnit o vztahy popisující termodynamické vlastnosti zkoumaného média. V případě zahrnutí turbulentního proudění dochází k rozdělení jednotlivých členů na střední hodnotu a flukтуаční složku (přidáváním a rozdělováním členů dochází k nárůstu složitosti rovnic). Po předem zmíněných úpravách se z Navier-Stokesových rovnic stávají tzv. RANS rovnice (Reynolds-Average Navier-Stokes rovnice). [15] [17] [18]

Pro získání správných informací ze simulací za úměrnou dobu je zásadní použití vhodných výchozích podmínek, numerických metod a matematicko-fyzikálních modelů. Zároveň je vhodné vědět jaké matematické modely, popisující dané fyzikální jevy, je vhodné používat v kombinaci s modely popisujícími jiné jevy (musí být zaručena jejich kompatibilita pro získání adekvátních výsledků). Není vhodné uvažovat všechny vlivy, které by mohli výsledek ovlivnit, čím více matematických modelů je totiž při výpočtu uvažováno, tím náročnější je samotný výpočet. Osoba provádějící výpočet by tedy měla mít obecnou představu o tom, jaké moduly by měli být využity a jaké mohou být zanedbány (protože nezmění výsledek vůbec, nebo ho změní jen velmi málo). Pokud jsou zvoleny vhodné modely a jejich počet je adekvátní analyzované úloze, je možné získat dostatečný vhled do problematiky pro její porozumění. Takto mohou být produkty velice rychle a efektivně analyzovány a optimalizovány a výsledkem bude vyšší jakost finálního produktu. [17] [18]

4.1.1 Stacionární úlohy

Hlavním znakem stacionárních úloh je skutečnost, že zkoumaný jev je v čase neměnný, a tedy nezkoumáme jeho změnu v čase, ale pouze jeho parametry. V případě stacionárních úloh známe pouze okrajové podmínky a inicializační podmínky a neuvažujeme tedy časové hledisko. Výsledky stacionárních úloh jsou získány po vykonání potřebného množství iterací. Potřebný počet iterací může být definován minimální změnou sledované veličiny, nebo může být nastaven manuálně na určitou hodnotu. V rámci stacionárních úloh je možné simulovat i turbulentní proudění, které je ze své podstaty nestacionární, to se provádí za pomoci statistických modelů turbulence (existuje více modelů, které jsou voleny podle charakteru simulace). Právě pomocí stacionárních úloh CFD bude v této práci analyzován stávající systém pro zavodňování čerpadla požární stříkačky PS-12. Následně bude za pomoci informací získaných z těchto úloh navrženo nové řešení, které bude pomocí stejné metody optimalizováno. [15] [19]

4.1.2 Nestacionární úlohy

Nestacionární úlohy jsou klíčové, pokud chceme získat nejen parametry jevů vyskytujících se v proudění, ale také jejich vývoj v čase. Pro výpočet nestacionárních úloh je nutné znát jak okrajové podmínky, tak inicializační hodnoty daných parametrů, které jsou zároveň brány jako počáteční podmínky. Klíčový rozdíl mezi stacionární a nestacionární úlohou je ten, že u nestacionární úlohy je každý časový krok počítán zvlášť. V každém časovém kroku je tedy počítána „stacionární“ úloha a až po její konvergenci dochází k přechodu na další časový krok. Z toho tedy vyplývá, že nestacionární úlohy jsou mnohem náročnější na výpočetní výkon a výpočet trvá také delší dobu, než je tomu u úloh stacionárních. S tím se pojí volba vhodné délky časového kroku. Pokud zvolíme příliš dlouhý časový krok výpočet proběhne rychleji, avšak nemusíme zachytit děj, kvůli němuž nestacionární úlohu provádíme. Naopak pokud

zvolíme délku časového kroku příliš malou zachytíme sice zkoumaný jev, avšak výpočet je náročnější na výpočetní techniku a doba výpočtu bude delší. Jako nepsané pravidlo se délka časového kroku volí jako setina doby trvání zkoumaného jevu. [15] [19]

5. PROUDĚNÍ TEKUTIN

Látky spadající do skupiny tekutin (tedy kapaliny a plyny) se vyznačují schopností měnit svůj tvar podle tvaru nádoby, ve které se právě nacházejí. Následný pohyb tekutiny, kdy se jednotlivé částice pohybují neuspořádaným pohybem a zároveň se posouvají ve směru proudění, je nazýván prouděním. Tekutiny proudí vždy z místa vyššího tlaku do místa tlaku nižšího (tedy z místa s vyšší potenciální energií, do místa s nižší potenciální energií). [15] [20]

5.1 Rozdělení proudění

Proudění můžeme rozdělit podle různých hledisek na jednotlivé druhy proudění.

5.1.1 Podle fyzikálních vlastností kapaliny

Popis proudění reálné kapaliny je často velmi náročný. Proto se využívá některých zjednodušení (zanedbání některých vlastností kapaliny) tak, aby byl popis proudění jednodušší, ale zároveň dostatečně přesný pro danou situaci. Podle fyzikálních vlastností proudící kapaliny můžeme rozdělit proudění na:

- **Proudění ideální kapaliny**-jedná se o proudění dokonale nestlačitelné kapaliny, jenž nemá žádné vnitřní tření (je tedy dokonale tekutá a má nulovou viskozitu). Popis proudění ideální kapaliny rovnicemi je relativně jednoduchý, a je tedy vhodné ideální kapaliny využít pro modelové zkoumání mechanických vlastností kapalin. Vztah mezi ideální kapalinou a ideální tekutinou je takový, že ideální kapalina má oproti ideální tekutině v celém svém objemu za jakýchkoliv podmínek konstantní hustotu. Z toho lze vyvodit, že nemůže docházet k objemovým změnám, a tedy ideální kapalina je nestlačitelná. [15]
- **Proudění vazké kapaliny**-při proudění vazké kapaliny je již uvažována viskozita kapaliny.
- **Proudění nestlačitelné kapaliny**-jedná se o proudění takové kapaliny, která není stlačitelná (má tedy konstantní hustotu). Rozdíl mezi nestlačitelnou kapalinou a ideální kapalinou je ve vnitřním tření, kdy v případě nestlačitelné kapaliny uvažujeme vnitřní tření (a tedy nenulovou viskozitu). [15]
- **Proudění stlačitelné kapaliny**-v tomto případě se jedná o proudění takové kapaliny, jejíž hustota se mění v závislosti na tlaku kapaliny. [15]

5.1.2 Podle časové závislosti proudění

Podle časové závislosti veličin popisujících proudění tekutiny můžeme proudění rozdělit na stacionární (ustálené) a nestacionární (neustálené).

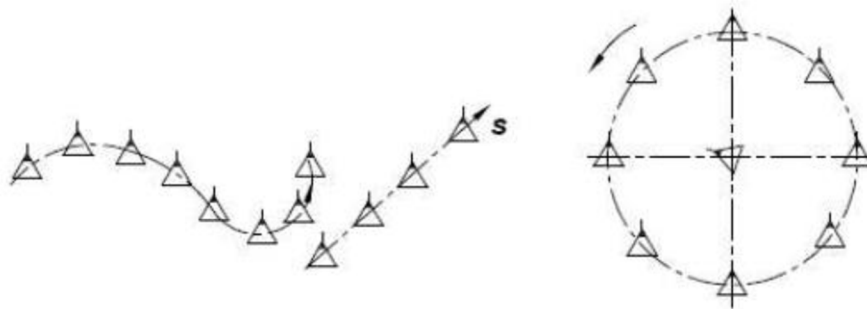
Stacionární proudění-veličiny popisující vlastnosti proudění (např. tlak proudící tekutiny) jsou závislé pouze na poloze ve zkoumaném systému ($p=p(t)$; $\partial/\partial t=0$). Výpočet vlastností stacionárního proudění je tedy jednodušší (závisí pouze na poloze ve zkoumaném systému). [15] [20]

Nestacionární proudění-veličiny popisující vlastnosti proudění (např. tlak proudící tekutiny) jsou závislé nejen na poloze ve zkoumaném systému, ale i na čase ($p=p(x, y, z, t)$; $\partial/\partial t \neq 0$). Nestacionární proudění je tedy na výpočet náročnější (nezáleží pouze na poloze ve zkoumaném systému, ale také na čase). [15] [20]

5.1.3 Podle způsobu pohybu (kinematického hlediska)

Podle druhu pohybu, který částice kapaliny při proudění vykonávají rozdělujeme proudění na:

Potenciálové (nevířivé) proudění-tento typ proudění se projevuje pouze posuvným pohybem částic kapaliny po přímočarých, nebo křivočarých drahách. Protože dochází pouze k posuvnému pohybu částic, je vyloučeno vznikání vírů. Tento typ proudění vzniká pouze při proudění ideální kapaliny. [15] [20]



Obrázek 5.1 Vizualizace potenciálového proudění a potenciálového víru [20]

Vířivé proudění-na rozdíl od potenciálového proudění dochází kromě posuvného pohybu částic kapaliny, také k jejich rotačnímu pohybu kolem vlastních os. Tento rotační pohyb částic způsobuje vznik vírů. [15] [20]

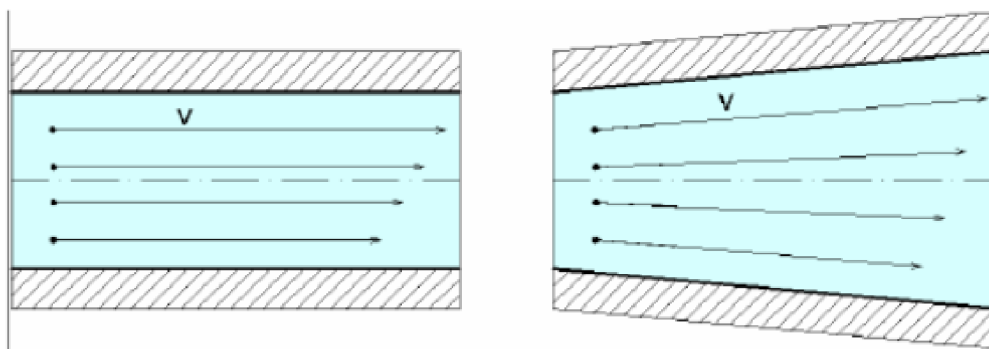


Obrázek 5.2 Vizualizace vířivého proudění [15]

5.1.4 Proudění vazkých kapalin

Vazké kapaliny jsou charakteristické přítomností vnitřního tření a může ale nemusí se u nich uvažovat jejich stlačitelnost. Jejich proudění rozdělujeme na:

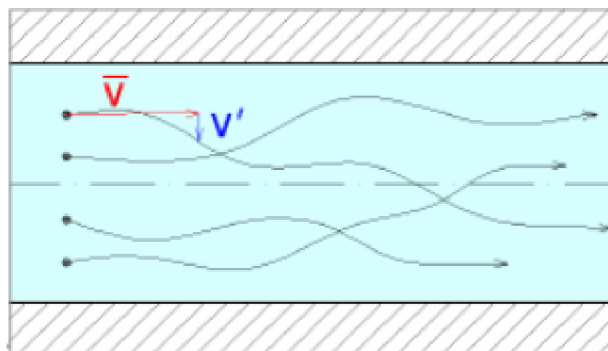
Laminární proudění—částice kapaliny se pohybují ve vrstvách, která jsou navzájem rovnoběžné a nedochází k přechodu částic mezi vrstvami (a tedy k promíchávání vrstev). Tekutiny obecně proudí laminárně až do určité kritické rychlosti, kdy se charakter proudění mění na turbulentní. Krom rychlosti proudění je přechod mezi těmito druhy proudění závislý i na průměru trubice, viskozitě a hustotě kapaliny (pravděpodobnost tohoto přechodu se vyjadřuje pomocí Reynoldsova čísla). [15] [20]



Obrázek 5.3 Vizualizace laminárního proudění a jeho vrstev [20]

Turbulentní proudění—částice se pohybují nejen směrem definovaným jednotlivými vrstvami, ale dochází také k tzv. flukтуаčnímu pohybu. Kvůli tomuto pohybu dochází ke vzniku vířů, které způsobují akustický hluk. Kvůli flukтуаčnímu pohybu dochází také

k přechodu částic mezi vrstvami kapaliny a promíchávání jednotlivých vrstev. Přechod částic mezi vrstvami zároveň způsobuje rozdílnou rychlost částic, která se navíc nepravidelně mění (není stacionární). Obecně se jako turbulentní označuje jakékoliv proudění, u něhož dochází k nepravidelným fluktuacím proměnných. [15] [20]



Obrázek 5.4 Vizualizace turbulentního proudění a míšení vrstev [20]

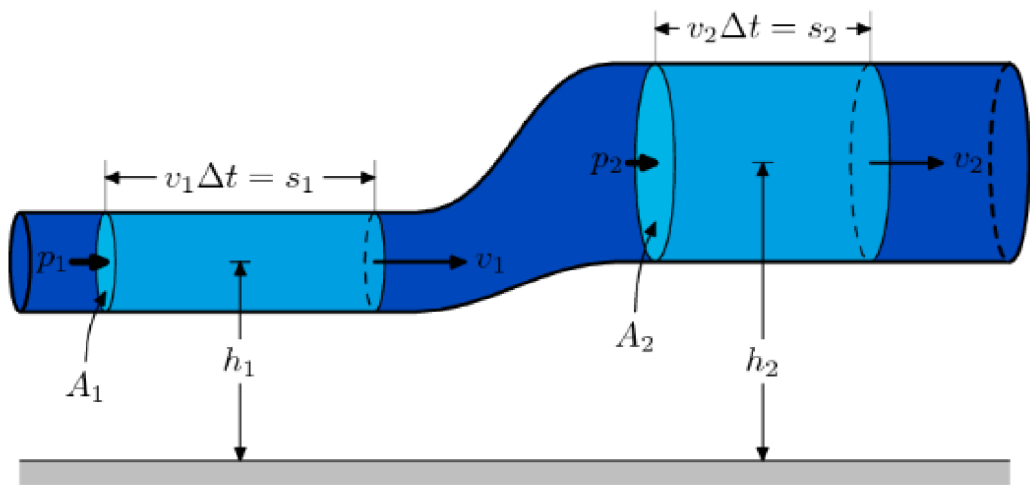
5.2 Vlastnosti proudění

Částice ideální kapaliny mají při ustáleném proudění v celém průřezu trubice stejnou rychlost a objemový průtok (uvažujeme průřez v určitém místě trubice). Takovéto proudění popisuje rovnice kontinuity. Z této rovnice vyplývá, že při ustáleném proudění ideální kapaliny se nemění objemový průtok. Pokud tedy dojde ke změně obsahu plochy řezu (kolmého na směr rychlosti kapaliny v trubici), musí kvůli zachování konstantního objemového průtoku dojít k zvýšení rychlosti proudění. Zvýšení rychlosti proudění se však projeví snížením tlaku v proudící kapalině. Tomuto jevu se říká hydrodynamický paradox a je základním principem funkce vývěvy požární stříkačky PS-12 (v trysce urychlíme proudící plyn a tím snížíme tlak v oblasti trysky-vytváření podtlaku). Závislost rychlosti na tlaku při proudění ideální kapaliny je popsán Bernoulliho rovnicí (viz rovnice 1). [15]

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p + \rho u(x) = konst. \quad (1)$$

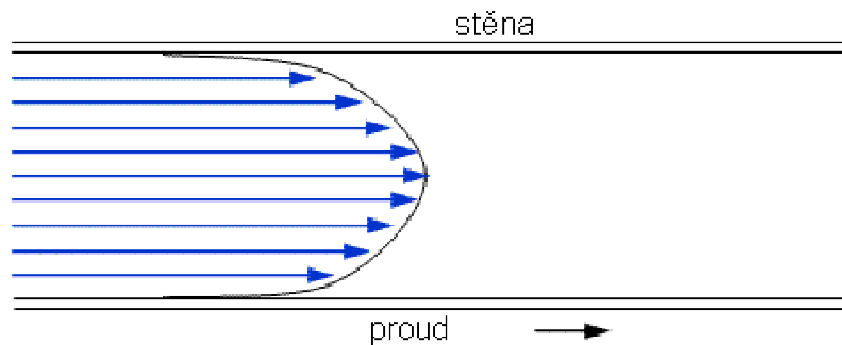
Kde ρ vyjadřuje hustotu kapaliny, v rychlost proudění, p tlak v kapalině a u je potenciál vnějšího pole mechanické síly (gravitační síly, unášivé setrvačné síly, nebo jejich kombinace) v analyzovaném bodě. První člen Bernoulliho rovnice vyjadřuje objemovou hustotu kinetické energie (tzv. dynamický tlak), druhý člen potenciální energii jednotky objemu, jejíž princip spočívá v tlaku. Poslední člen popisuje potenciální energii jednotky objemu, jejíž princip spočívá v působení vnější mechanické síly určitého pole, ve kterém se kapalina nachází (může to být například potenciální energie objemu

kapaliny způsobená jejím umístěním v určité výšce nad zemským povrchem-tíhová síla) [15]



Obrázek 5.5 Diagram popisující Bernoulliho rovnici [15]

Při proudění reálné kapaliny v trubici není rychlost všech částic v průřezu v jednom bodě stejná. Dochází zde totiž jednak ke tření mezi částicemi a stěnou trubice, ale také ke tření mezi částicemi navzájem. Výsledkem je fakt, že částice se pohybují nejrychleji v osové vrstvě tekutiny a rychlost proudění směrem ke stěně trubice postupně klesá (vliv tření částic a stěny trubice a částic navzájem). [15]



Obrázek 5.6 Vizualizace rychlostního profilu laminárního proudění v trubici [15]

5.3 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je veličina, která s určitou pravděpodobností vyjadřuje, jestli bude proudění laminární, nebo turbulentní. S rostoucí hodnotou Reynoldsova čísla klesá vliv třecích sil částic tekutiny na celkový odpor. Čím vyšší je tedy Reynoldsovo číslo, tím vyšší je pravděpodobnost, že bude proudění turbulentní. Pro proudění v trubici je Reynoldsovo číslo definováno vztahem:

$$Re = \frac{\rho \cdot d \cdot v}{\eta} [-] \quad (2)$$

Kde ρ je hustota kapaliny, η je její viskozita, v je rychlost jejího proudění a d je průměr trubice ve které proudí. Kritická hodnota Reynoldsova čísla (hodnota kdy dochází k přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním) je určována pro různé druhy potrubí a různé typy kapalin experimentálně. [15]

V případě proudění vody v uzavřeném potrubí je možné mluvit o laminárním proudění, pokud je hodnota Reynoldsova čísla nižší než $Re < 2320$. K samostatně udržitelnému turbulentnímu proudění dochází při hodnotách $Re > 4000$. V intervalu mezi těmito hodnotami je tedy definována přechodná oblast laminárního a turbulentního proudění. [21]

5.4 Vysokorychlostní proudění

Hlavním rozdílem vysokorychlostního proudění oproti proudění s konvenční rychlostí je projevující se vliv stlačitelnosti plynného média (např. vzduchu). Právě vlivem stlačitelnosti proudící tekutiny dochází ke vzniku efektů, které se při proudění nestlačitelných tekutin neprojevují. To je způsobeno faktem, že pokud se tekutina pohybuje podzvukovou rychlostí, tak jakékoliv změny tlaku v proudu se rychleji pohybují ve směru proudění než proti němu. Rozdíly v rychlosti pohybu tlakových změn jsou o to větší, čím větší je rychlost proudění. Tedy pokud se tekutina pohybuje nadzvukovými rychlostmi, je nemožné, aby se tlakové změny projevíly proti směru proudění (z toho důvodu dochází k jiným projevům nadzvukového proudění). [15] [21]

Vysokorychlostní proudění se často popisuje Machovým číslem (symbol M , případně Ma). Jedná se o bezrozměrnou fyzikální veličinu vyjadřující poměr rychlosti pohybu tělesa v (v případě této práce rychlost proudění) k rychlosti šíření zvuku daným prostředím c (viz rovnice 3). Pokud je hodnota M menší než 1, je proudění charakterizováno jako podzvukové (subsonické). Pokud se rychlost proudění pohybuje kolem $M=1$ (konkrétně $0,8 < M < 1,3$), je označováno jako transsonické (pokud je rychlost proudění přesně $M=1$, označuje se jako zvukové nebo sonické). Pokud se hodnota Machova čísla proudění pohybuje nad hodnotou 1, mluví se o nadzvukovém (supersonickém) proudění. [15] [21]

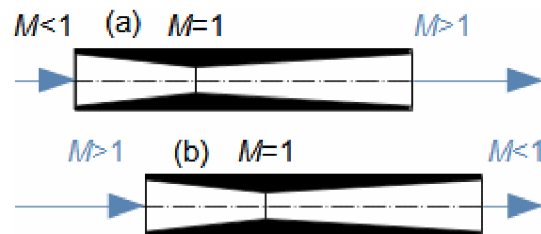
$$M = \frac{v}{c} [-] \quad (3)$$

Jedním z rozdílných projevů nadzvukového proudění oproti proudění podzvukovému, je chování při proudění konvergentně divergentním kanálem (viz obrázek 5.7). Chování tekutiny v této geometrii lze odvodit za pomoci Hugoniotova teorému:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dv}{v} \times (1 - M^2) = 0 \quad (4)$$

Kde A je průtočný průřez, v je rychlost proudění tekutiny a M je Machovo číslo. Tato rovnice tedy popisuje, že rychlost proudění stlačitelné tekutiny trubici nezávisí pouze na průtočném průřezu, ale také na Machovu číslu. [21]

Pokud do takovéto geometrie vstupuje podzvukové proudění, které zvyšuje svou rychlost až na hodnotu $M=1$ v nejužším místě trysky, jeho rychlost následně v divergentní části stále stoupá až na vysoce nadzvukovou rychlost na výstupu. Je možné říci, že geometrie se chová jako nadzvuková tryska. Pokud však do takového kanálu bude vstupovat nadzvukové proudění, tak se tento bude chovat jako nadzvukový difuzor. Tedy v konvergentní části geometrie bude docházet ke snižování rychlosti až na hodnotu $M=1$ v nejužším místě. Následně v divergentní části bude docházet ke stálému snižování rychlosti proudění (dochází k transformaci kinetické energie na energii tlakovou). [21]



Obrázek 5.7 Chování nadzvukového a podzvukového proudění při průchodu konvergentně divergentním kanálkem (kanálek se chová jako a- nadzvuková tryska, b- nadzvukový difuzor) [21]

5.5 Proudění konvergentní dýzou

Konvergentní (někdy také nazývaná konfuzorová) dýza (neboli tryska) je kanál s plynule se zmenšující velikostí průtočného průřezu, kdy se nejužší místo této geometrie nachází na výstupu dýzy. Díky zužování průřezu dýzy dochází při proudění plynů nebo par k urychlení jejich proudění (růst jejich kinetické energie). Pokud se jedná o čistě konvergentní dýzu je maximální rychlost proudění na jejím výstupu omezena rychlostí zvuku. Dalo by se tedy tvrdit, že v tomto typu trysek dochází k podzvukové expanzi plynného média. [22] [23]

Podle změny stavových veličin v geometrii dýzy je následně zřejmé, že rychlost proudění na jejím výstupu závisí na vstupním tlaku před a výstupním tlaku (protitlaku) za tryskou. Rychlost proudění na výstupní straně trysky následně popisují rovnice (5) a (6). [23]

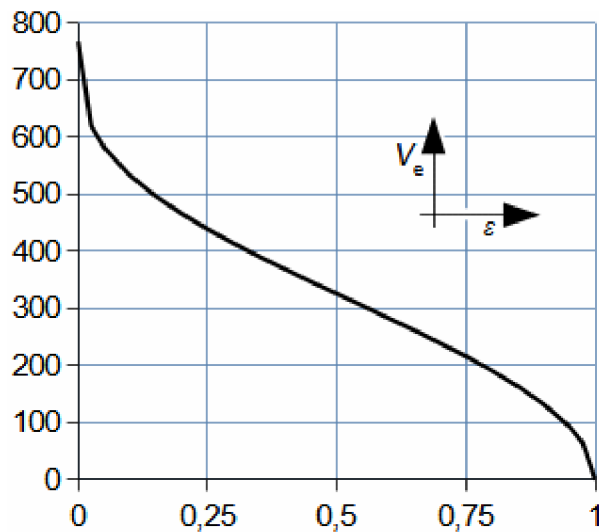
$$V_e = \sqrt{2(h_i - h_e) + V_i^2} = \sqrt{\frac{2 \times \kappa}{\kappa - 1} r \times T_i \left(1 - \varepsilon^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right) + V_i^2} \quad (5)$$

$$V_e = \sqrt{2(h_{is} - h_e)} = \sqrt{\frac{2 \times \kappa}{\kappa - 1} r \times T_{is} \left(1 - \varepsilon_s^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right)} \quad (6)$$

Rovnice (5) pojednává o výpočtu rychlosti proudění na výstupu konvergentní dýzy ze statického stavu plynu před tryskou. Kdežto rovnice (6) pojednává o výpočtu rychlosti proudění na výstupu konvergentní dýzy z celkového stavu plynu před tryskou. [23]

Index „e“ označuje stav plynu na výstupu trysky, index „i“ na vstupu trysky a index „s“ celkový stav plynu. V [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost, h [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je entalpie (tepelná energie uložená v daném množství látky), κ [-] je konstanta adiabaty (jede o poměr tepelných kapacit), r [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je plynová konstanta (charakterizující daný plyn), T [K] je absolutní teplota plynu a ε [-] je poměr statických tlaků na výstupu a vstupu (p_e/p_{is}).

Výsledná závislost rychlosti proudění na výstupu dýzy (V_e) na protitlaku (respektive na poměru statických tlaků) je znázorněna na obrázku 5.8. Zde je možno pozorovat, že nejvyšší rychlost proudění nastává právě v momentě, kdy je protitlak roven $p_e=0$ Pa (neboli dochází k proudění do vakua). K opačnému extrému dojde, bude-li tlak na výstupu trysky stejný jako tlak na vstupu. V takovémto případě neexistuje žádný tlakový spád, který by způsoboval proudění tekutiny, a tedy k proudění nedojde ($V_a=0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). [21]



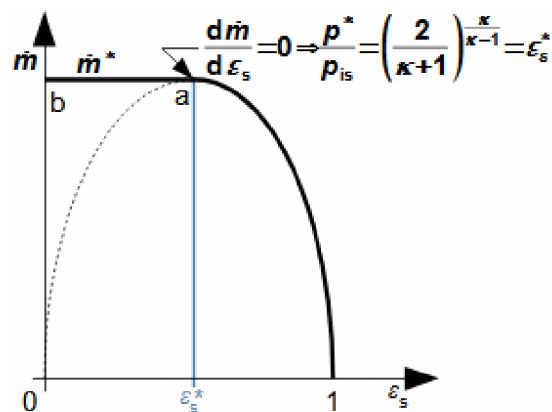
Obrázek 5.8 Graf závislosti rychlosti proudění ideálního plynu na výstupu trysky na tlakovém diferenciálu mezi vstupem a výstupem dýzy ($\kappa=1,4$ [-]; $r=287$ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; $T_i=293,15$ K; $p_i=101325$ Pa; $V_i=0$ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) [23]

Pokud chceme dále určit hmotnostní tok plynu dýzou, musíme tento určit z rovnice kontinuity. Pokud však počítáme s prouděním ideálního plynu, lze použít rovnice rychlosti ideálního plynu a následně z nich získat rovnici popisující hmotnostní tok tryskou. Teno bude záviset na průřezu výstupního otvoru trysky A_e [m^2], měrném objemu plynu v_{is} [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$], tlaku plynu p_{is} [Pa] a na průtokovém faktoru χ_m [-].

$$m = A_e \times V_e \frac{1}{v_e} = A_e \sqrt{\frac{p_{is}}{v_{ie}}} \chi_m \quad (7)$$

$$\chi_m = \sqrt{\frac{2 \times \kappa}{\kappa - 1}} \times \sqrt{\varepsilon_s^{\frac{2}{\kappa}} - \varepsilon_s^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}} \quad (8)$$

Ze vztahů popisujících průtok plynu tryskou lze vyvodit, že by měla hodnota hmotnostního toku plynu m růst se snižujícím se tlakem p_e až do kritického tlakového poměru ε_s^* („*“ označuje kritickou hodnotu dané veličiny) a následně by mělo dojít k poklesu tlaku až na nulovou hodnotu při vakuu na výstupu trysky. Tato úvaha je neintuitivní a také nesprávná, ve skutečnosti je průběh hmotnostního toku konstantní od kritického poměru ε_s^* až po $\varepsilon_s=0$, tedy $p_e=0$ Pa. Popsaná závislost je graficky znázorněna na obrázku 5.9. Kritická hodnota hmotnostního toku m^* je zároveň maximální hodnotou průtoku pro danou trysku. Maximální průtok plynu tryskou nastává při kritické hodnotě tlakového poměru. [22] [23]



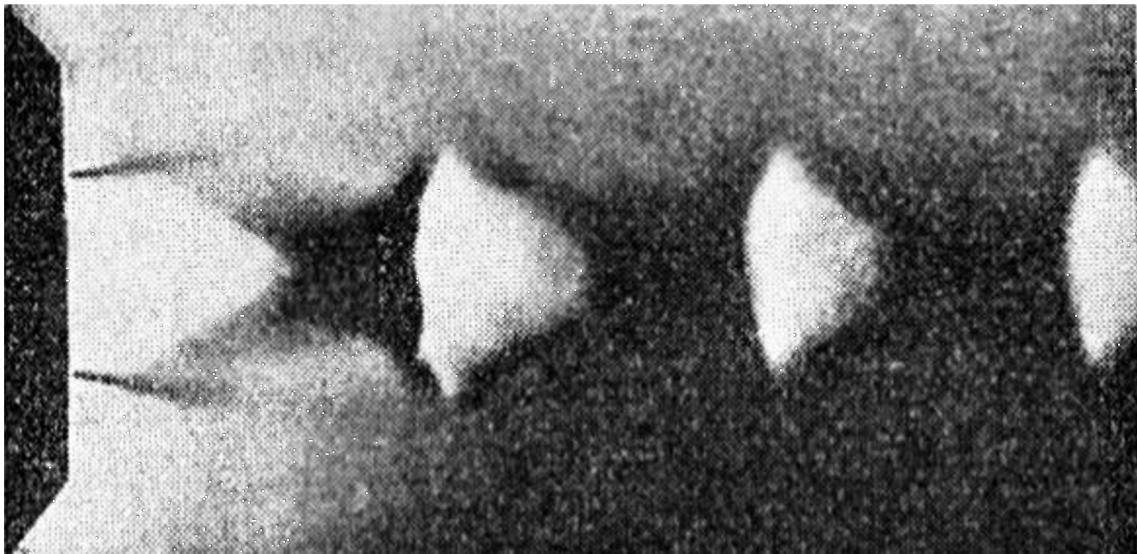
Obrázek 5.9 Graf závislosti hmotnostního toku plynu na tlakovém poměru [23]

Hodnota kritického tlakového poměru závisí na druhu plynu proudícího skrz danou trysku. Jeho hodnota totiž závisí na poměru tepelných kapacit κ . Hodnoty kritického tlakového poměru se pohybují okolo 0,5 (0,527 pro vodík, 0,528 pro suchý vzduch nebo např. 0,577 pro sytou vodní páru). [23]

Krom toho, že se při hodnotách tlakového poměru $\epsilon_s \in \langle 0; \epsilon_s^* \rangle$ nemění hmotnostní průtok, nemění se ani rychlost proudění na výstupu trysky. V tomto rozsahu tlakového poměru je tedy rychlost na výstupu trysky (tedy v nejužším bodě trysky) maximální a rovná se rychlosti zvuku. Při použití konvergentní trysky tedy není možné proudění urychlit nad rychlost zvuku (pro tento účel se používají konvergentně-divergentní trysky). [22] [23]

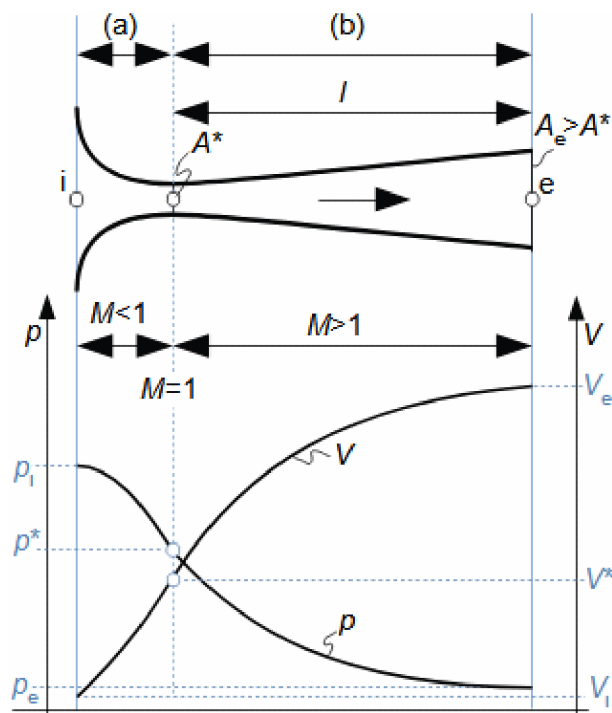
5.6 Proudění konvergentně-divergentní (Lavalovou) dýzou

Pokud se okolo výstupního hrdla (ústí) konvergentní dýzy nachází prostředí s tlakem nižším, než je hodnota kritického tlaku, bude rychlost proudění plynu na výstupu trysky kritická (rychlost zvuku) a zároveň tlak v tomto místě bude kritický. Z těchto předpokladů vyplývá, že za tryskou bude docházet k volné neřízené expanzi plynu a rychlost proudění tedy roste nad hranici rychlosti zvuku. Tato expanze je zároveň spojena s růstem průtočného průřezu proudu plynu (podle Hugoniotova teoremu). Na pomezí mezi expandujícím proudem plynu a okolním plynem vznikají takzvané šikmé rázové vlny (viz obrázek 5.10). Tyto rázové vlny se odráží zpět do expandujícího proudu plynu a snižují tak účinnost expanze. [22] [23]



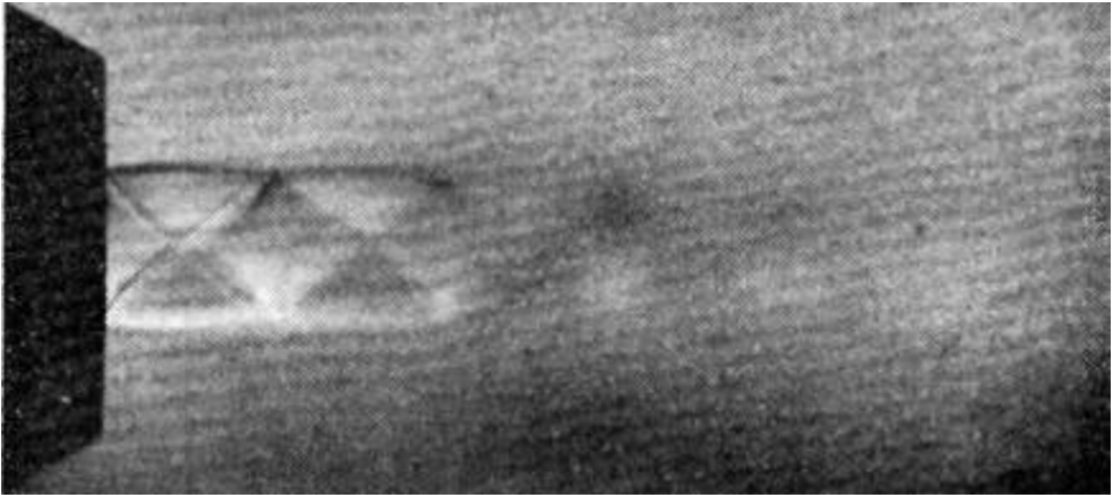
Obrázek 5.10 Vizualizace šikmé rázové vlny za ústím konvergentní trysky [23]

Pro zvýšení účinnosti expanze a zužitkování tak energie ztracené neřízenou expanzí se pro expandující plyn vytváří v prostoru za kritickým průřezem trysky rozšiřující se kanál. Takovýto kanál zabezpečuje vhodné podmínky pro expanzi plynu (usměrňuje expanzi plynu). Takováto geometrie, u které nejprve dochází ke zmenšování a následně k pozvolnému rozšiřování průtočného průřezu, se nazývá konvergentně divergentní dýza (Lavalova tryska). Takováto konstrukce trysek je charakteristická nadzvukovou rychlostí proudění plynu v prostoru ústí dýzy a plynulou změnou stavových veličin v trysce. [22] [23]



Obrázek 5.11 Průřez konvergentně divergentní trysky a průběh rychlosti a tlaku v takovéto geometrii [23]

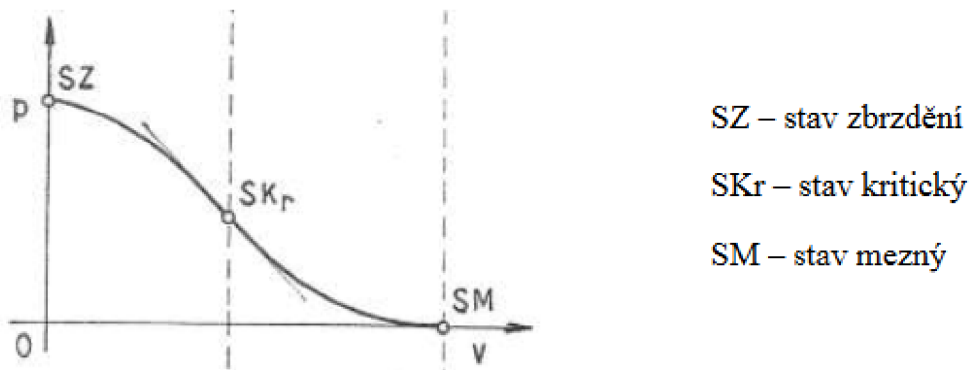
V konvergentní části Lavalovy dýzy (viz oblast „a“ na obrázku 5.11) dochází ke zvyšování rychlosti proudění plynu z podzvukové oblasti ($M < 1$) až na kritickou rychlost ($M = 1$) v oblasti kritického průřezu (nejušší místo trysky-pomezí konvergentní a divergentní části). V divergentní části Lavalovy trysky dochází k plynulé expanzi plynu a zvyšování rychlosti proudění do nadzvukových rychlostí ($M > 1$), kdy dochází k překonání kritických parametrů. Vystupující proudění z ústí trysky se pohybuje nadzvukovou rychlostí a při výtoku do volného prostředí dochází k tvorbě šikmých rázových vln, které způsobují brždění supersonického proudění. Růst průřezu v divergentní části trysky je diktován volnou expanzí plynu, kdy průřez musí růst pozvolněji, než by bylo typické pro volnou expanzi plynu. Díky splnění této podmínky je využíváno adiabatického spádu. [22] [23]



Obrázek 5.12 Vizualizace šikmé rázové vlny za ústím Lavalovy dýzy [23]

5.6.1 Hustota proudu

Z Bernoulliho rovnice (viz rovnice 1) pro proudění lze získat závislost tlaku v proudu tekutiny na rychlosti jejího proudění (takzvaná tlaková hora). [22]

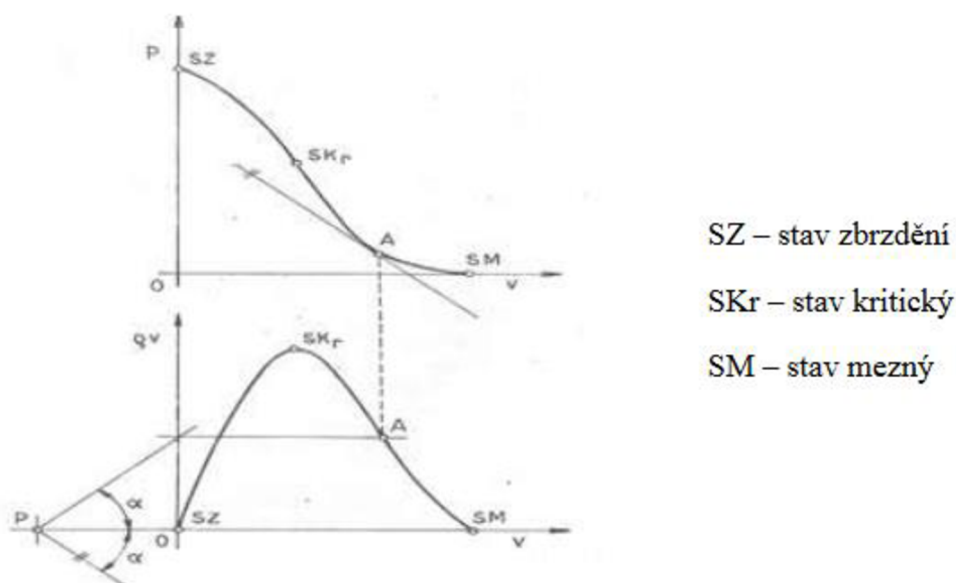


Obrázek 5.13 Tlaková hora (závislost tlaku proudění na jeho rychlosti) [22]

Derivací tlakové hory vede k získání závislosti hustoty proudu ρ_v na rychlosti proudění v (viz obrázek 5.14), případně závislosti průtočného průřezu A na rychlosti v (viz obrázek 5.15).

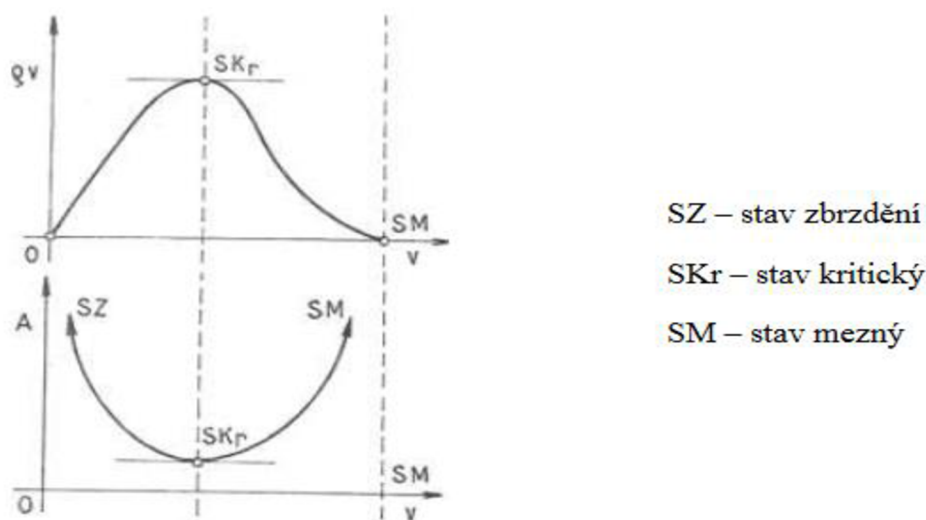
$$\rho_v = -\frac{dp}{dv} \quad (9)$$

$$A = \frac{Q_m}{\rho \times v} \quad (10)$$



Obrázek 5.14 Závislost hustoty proudu na rychlosti proudění [22]

Z rovnice (9) a obrázku 5.14 vyplývá, že při kritickém stavu proudění nabývá hustota proudu svého maxima, a naopak průtočný průřez v tomto stavu je minimální (viz obrázek 5.15). Z těchto poznatků vyplývá, že k přechodu z podzvukové oblasti proudění do oblasti nadzvukové je nutné projít přes kritický stav proudění. Toho lze dosáhnout pouze zmenšováním průtočného průřezu až do kritického stavu (konvergentní dýza) a následným zvětšováním průtočného průřezu za oblastí s kritickým stavem proudění (divergentní dýza). Tyto geometrické podmínky pro přechod do nadzvukového proudění uspokojuje takzvaná Lavalova dýza. [22]

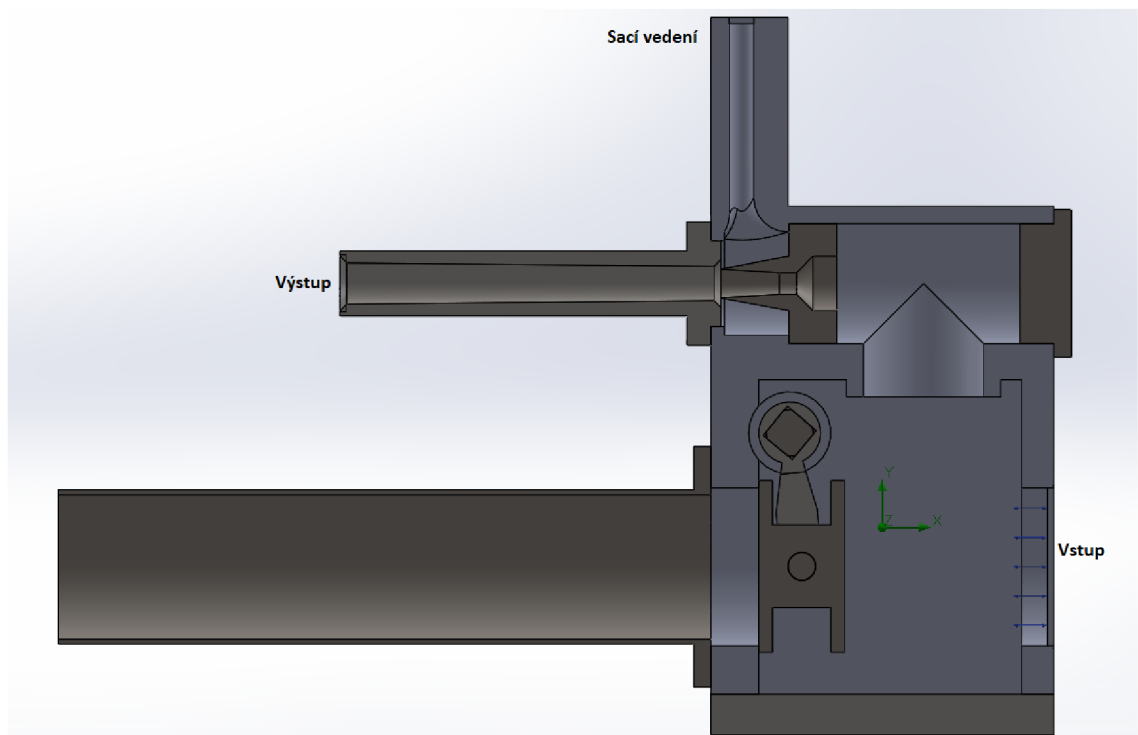


Obrázek 5.15 Závislost průtočného průřezu na rychlosti proudění [22]

6. SIMULACE STÁVAJÍCÍHO SYSTÉMU NASÁVÁNÍ

6.1 Tvorba modelu

Za účelem simulace byl nejprve vytvořen digitální model stávajícího systému pro nasávání vody (vývěvy) stříkačky PS-12. Model byl vytvořen s pomocí CAD software SolidWorks. Tento model je sestaven z jednotlivých komponent, které reprezentují součásti reálného systému. Jednotlivé díly nerepresentují fyzické komponenty naprosto přesně, a to z důvodu úpravy modelu pro zjednodušení simulací. Avšak s důrazem na přesnost byly vytvořeny modely trysky a difuzoru. Jejich vzájemná poloha byla také modelována velice pečlivě. Po vytvoření sestavy byly přidány záslepky na jednotlivé otvory geometrie tak, aby bylo možné na tyto nadefinovat okrajové podmínky. Takto vytvořený a upravený model je vyobrazen na obrázku 6.1.

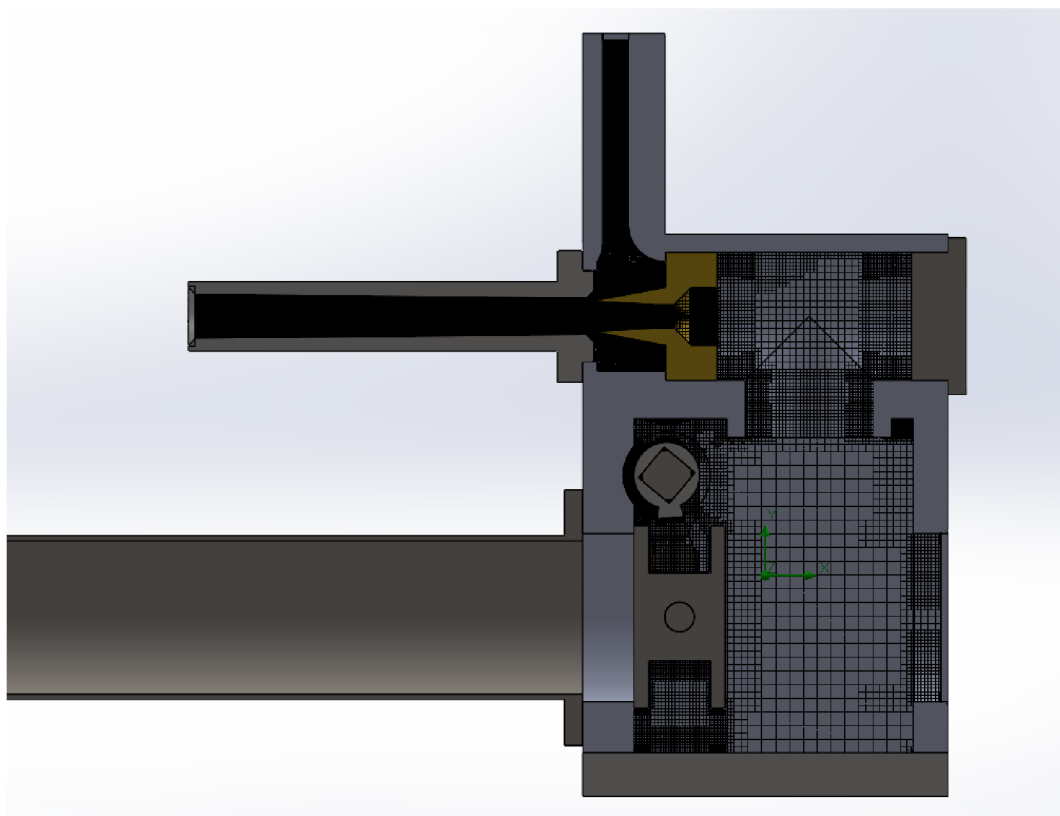


Obrázek 6.1 Řez hrubým modelem vývěvy motorové stříkačky PS-12

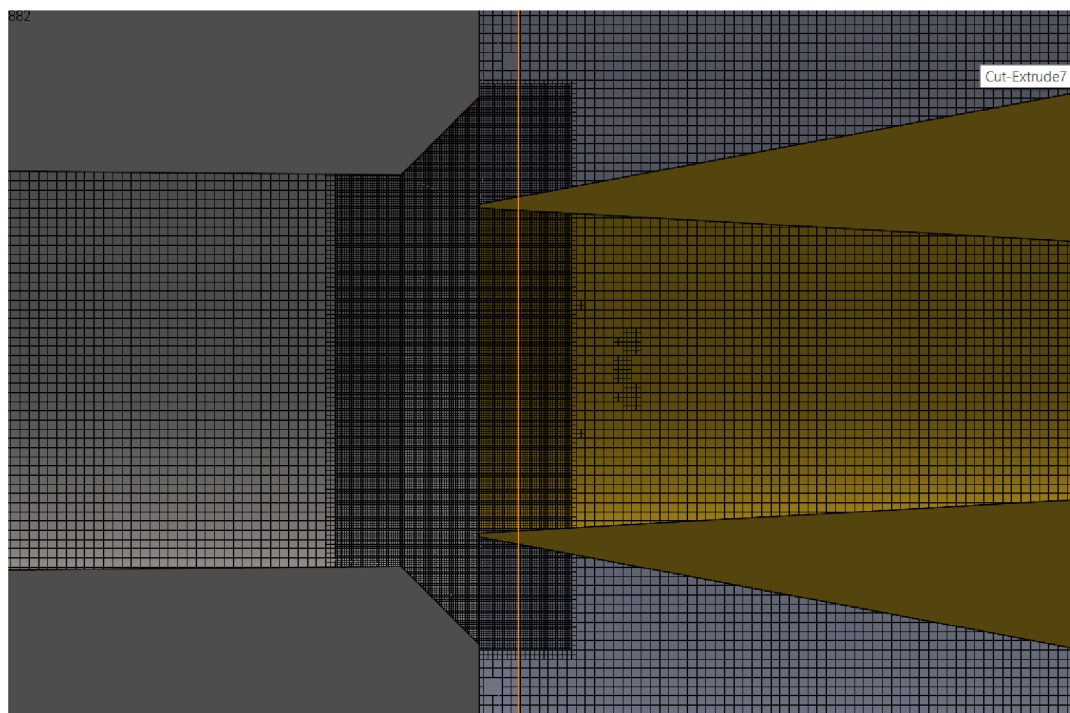
6.2 Simulace proudění v celém systému vývěvy

Prvním krokem v pochopení funkce vývěvy osazené na požární stříkačce PS-12 byla hrubá simulace proudění v sestavě (viz obrázek 6.1). Za tímto účelem byla provedena 2D simulace proudění v celém modelu sestavy. Úloha byla počítána jako stacionární (pro zjednodušení a zkrácení výpočetního času) a pro výpočet byl využit software SolidWorks flow simulation. 2D simulace sice není schopna v tomto případě zajistit přesné výsledky, avšak jejím úkolem je pouze nastínit proudění v geometrii. Dalším úkolem je zjistit, jaké části sestavy nejsou pro další simulace nezbytné (tak aby bylo následně možné simulovat pouze části, které jsou kritické pro funkci vývěvy).

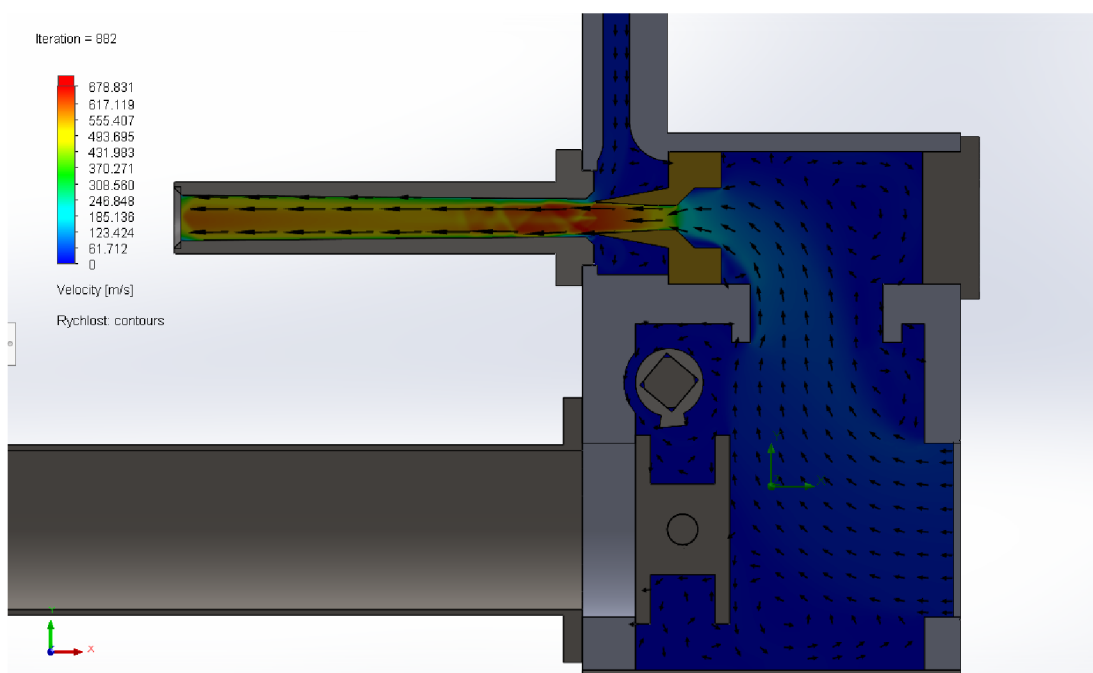
Okrajové podmínky byly definovány na záslepky geometrie označené jako „Vstup“, „Výstup“ a „Sací vedení“. První myšlenkou bylo nastavit na záslepku „Vstup“ objemový průtok zjištěný z údajů o objemu motoru a jeho otáček při funkci vývěvy. V tomto postupu však byla nalezena úskalí. Prvním z nich je fakt, že objemový průtok nemusí být konstantní, protože pokud naroste v geometrii tlak, dojde ke snížení otáček motoru a zároveň snížení objemového průtoku vstupem geometrie. Druhým zádrhelem je fakt, že při přítomnosti přetlaku ve výfukovém systému motoru stříkačky, nebude objemový průtok přímo roven polovině objemu motoru (jelikož se jedná o čtyřtákní motor) vynásobeným jeho otáčkami. To je způsobeno tím, že tlak ve výfukovém vedení zabrání úplnému vyfouknutí spálené směsi z válců, a tedy ve fázi sání již nebude nasáta směs o celkovém objemu válců, ale jen její část. I z těchto důvodů byl jako okrajovou podmínkou na záslepku s názvem „Vstup“ aplikován statický tlak. Ze znalosti funkce daného typu spalovacího motoru a pomocí inženýrského pohledu na danou problematiku byla stanovena okrajová podmínka tlaku na vstupu do geometrie jako 3 bar. Tato podmínka by měla být validována pomocí výsledků následných simulací (3D simulací kritické části systému), případně pomocí měření na reálném modelu vývěvy. Jako okrajové podmínky pro záslepky pojmenované „Výstup“ a „Sací vedení“ je použita možnost okolního atmosférického tlaku (101325 Pa). V následných 3D simulacích kritické části systému bude na záslepce „Sací vedení“ tlak rozmítán v rozmezí tlaků daných výškou vodního sloupce v sacím vedení (vodním sloupcem bude vytvářen podtlak).



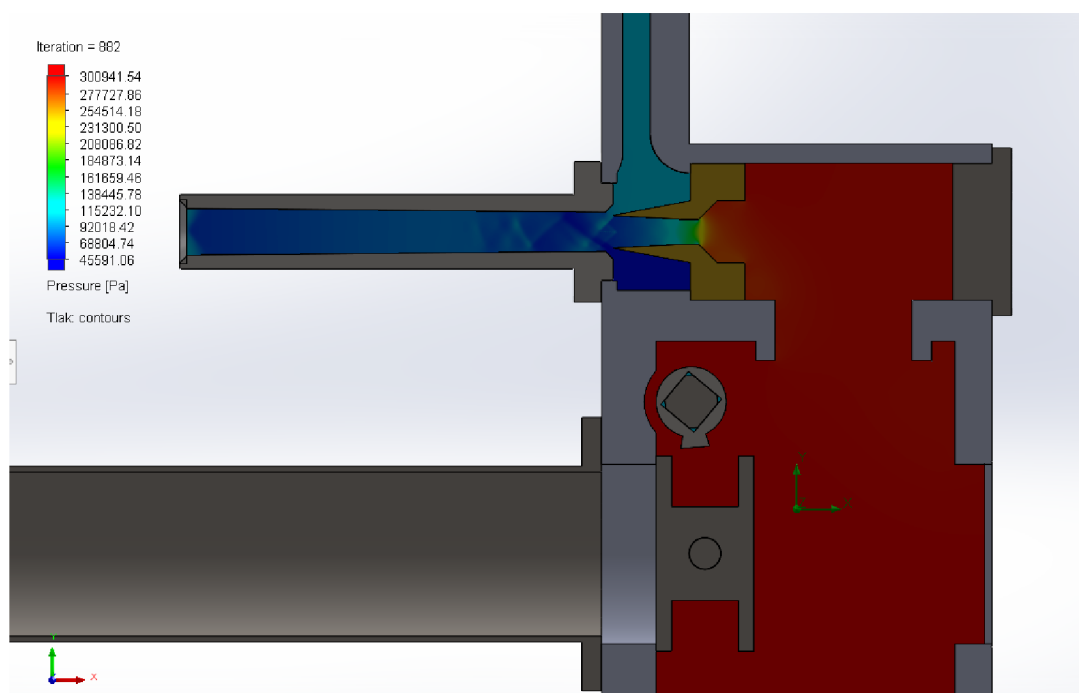
Obrázek 6.2 Vyobrazení výpočetní sítě 2D simulace celého systému vývěvy



Obrázek 6.3 Vyobrazení detailu výpočetní sítě v okolí ústí trysky



Obrázek 6.4 Rozložení rychlosti proudění výfukových plynů vývěvou při její funkci (ověřování funkce systému 2D simulací)



Obrázek 6.5 Rozložení tlaku výfukových plynů ve vývěvě při její funkci (ověřování funkce systému 2D simulací)

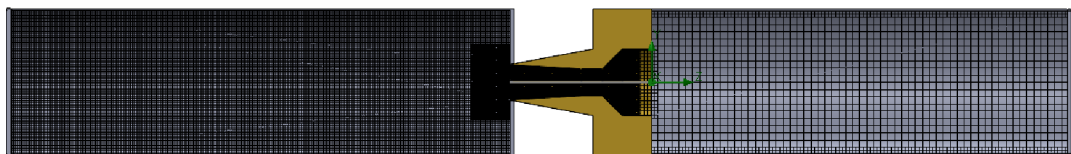
Výstupem provedené 2D simulace je ověření skutečnosti, že v systému dochází k přísávání vzduchu v oblasti za konvergentně-divergentní tryskou. Tento vzduch je přísáván z kanálku, který ústí do sacího vedení, čímž je zajištěno odsávání vzduchu ze sacího vedení. V sacím vedení vzniká tedy podtlak, který zapříčiňuje nasávání vody sacím vedením, což vede k zavodnění čerpadla požární stříkačky.

Dalším výstupem je zjištění, že částí celého systému vývěvy, jenž je kritická pro její funkci, je oblast okolo Lavalovy trysky a difuzoru. Ve zbytku sestavy nedochází k přílišným změnám tlaku a rychlosti. Zároveň pokud by se změnila geometrie „hlavní“ komory s klapkou, nebude tato mít zásadní vliv na funkci vývěvy.

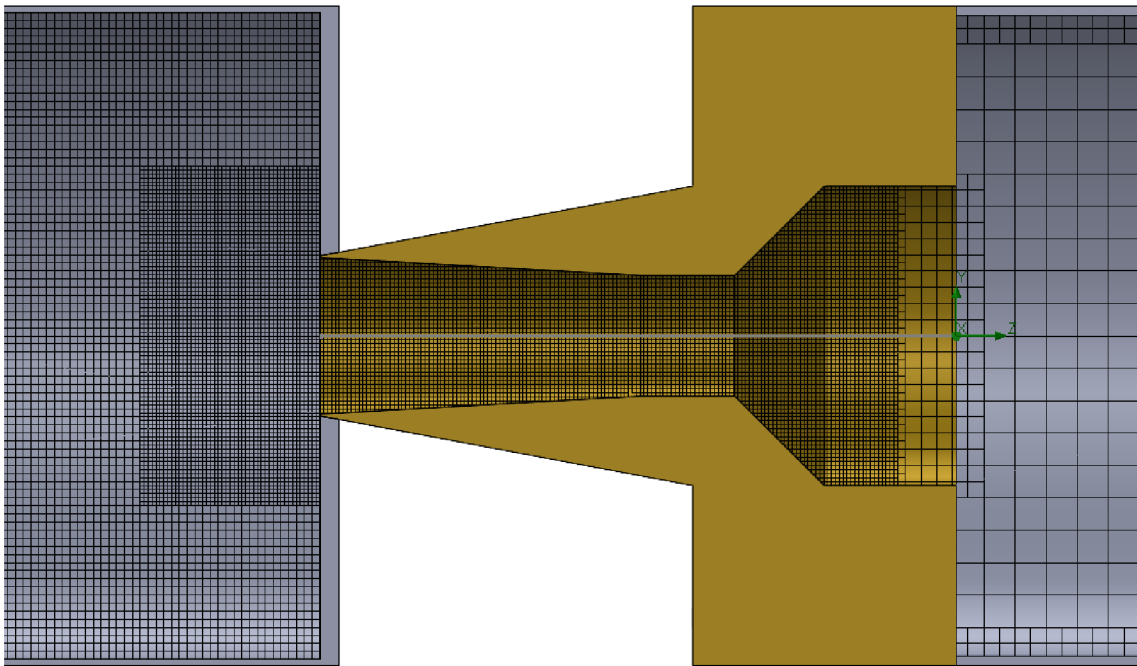
6.3 Simulace proudění v konvergentně-divergentní (Lavalově) dýze

Velice podstatnou částí celého systému vývěvy je konvergentně-divergentní (Lavalova) tryska, která zajišťuje urychlení výfukových plynů až nad úroveň rychlosti zvuku. Pro validaci funkce trysky v systému je vhodné provést nejprve 3D simulaci proudění v samotné trysce a až následně 3D simulaci celé kritické části vývěvy.

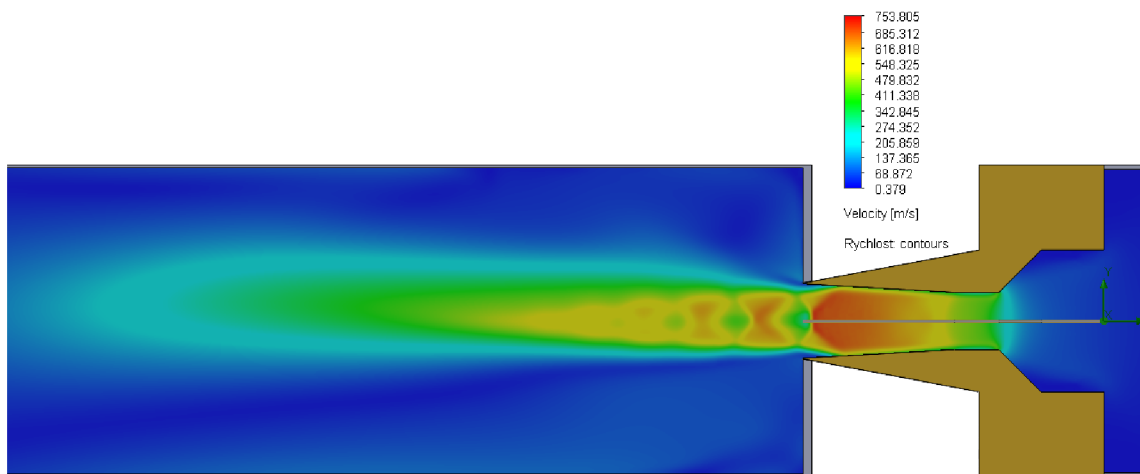
Pro simulaci není vhodné využít samostatnou trysku, ale je vhodné ji z obou stran opatřit vedením s dostatečnou délkou tak, aby nedocházelo ke konfliktu proudění uvnitř trysky s okrajovými podmínkami. Tyto okrajové podmínky jsou tedy umístěny na ústí jednotlivých vedení (před a za tryskou). Podmínka na začátku vstupního vedení trysky je nastavena jako statický tlak o hodnotě 3 bar (stejně jako v předešlé 2D simulaci). Podmínka na konci výstupního vedení dýzy je definována jako atmosférický tlak (101325 Pa).



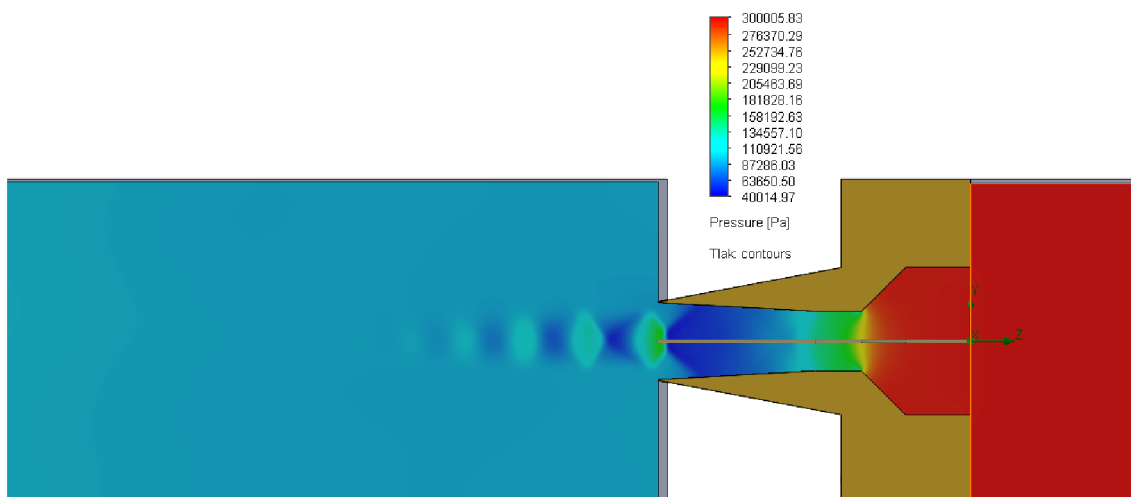
Obrázek 6.6 Výpočetní síť simulace proudění v Lavalově dýze



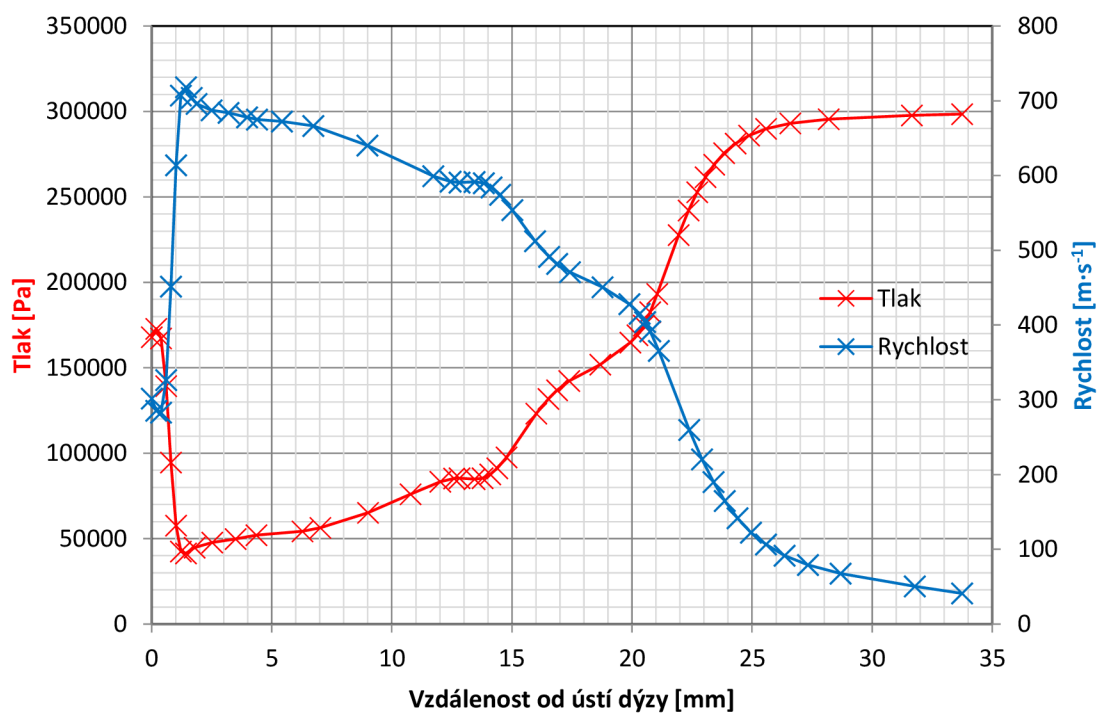
Obrázek 6.7 Záběr na výpočetní síť v samotné dýze



Obrázek 6.8 Zobrazení rozložení rychlosti proudění v Lavalově dýze



Obrázek 6.9 Zobrazení rozložení tlaku v Lavalově dýze

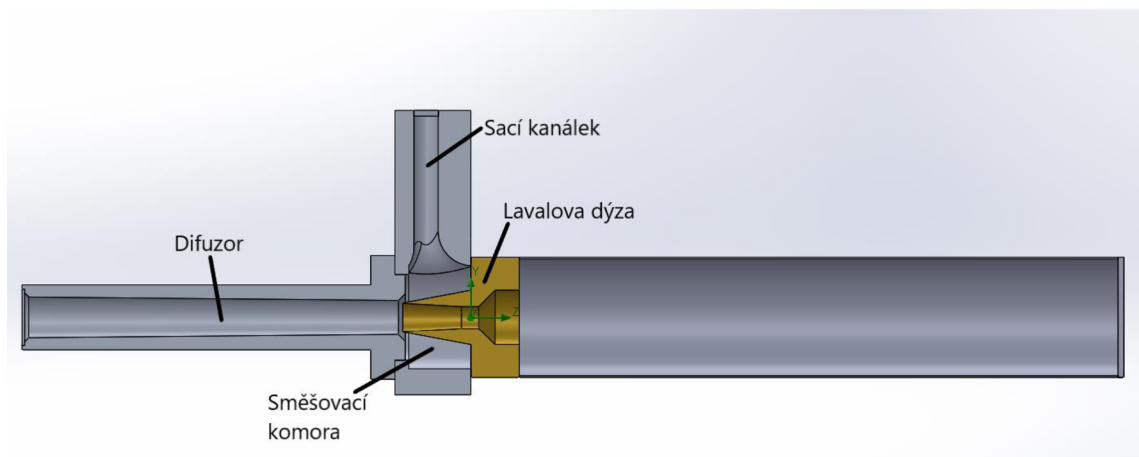


Obrázek 6.10 Grafické znázornění rozložení tlaku a rychlosti v Lavalově dýze (podél její osy)

Z obrázků 6.8, 6.9 a 6.10 je patrné, že proudící plyn je konvergentně divergentní tryskou urychlen tak, že v těsné blízkosti za tryskou se nachází oblast nejvyšší rychlosti proudění. Tato rychlost proudění překračuje rychlost šíření vzduchu ve vzduchu a jedná se tedy o nadzvukové proudění. Tato oblast je zároveň oblastí s nejnižším tlakem, a tedy při vložení trysky do systému, ve kterém se nachází kanálek směřující do této oblasti, bude docházet k přisávání plynného média z tohoto kanálku. Z grafu na obrázku 6.10 je možné usoudit, že výsledky této simulace odpovídají teoretickým předpokladům, protože až na malé odchylky odpovídají grafu na obrázku 5.11 (je zde ovšem rozdíl v orientaci dýzy) z teorie o konvergentně-divergentních dýzách.

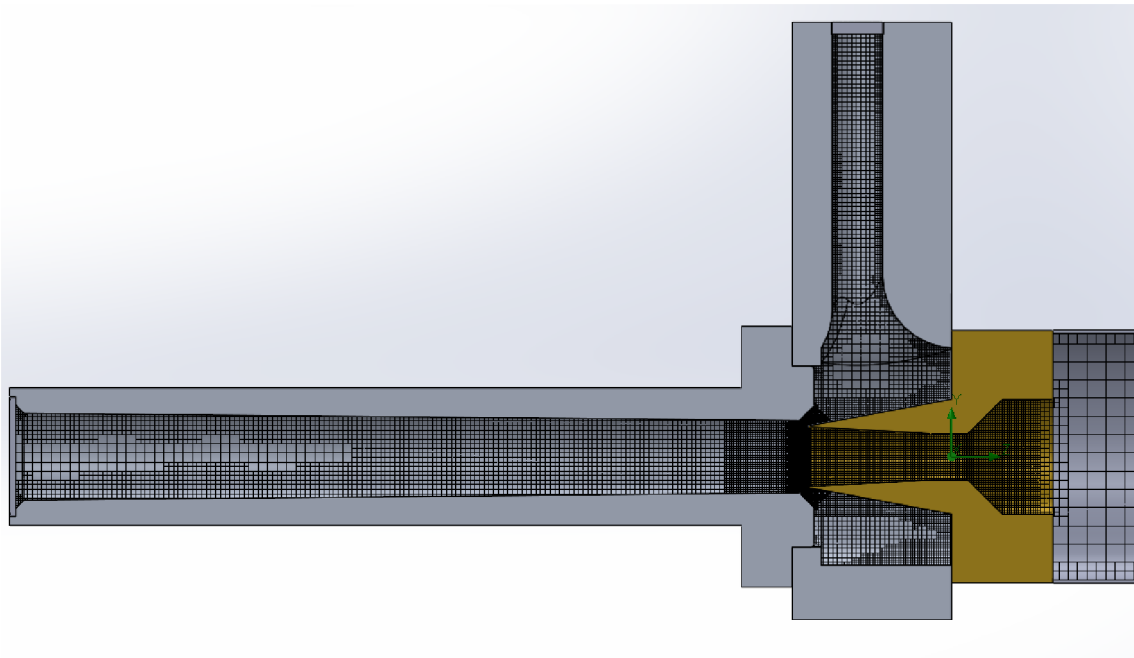
6.4 Simulace proudění v kritické části vývěvy

Konvergentně-divergentní tryska, jejíž analýza byla provedena v minulé kapitole, je v systému vývěvy umístěna v těle vývěvy pod přisávacím kanálkem. Za ústím trysky na tělo vývěvy přiléhá difuzor. Kritickou částí celého systému vývěvy je tedy samotná dýza, difuzor, přisávací kanálek a oblast okolo divergentní části trysky do které ústí přisávací kanálek (směšovací komora). Pro zjištění charakteristiky proudění v této části trysky byl vytvořen model samostatné kritické části tak, aby mohl být výpočetní výkon efektivněji využit pro výpočet proudění v části, která má významný vliv na funkci vývěvy. V tomto modelu je prováděna 3D simulace proudění.

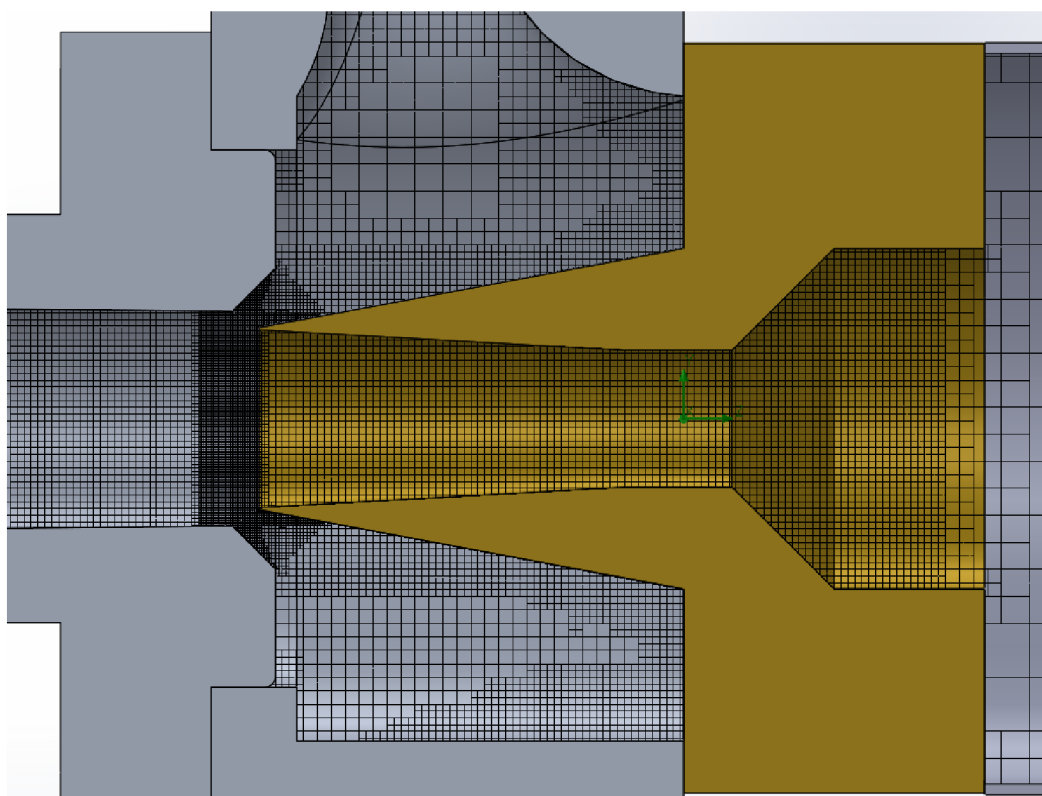


Obrázek 6.11 Geometrie pro simulaci kritické části vývěvy

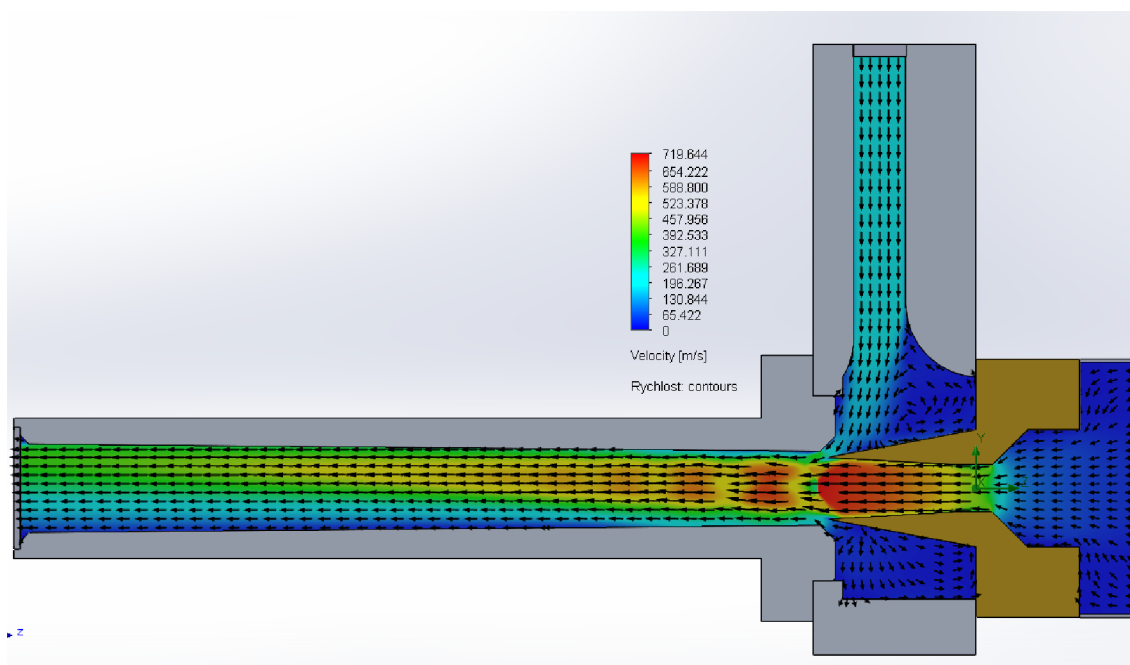
Pro simulaci není vhodné okrajovou podmínku nastavit na záslepku nacházející se přímo na vstupu do Lavalovy trysky. Aby nedocházelo ke konfliktu okrajové podmínky vstupního tlaku s prouděním v dýze, je vhodné před trysku umístit potrubí o délce minimálně pětinásobku vstupního průměru trysky. Před vstupem dýzy je tedy umístěno potrubí o délce 175 mm, na jehož počátku je záslepka s okrajovou podmínkou tlaku o hodnotě 300000 Pa. Další okrajovou podmínkou je tlak na záslepce umístěné na konci přísávacího kanálku. Tento tlak nejprve nastaven jako atmosférický (101325 Pa), avšak následně bude modulován směrem k nižším tlakům podle výšky vodního sloupce v sacím vedení. Poslední okrajová podmínka definuje atmosférický tlak (101325 Pa) na konci difuzoru umístěného za ústím dýzy.



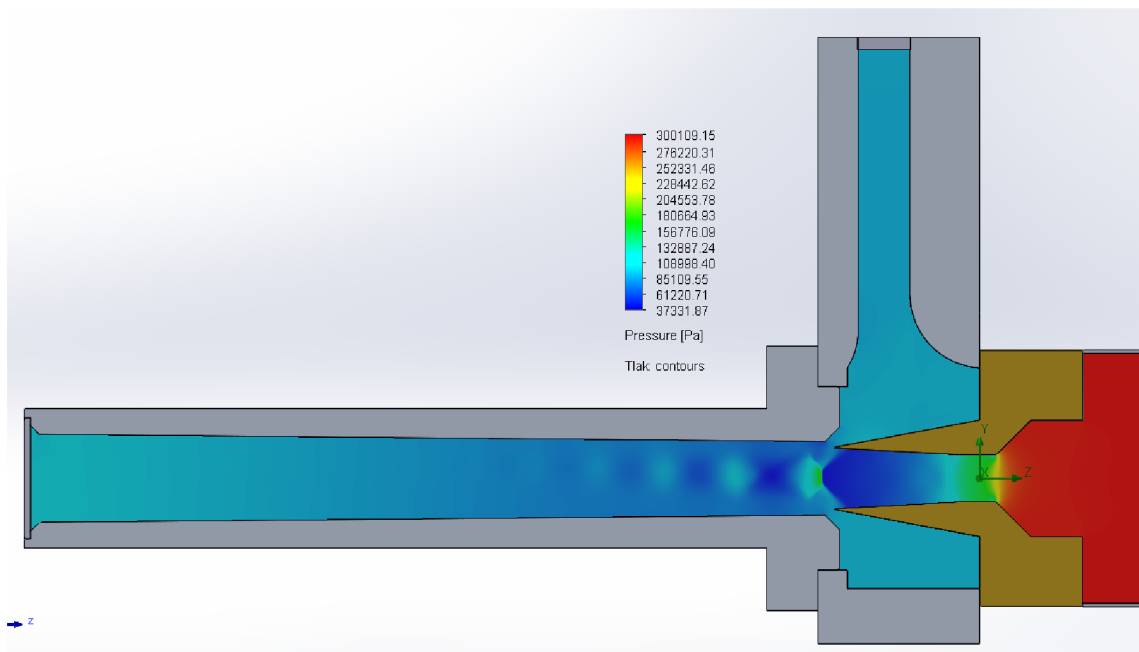
Obrázek 6.12 Výpočetní síť simulace proudění v kritické části vývěvy



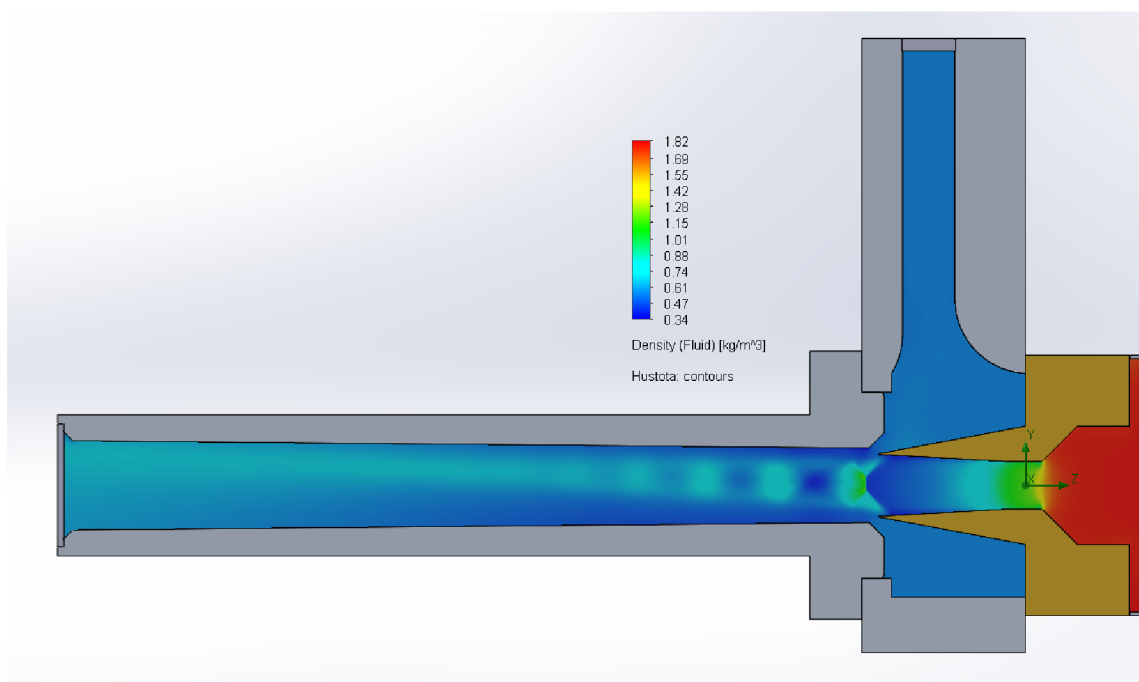
Obrázek 6.13 Detail výpočetní sítě v oblasti směšovací komory



Obrázek 6.14 Rozložení rychlosti v kritické části geometrie vývěvy



Obrázek 6.15 Rozložení tlaku v kritické části geometrie vývěvy



Obrázek 6.16 Rozložení hustoty plynu v kritické části geometrie vývěvy

Z výsledků simulace proudění plynu kritickou částí geometrie vývěvy vyplývá, že Lavalova dýza zajišťuje urychlení proudění až na nadzvukové rychlosti. V oblastech

vysokých rychlostí (divergentní část trysky a dále periodicky v difuzoru) vznikají lokální tlaková minima s nízkými hodnotami hustoty tekutiny (viz obrázek 6.15 a obrázek 6.16). Periodicita těchto minim je dána šikmými rázovými vlnami, které vznikají za ústím dýzy při kontaktu s okolním plynem.

V porovnání s výsledky simulace proudění v geometrii konvergentně-divergentní trysky (tedy bez přísávacího kanálku a difuzoru) je první tlakové maximum, tvořené šikmými rázovými vlnami, umístěno razantně blíže ústí trysky. Tato skutečnost je způsobena hlavně přítomností přísávacího kanálku, který dodává do oblasti nízkého tlaku kolem ústí trysky dodatečný objem plynu. Tímto se snaží vyrovnat tlakové minimum v této oblasti. Z tohoto důvodu vzniká těsně za ústím trysky tlakové minimum.

Díky této kolizi dvou proudů plynu je z oblasti přísávacího kanálku odčerpáván značný objem tekutiny. Nejvyšší účinností systém nabývá právě když se toto lokální tlakové minimum nachází těsně za ústím trysky. Pokud by se například zvýšil tlak na vstupu do trysky, došlo by k přesunu prvního tlakového maxima za tryskou dále od jejího ústí a množství přísávaného plynu z přísávacího kanálku by bylo značně sníženo.

Zkušební strojníci často říkají, že při aktivaci vývěvy by se neměla u požární stříkačky aktivovat páka akcelératoru naplno, ale měla by se její pozice nastavit do cca 75 % jejího maximálního vychýlení. Tato poučka by mohla pramenit právě ze skutečnosti, že při maximálním vychýlení plynové páčky dochází k posunu prvního lokálního maxima dále od ústí trysky a je tak snížena efektivita procesu sání.

Zároveň množství odsávaného plynu závisí na tlakovém spádu mezi přísávacím kanálkem a oblastí ústí trysky. Čím vyšší bude tato tlaková diference, tím efektivnější bude proces odsávání plynu přísávacím kanálkem.

Při zavodňování čerpadla tedy nejprve systém pracuje nezatížený (v přísávacím kanálku je atmosférický tlak), a tedy proces sání je velmi efektivní. S postupem času se však v sacím kanálku vytváří čím dál větší podtlak, který je způsoben tíhou vodního sloupce v sacím vedení. Při určité hodnotě výšky vodního sloupce již bude tlakový spád tak malý, že systém nebude schopný efektivně odsávat plyny ze sacího vedení.

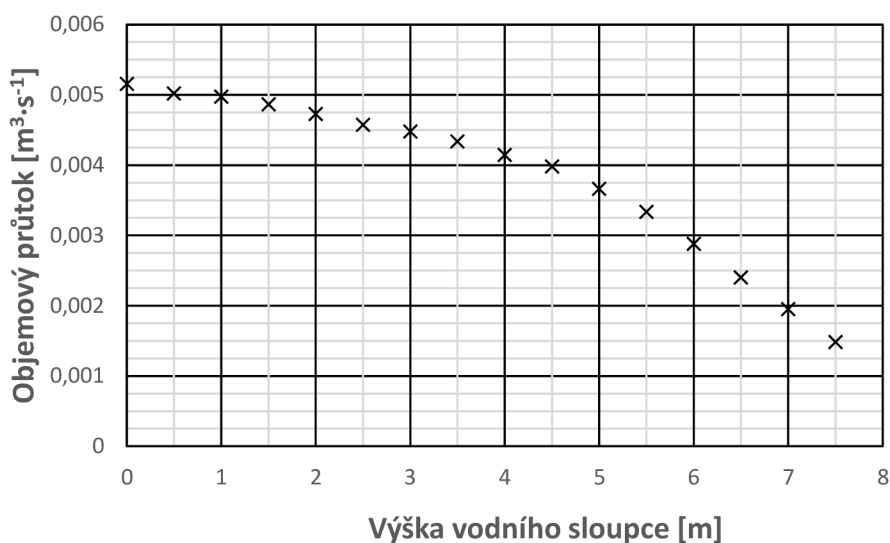
Pro zjištění účinnosti funkce vývěvy při různých hodnotách výšky vodního sloupce v sacím vedení (různých hodnotách tlaku v sacím kanálku) byly provedeny simulace proudění kritickou částí vývěvy. Výstupem simulací pro hodnocení účinnosti funkce je hodnota objemového průtoku vzduchu sacím kanálkem vývěvy Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]. Jednotlivé simulace se liší okrajovou podmínkou hodnoty tlaku na záslepce sacího kanálku. Tato hodnota se pohybuje v rozmezí od atmosférického tlaku (bez vodního sloupce) až po tlak 27750 Pa (odpovídá výšce vodního sloupce 7,5 m). Hodnota podtlaku v sacím vedení byla vypočítána za pomoci následujícího vztahu:

$$p = 101325 - \rho \cdot g \cdot h \quad (11)$$

kde p [Pa] je tlak v sacím vedení, ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota vody, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je tíhové zrychlení a h [m] je výška vodního sloupce. Výsledky simulací jsou znázorněny v tabulce 6.1 a na obrázku 6.17.

Tabulka 6.1 Závislost objemového průtoku sacím kanálkem vývěvy na výšce vodního sloupce v sacím vedení

h [m]	p [Pa]	Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	t [s]
0	101325	0,005157	9,21
0,5	96420	0,005017	9,47
1	91515	0,004972	9,56
1,5	86610	0,004862	9,77
2	81705	0,004728	10,05
2,5	76800	0,004572	10,39
3	71895	0,004477	10,61
3,5	66990	0,004336	10,96
4	62085	0,004145	11,46
4,5	57180	0,00398	11,94
5	52275	0,00366	12,98
5,5	47370	0,003334	14,25
6	42465	0,002878	16,51
6,5	37560	0,002403	19,78
7	32655	0,001949	24,38
7,5	27750	0,001479	32,12



Obrázek 6.17 Graf závislosti objemového průtoku přisávaného vzduchu na výšce vodního sloupce v sacím vedení

V posledním sloupci tabulky 6.1 je uvedena doba t [s] během které by byl v daném případě vysát objem $0,05 \text{ m}^3$ (objem sacího vedení při požárním sportu podle kapitoly 1.1.1). Tento údaj je zaveden pro srovnání účinnosti systému při různém zatížení, avšak pro větší sací výšky by bylo nutné použít delší sací vedení. Pro výpočet doby nutné pro vysátí ekvivalentního objemu byl použit následující vzorec:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot l}{Q} \quad (12)$$

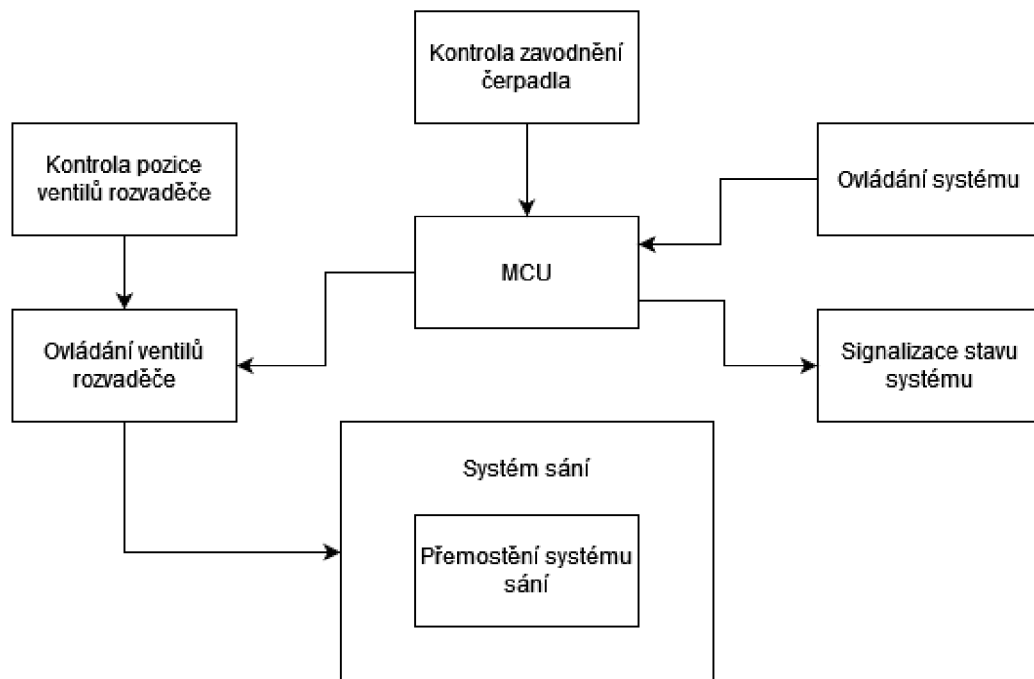
kde V [m^3] je ekvivalentní objem, Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok sacím vedením, d [m] je průměr sacího vedení a l [m] je délka sacího vedení.

Maximální hodnota výšky vodního sloupce 7,5 m byla zvolena jako maximální sací výška požární stříkačky PS-12 (viz kapitola 2.3), tato výška je zároveň délkou sacího vedení složeného ze 3 standardních savic (viz kapitola 1.1.1).

Se zvyšující se výškou vodního sloupce v sacím vedení se snižuje objemový průtok vzduchu sacím kanálkem. Proudění urychlené konvergentně-divergentní tryskou naráží do plynu nacházejícího se za ústím. Tento plyn je zpočátku stacionární, avšak při kolizi s urychleným proudem je rozpoříván. Tento nově rozpoříváný plyn přebírá značnou část kinetické energie proudu z trysky. Další plyn nacházející se na rozhraní směšovací komory a difuzoru je strháván prouděním z dýzy. Oblast nízkého tlaku vzniklá strháváním tohoto plynu způsobuje přisávání vzduchu ze sacího vedení skrz sací kanálek.

7. NOVÝ SYSTÉM NASÁVÁNÍ

Celý navrhovaný systém se skládá z šesti částí (subsystémů), které jsou řízeny centrální řídicí jednotkou (MCU). Blokové schéma celého systému je znázorněno na obrázku 7.1. Celý systém pracuje ve 2 režimech: režimu sání a režimu čerpání.



Obrázek 7.1 Blokové schéma navrhovaného systému pro zavodňování čerpadla

Centrální řídicí jednotka přijímá informace ze snímacího bloku pro kontrolu zavodnění čerpadla a zároveň přijímá podněty od operátora. Tyto vstupy poté zpracovává a ovládá jednotlivé výstupy, kterými jsou: subsystém pro signalizaci stavu, subsystém ovládání ventilů rozvaděče a s ním propojený subsystém sání stříkačky.

Subsystém ovládání ventilů rozdělovače má za úkol otevírat a uzavírat ventily rozvaděče tak, aby bylo možné v režimu sání efektivně odsát veškerý vzduch ze sacího vedení a nedocházelo k nežádoucímu přísávání vzduchu z dopravního vedení. V režimu čerpání je zase požadována opačná pozice ventilů tak, aby byla voda dodávána do dopravního vedení a funkce sání byla deaktivována.

Subsystém pro kontrolu pozice ventilů rozvaděče následně snímá pozici ventilů a tuto informaci předává nadřazené elektronice. Díky této informaci může být vyhodnocena pozice ventilů a v požadovaném případě může dojít ke změně jejich pozice. Tento subsystém zároveň iniciuje ukončení přechodu mezi jednotlivými režimy funkce systému (sání, čerpání) při dosažení požadované pozice ventilů.

Subsystem kontroly zavodnění čerpadla posílá do řídicí jednotky informaci o přítomnosti/nepřítomnosti vody v rozvaděči stříkačky (respektive v jeho výstupním hrdle). Jelikož se rozvaděč nachází na horní části čerpadla (ve směru proudění vody při čerpání tedy za čerpadlem), je při detekci vody v hrdle rozvaděče možné předpokládat, že čerpadlo je zcela zavodněno. Signál informující řídicí jednotku o zavodnění čerpadla je podmětem pro přepnutí z režimu sání do režimu čerpání.

Subsystem ovládání systému umožňuje operátorovi (strojníkovi) přepínat mezi jednotlivými režimy funkce systému. Tyto příkazy pro manuální přepnutí musí být nadřazeny automatickému režimu systému (manual override). Pokud by například došlo k poruše subsystému kontroly zavodnění čerpadla, umožňuje manuální ovládání funkci systému v degradovaném režimu.

Subsystem signalizace stavu informuje operátora o režimu, ve kterém se právě systém nachází. Díky těmto informacím může operátor rozhodovat o zásáhnutí do funkce systému a převzetí ovládání za pomoci manuálního ovládání.

Subsystem sání je hlavní částí navrhovaného systému a má za úkol samotné odsátí vzduchu ze sacího vedení (zavodnění čerpadla). Tento subsystém je navrhován v rámci této diplomové práce za pomoci systému CAE a jako výchozí bod pro návrh je použito stávající řešení zavodňování čerpadla (vývěva). V rámci subsystému sání je navrženo i řešení pro přemostění subsystému sání. Toto přemostění má za úkol vyřazení sacího ústrojí v režimu čerpání. Pokud by nebylo přemostění do celkového systému zařazeno, byla by omezována funkce čerpadla v režimu čerpání. V režimu sání jsou totiž výfukové plyny hnány skrze trysku, jenž ve spolupráci s difuzorem vytváří v okolí svého hrdla podtlak pro vysátí vzduchu ze sacího vedení. Malý průřez trysky však omezuje průtok výfukových plynů za současného zvýšení tlaku ve výfukovém potrubí. To způsobuje snížení otáček motoru a omezení výkonu čerpadla, což není ve fázi čerpání žádoucí. Proto je po zavodnění čerpadla přemostěna část subsystému sání obsahující trysku a výfukové plyny jsou odbočkou ventilovány z výfukového potrubí. Zároveň však není žádoucí, aby byly výfukové plyny přesměrovávány mimo trysku i v režimu sání. Proto je tato funkce přemostění aktivována pouze v režimu čerpání tak, že není omezována účinnost subsystému sání při zavodňování čerpadla.

7.1 Centrální řídicí jednotka (MCU)

Centrální jednotka navrhovaného systému má za úkol na základě podnětů ze subsystému kontroly zavodnění čerpadla a subsystému pro manuální ovládání systému přepínat mezi funkcí sání a čerpání. Celá řídicí jednotka je napájena z akumulátoru požární stříkačky, ke kterému je připojena skrze spínač zapalování (viz kapitola 2.4.4). Celé elektrické schéma zapojení centrální řídicí jednotky je vyobrazeno na obrázku 7.2. Napájení o napětí 12-14,6 V (podle stavu nabití akumulátoru a funkce alternátoru) je přivedeno na svorky J1 a J2. Napětí je regulováno pomocí lineárního regulátoru L7805 na 5 V (5 V větev je označena jako VCC).

Tranzistor Q2 je při běžném provozu permanentně sepnutý (díky rezistoru R6), avšak při povelu operátora stříkačky přepnout systém do stavu sání dojde k jeho rozpojení (větve „REV“ bude uzemněna). Kladný vstup rozpínací cívky bistabilního relé je připojen přímo k napájecí větvi VCC a záporný pól této cívky je připojen ke větvi „REV“. Signály „Set“ a „REV“ jsou společně se zemním potenciálem přivedeny skrze konektor J_Switch1 k subsystému ovládání.

Jeden z přepínacích výstupů bistabilního relé je využíván ke spínání signálu „FWD“. Tento signál je společně se signálem „REV“ vedený skrze konektor J_Out1 do subsystému ovládání ventilů rozvaděče. Při uzemnění signálu „FWD“ vzniká požadavek na přepnutí ventilů do stavu čerpání, naopak při uzemnění signálu „REV“ vzniká požadavek na změnu pozice ventilů do stavu sání. Druhý přepínací výstup je použit pro indikaci stavu systému. Pokud byla naposledy aktivována spínací cívka bistabilního relé, je signál „Pump“ připojen k 12 V větvi. Pokud byla naposledy aktivována rozpínací cívka relé, je k této větvi připojen signál „Suction“. Tyto signály jsou společně se zemním potenciálem přivedeny skrze konektor J_indicator1 na kontrolku stavu systému.

7.2 Ovládání ventilů rozvaděče

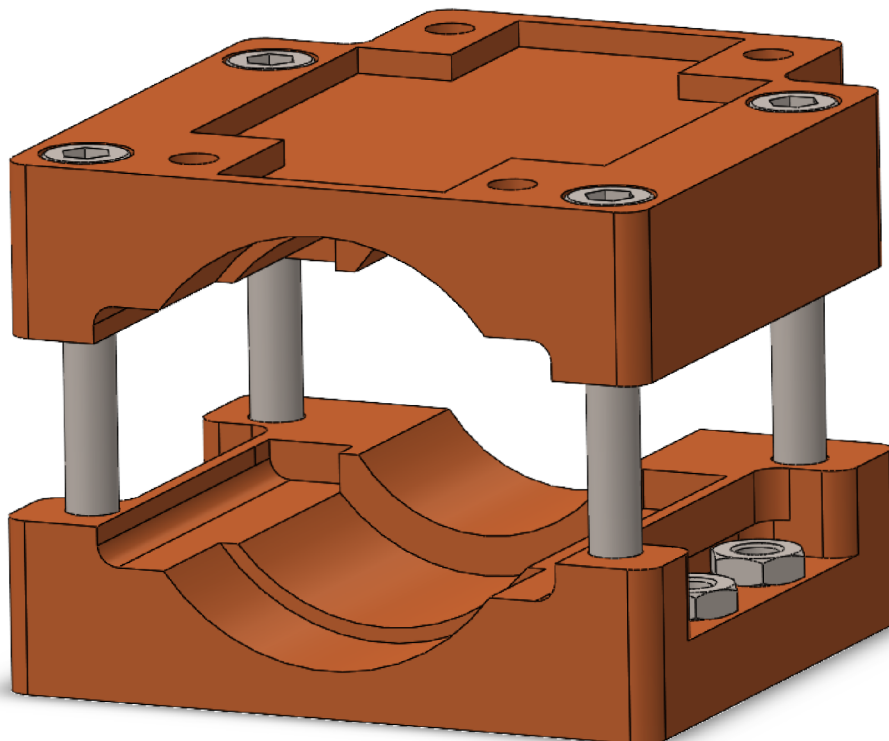
Subsystém ovládání ventilů má za úkol nastavovat pozici ventilů v rozvaděči tak, aby byla maximalizována účinnost stříkačky jak v režimu sání, tak v režimu čerpání. V režimu sání je nutné, aby byl ventil, nacházející se blíže k výtlačnému hrdlu dopravního vedení, uzavřen. Naopak druhý ventil rozvaděče by měl být otevřen tak, aby byl zajištěn volný průtok přes rozvaděč do subsystému sání. V režimu čerpání musí být ventil blíže výtlačnému hrdlu dopravního vedení otevřený, aby mohlo docházet k průtoku vody přes rozvaděč do dopravního vedení. Naopak druhý ventil musí být zavřený, aby nedocházelo k úniku vody do subsystému sání.

K manipulaci s ventily je využita sestava stejnosměrného motoru s cizím buzením Mabuchi RS-550PC-7527, který je předřazen vícestupňové planetové převodovce. Jedná se o sestavu motoru a převodovky z akumulátorové vrtačky Protool SDP 12V. Tato sestava byla vybrána díky vysokému krouticímu momentu až 25 Nm a cenové dostupnosti.



Obrázek 7.3 Sestava motoru Mabuchi RS-550PC-7527 a planetové převodovky

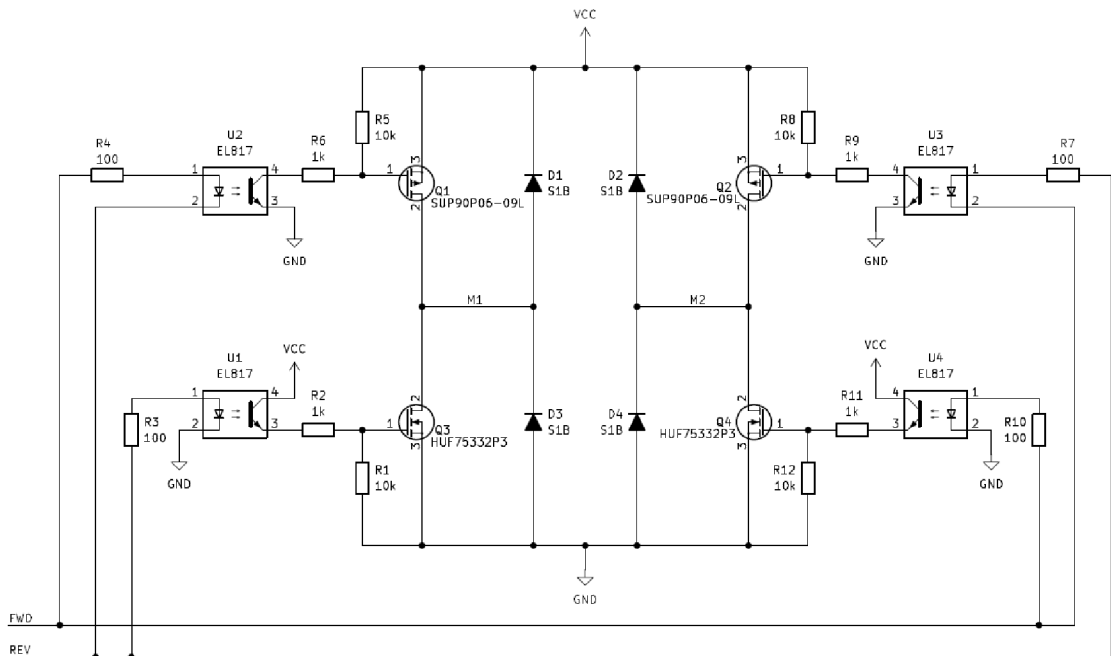
Pro fixaci sestavy motoru a převodovky na požární stříkačce byl navržen dvoudílný držák (viz obrázek 7.4). Tento držák zajišťuje kromě mechanické fixace sestavy ovládání ventilů také prostor pro instalaci desky plošných spojů (DPS ovládání motoru).



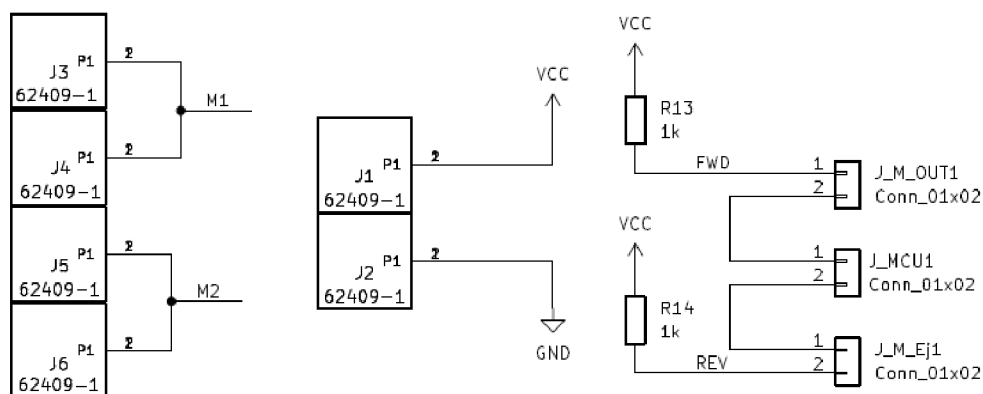
Obrázek 7.4 Model držáku sestavy motoru a převodovky se spojovacím materiálem

Propojení výstupní hřídele planetové převodovky a ventilů rozvaděče je zajištěno pomocí soustavy řetězových kol typu 08 B1 (8 zubů na motoru a 16 zubů na ventilech) a válečkového řetězu stejného typu.

Chod motoru je nutné řídit tak, aby mohlo docházet k pohybu ventilů oběma směry a zároveň bylo zajištěno odpojení napájení motoru po dosažení požadované pozice ventilů. Pro tento účel je využívána DPS s obvodem pro ovládání chodu motoru. Jedná se o obvod H-můstku u kterého byly použity optočleny jako vstupy pro oddělení silové a vyhodnocovací části (viz obrázek 7.5). Právě díky těmto optočlenům je možné ovládat jak N-ty, tak P-ty MOSFET tranzistorů pomocí řídicí jednotky pracující s nižším napětím. Celý obvod ovládání chodu motoru je napájen z akumulátoru požární stříkačky, a tedy potenciál větve VCC je v tomto případě 12 V. Ke kladnému pólu akumulátoru je obvod připojen pomocí externího automobilového relé, jehož cívka je ovládána spínačem zapalování.



Obrázek 7.5 Elektrické schéma zapojení obvodu pro ovládání chodu motoru (bez výstupních konektorů)



Obrázek 7.6 Schéma zapojení konektorů obvodu pro ovládání chodu motoru

Signály „FWD“ a „REV“ jsou přivedeny do desky ovládání ventilů skrz spínače pozice ventilů (připojeny ke konektorům J_MOUT1 a J_M_Ej1) z hlavní řídicí jednotky (MCU) pomocí konektoru J_MCU1. Rezistory R13 a R14 (viz obrázek 7.6) zajišťují přítomnost napájecího napětí na větvích „FWD“ a „REV“ když nejsou tyto signály aktivovány. Svorčky J1 a J2 jsou využity pro připojení napájení k desce. Svorčky J3, J4, J5 a J6 jsou výstupním svorkami nejen pro motor ovládání ventilů rozvaděče, ale i pro subsystém přemostění systému sání.

Pokud je aktivován (uzemněn) pouze signál „FWD“ začne elektroluminiscenčními diodami v optočlenech U2 a U4 procházet proud, což způsobí jejich rozsvícení. To způsobí sepnutí výstupů těchto optočlenů, díky čemuž dojde k sepnutí tranzistorů Q1 a Q4. Výstup M1 bude tedy spojen s VCC a M2 s GND. Motor, připojený na svorky M1 a M2 se v tomto případě začne otáčet jedním směrem.

Pokud dojde naopak k aktivaci pouze signálu „REV“ začne elektroluminiscenčními diodami v optočlenech U1 a U3 procházet proud což je rozsvítí, výstupy těchto optočlenů budou sepnuty. Díky tomu budou sepnuty tranzistory Q2 a Q3, výstup M1 bude spojen s GND a M2 s VCC. Motor připojený na tyto svorky se tedy začne otáčet opačným směrem než v předchozím případě.

Pokud budou zároveň aktivovány oba signály „FWD“ i „REV“, nedojde k žádnému pohybu motoru, protože na vstupních svorkách žádného optočlenu nebude dostatečné napětí na rozsvícení interní LED. Výstupy optočlenů budou rozepnuté stejně jako všechny MOSFET tranzistory a na svorkách M1 a M2 nebude žádné napětí, tedy motor se nebude pohybovat. Pokud nebude současně aktivován ani jeden ze signálů, není na vstupních svorkách optočlenů U2 a U3 dostatečné napětí pro aktivaci interních LED. Interní LED optočlenů U1 a U4 však svítí, a tedy jejich výstupy jsou sepnuty společně s tranzistory Q3 a Q4. Svorčky M1 i M2 jsou uzemněny a nedochází tedy k pohybu motoru.

7.3 Kontrola pozice ventilů rozvaděče

Subsystém kontroly pozice ventilů rozvaděče je připojen k subsystému ovládání ventilů rozvaděče a má za úkol podle pozice ventilů rozvaděče umožňovat sepnutí optočlenů a pohyb motoru.

Subsystém se skládá ze dvou rozpínacích (SPST-NC) jazýčkových kontaktů. Jeden z kontaktů je umístěn u ventilu výstupního hradla dopravního vedení. Druhý je umístěn u ventilu výstupního hrdla ústíciho do systému sání. Oba kontakty jsou umístěny stacionárně na těle rozvaděče, magnet ovládající daný kontakt je umístěn na řetězovém kole příslušného ventilu.

Z DPS ovládající pohyb motoru jde do jazýčkového kontaktu na straně dopravního vedení větev s názvem „FWD“, která je v klidovém stavu spojena s větví „FWD“ z centrální řídicí jednotky. Pokud je však ventil dopravního vedení otevřen je toto spojení jazýčkovým kontaktem přerušeno. Požadavek z centrální řídicí jednotky tedy nemůže dorazit do subsystému ovládání ventilů. Díky tomu je také ukončen pohyb motoru po otevření ventilu dopravního vedení. Stejně funguje i jazýčkový kontakt na straně systému sání, avšak tento zajišťuje spojení signálu „REV“ z centrální řídicí jednotky na DPS ovládající pohyb motoru.

7.4 Kontrola zavodnění čerpadla

Funkci kontroly zavodnění čerpadla obstarává sensorová deska plošného spoje (dále jen senzor) z modulu čidla srážek OKY3436 od výrobce OKYSTAR. Tento senzor byl vybrán pro jeho kompatibilitu s navrhovanou elektronikou a cenovou dostupnost.

Senzor je v podstatě běžná deska plošného spoje o tloušťce 1,5 mm se dvěma meandrovitými motivy (elektrodami) zapadajícími do sebe. Princip funkce senzoru je změna elektrické vodivosti prostředí mezi motivy. Pokud se na senzoru mezi motivy nachází kapka vody, způsobí tato snížení odporu mezi motivy. Pokud senzor zapojíme společně s externím rezistorem (rezistor R1 viz obrázek 7.2) jako odporový dělič, můžeme měřit změnu napětí na senzoru při přítomnosti různého množství vody mezi motivy.



Obrázek 7.7 Senzor OKY3436 použitý ke kontrole zavodnění čerpadla

Pro správnou funkci senzoru je nutné, aby měla voda, jejíž přítomnost je snímána, dostatečné množství volných iontů (byla dostatečně vodivá). Tato podmínka je zaručena při použití jak vody z požárních nádrží (umělých i přírodních) tak při použití vody z vodovodu. Další limitací senzoru je nutnost jeho očištění po určité době provozu. Mezi elektrodami totiž dochází z důvodu přítomnosti napětí k elektromigraci. Zplodiny elektromigrace poté vytváří vodivou cestu mezi motivy, což snižuje odpor mezi motivy.

Vybraný senzor je umístěn v přírubě rozvaděče na straně připojení systému sání k rozvaděči. Senzor je v hrdle upevněn za pomoci vysokopevnostního epoxidového lepidla. Tento typ lepidla byl vybrán pro jeho kompatibilitu s materiálem FR4 (ze kterého je vyroben senzor) a s hliníkem (ze kterého je vyrobena příruba rozvaděče).

Vodiče vedoucí od senzoru jsou vyvedeny z příruby skrze 2 díry průměru 2 mm v hrdle samotném (pod senzorem). Pro zajištění těsnosti vedení k systému sání jsou netěsnosti okolo vodičů v přírubě zaplněny silikonovou těsnicí hmotou. Vodiče jsou připojeny k centrální řídicí jednotce 2pinovým konektorem Molex řady KK254.

7.5 Ovládání systému

Navrhovaný systém zavodnění čerpadla je schopný vlastní funkce bez nutnosti zásahu operátora až na přechod systému z režimu čerpání zpět do režim sání. Nejen z tohoto důvodu je systém vybaven ovládacím prvkem. Dalším důvodem přítomností tohoto prvku je možnost manuálního převzetí řízení (manual override). Manuální převzetí řízení je nadřazeno automatické funkci zařízení. Důvodem je nutnost ovládání systému

i v situaci, kdy došlo k poruše subsystému kontroly zavodnění čerpadla (například zanesení sondy), nebo samotné centrální řídicí jednotky.

Ovládacím prvkem je 3polohový přepínač s 1 stabilní polohou a uspořádáním poloh (ON)-OFF-(ON). Sepnutí přepínače do první z nestabilních poloh způsobí okamžité přepnutí systému do režimu sání. Sepnutí přepínače do druhé nestabilní polohy způsobí okamžité přepnutí systému do režimu čerpání. Pokud je přepínač ve stabilní (neaktivní) poloze, funguje systém automaticky (není aktivována funkce manuálního převzetí kontroly). Jelikož není systém schopen automatického přepnutí zpět do režimu sání, je nutné tento přechod realizovat pomocí přepínače manuálního převzetí řízení (funkce reset).



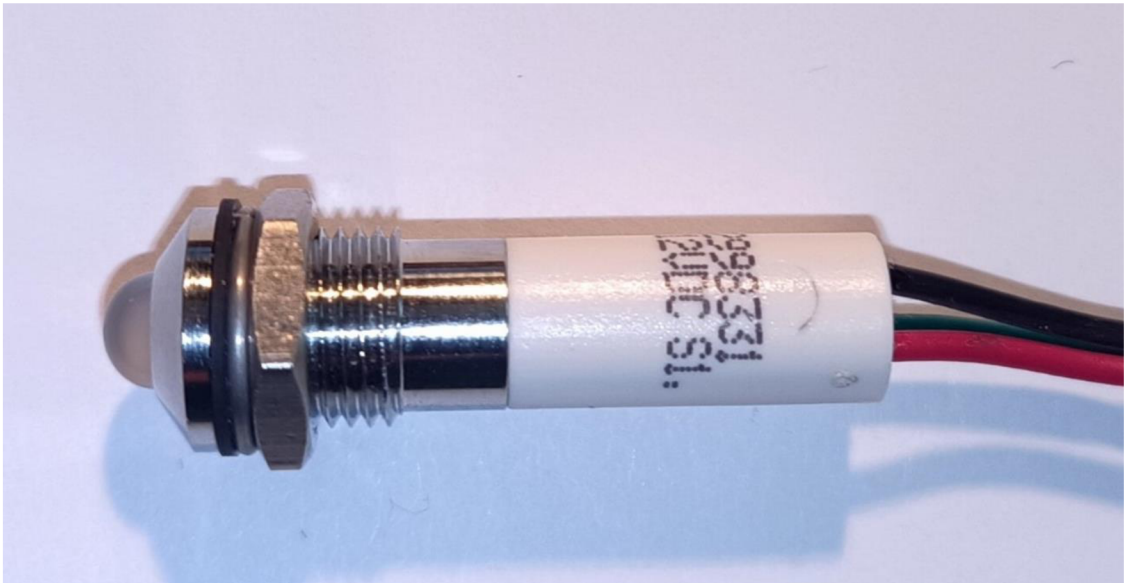
Obrázek 7.8 Přepínač TSM123F1 použitý k ovládání systému

Tento přepínač je připojen k centrální řídicí jednotce pomocí 3 vodičů a přímo ovládá rozpínací cívku bistabilního relé. Zároveň ovládá spínací cívku toho též relé skrze bipolární tranzistoru (viz kapitola 7.1).

Samotný přepínač je umístěn na přístrojové desce požární stříkačky PS-12 tak, aby mohl operátor (strojník) kdykoliv převzít nadřazenou kontrolu nad systémem.

7.6 Signalizace stavu systému

Aby mohl operátor rozhodovat o správnosti funkce systému, a o případném zásahu do funkce pomocí manuálního převzetí řízení, musí být systémem informován o stavu ve kterém se nachází. Za tímto účelem je systém vybaven kontrolkou stavu systému. Jedná se konkrétně o dvoubarevnou LED kontrolku, svítící červenou a zelenou barvou.



Obrázek 7.9 Kontrolka CML 19TR0A12/6 použitá k indikaci stavu systému

Kontrolka je připojena k centrální řídicí jednotce pomocí 3 vodičů (na desce je použit 4pinový konektor z důvodu odlišení od 3pinového konektoru pro přepínač). Pokud je systém v režimu sání, svítí kontrolka červeně, pokud je systém ve stavu čerpání, svítí kontrolka zeleně.

Kontrolka je umístěna na přístrojové desce požární stříkačky PS-12 napravo od přepínače pro manuální převzetí řízení. Umístění napravo od přepínače je zvoleno proto, aby operátor viděl na kontrolku stavu i při ovládní přepínače levou rukou (pravou rukou ovládá páku akcelérátoru).



Obrázek 7.10 Umístění kontrolky indikace stavu systému a přepínače ovládní systému na přístrojové desce požární stříkačky PS-12

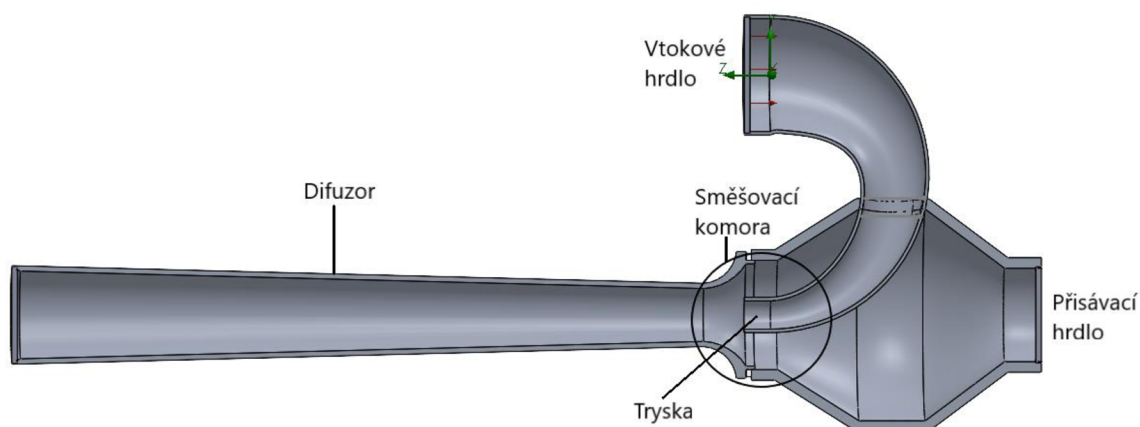
7.7 Systém sání

Jako základ k návrhu nového systému sání byl použit stojatý požární ejektor (viz obrázek 7.11). Jedná se o proudové čerpadlo využívané pro čerpání vody z oblastí položených níže, než je maximální sací výška čerpadel. Je zde využíváno skutečnosti, že výtláčná výška čerpadel je mnohonásobně vyšší než jejich sací výška.



Obrázek 7.11 Stojatý požární ejektor [24]

Tento typ ejektoru je využíván pro rozhraní typu voda/voda (hnacím i čerpaným médiem je voda). Voda je čerpadlem pod tlakem hnána přes vtokové hrdlo tryskou ejektoru (viz obrázek 7.12). Za ústím trysky vzniká kvůli rychlému proudění tlakové minimum, které se systém snaží vyrovnávat přísáváním vody z oblasti okolo ústí trysky (směšovací komory). Přísávaná voda přitéká do směšovací komory skrze přísávací hrdlo. Voda hnaná čerpadlem i přísávaná voda následně proudí difuzorem ejektoru přes který je v praxi převlečena hadice B75. Takovýmto způsobem lze například čerpat vodu do cisternových automobilových stříkaček (CAS) bez použití externího čerpadla (je využíváno pouze čerpadlo samotné CAS). [24]



Obrázek 7.12 Řez modelem stojatého požárního ejektoru s popisem jednotlivých částí

Stojatý ejektor je použit jako hlavní část nově navrhovaného systému sání požární stříkačky PS-12, díky čemuž není nutno vyrábět kompletně novou geometrii systému sání. Geometrie ejektoru je však navržena pro přísávání vody za použití vody jako hnacího média. Proto je vhodné provést simulace funkce systému za použití vzduchu jako hnacího (náhrada výfukových plynů) i přísávaného média.

Implementace ejektoru jako systému sání požární stříkačky PS-12 je provedena připojením potrubí za tlumičem výfuku ke vtokovému hrdlu ejektoru. Přísávací hrdlo je poté připojeno pomocí potrubí k jednomu z výtlačných hrdel rozvaděče čerpadla. Pro tento účel je použito výtlačné hrdlo umístěné pod přístrojovou deskou stříkačky (viz obrázek 2.2).

Vzhledem k tomu, že v tomto hrdle bude umístěn senzor zavodnění čerpadla, je vhodné, aby byl spoj mezi potrubím vedoucím k ejektoru a spojkou výtlačného hrdla snadno rozpojitelný. Z tohoto důvodu je na potrubí vytvořeno osazení s těsněním, které dosedá na těsnění spojky výtlačného hrdla. Přítlak těsnění je zajištěn použitím převlečné části požární hadicové spojky STORZ B75. Tato tlačí osazení potrubí s těsněním na pevnou spojku výtlačného hrdla rozvaděče. Díky tomuto připojení je zajištěna těsnost spoje a zároveň je umožněn snadný přístup k senzoru zavodnění čerpadla. Na straně připojení potrubí k ejektoru je využit vnitřní závit, kterým je ejektor vybaven. Tento závit umožňuje odklonění potrubí od výtlačného hrdla po rozpojení spojek. Utěsnění závitu je provedeno teflonovou těsnicí páskou, a není tedy vhodné zbytečně pohybovat s tímto spojem, aby nedošlo ke ztrátě jeho těsnosti (spojky budou rozpojovány jen v nezbytně nutných případech).



Obrázek 7.13 Potrubí spojující ejektor s pevnou spojkou výtláčného hrdla rozvaděče

Výfukové plyny tedy proudí z výfuku skrze vtokové hrdlo ejektoru a dále jsou urychleny zužující se geometrií a tryskou. Za ústím trysky vzniká tlakové minimum, které zaručí přísávání vzduchu ze sacího vedení skrz přísávací hrdlo. Směs výfukových plynů a přísávaného vzduchu proudí difuzorem a na jeho konci je ventilována do ovzduší.

7.7.1 Přemostění systému sání

Aby byl maximalizován průtok čerpané vody v režimu sání a zároveň maximalizována rychlost zavodnění čerpadla v režimu sání, je systém sání vybaven přemostěním. Přemostění se skládá z potrubí, připojeného mezi tlumič výfuku a ejektor, a ventilu, který umožňuje proudění výfukových plynů mimo geometrii ejektoru.

V režimu sání je ventil přemostění uzavřen, díky čemuž jsou výfukové plyny nuceny proudit skrze geometrii ejektoru. Naopak v režimu čerpání je ventil otevřen, čímž je de facto zvětšen průřez výfukového potrubí (kombinace průřezu ventilu a trysky) a je tedy odlehčeno motoru. Motor nemusí v tomto případě využívat tak velkou část svého výkonu k vytlačení výfukových plynů skrze trysku o malém průřezu.

Pro přemostění byl uvažován topenářský elektromagnetický ventil s cívkou na napětí 12 V. Vnitřní uspořádání těchto ventilů však podstatně zmenšuje průtočný průřez a při opačném tlakovém spádu (než je výrobce doporučený) dochází k samovolnému otevření ventilu. Kvůli této vlastnosti není použití tohoto typu ventilů vhodné pro účel přemostění systému sání (během chodu motoru se ve výfuku mění tlak v závislosti na fázi cyklů v jednotlivých válcích a může dojít i ke vzniku podtlaku).

Z předem popsaných důvodů byl k přemostění systému sání použit kulový ventil s vnitřními závity G 1“ na obou stranách. Otvírání a zavírání tohoto ventilu je prováděno univerzálním motorkem centrálního zamykání pro automobily. Napájení motorku

je zajištěno obvodem pro ovládání chodu motoru ventilů rozvaděče. Vodiče od motorku centrálního zamykání jsou připojeny na stejné výstupní svorky desky ovládání ventilů jako motor ovládání ventilů.



Obrázek 7.14 Geometrie zajišťující přemostění systému sání



Obrázek 7.15 Mechanická konstrukce systému sání

7.7.2 Simulace proudění nové geometrie systému sání

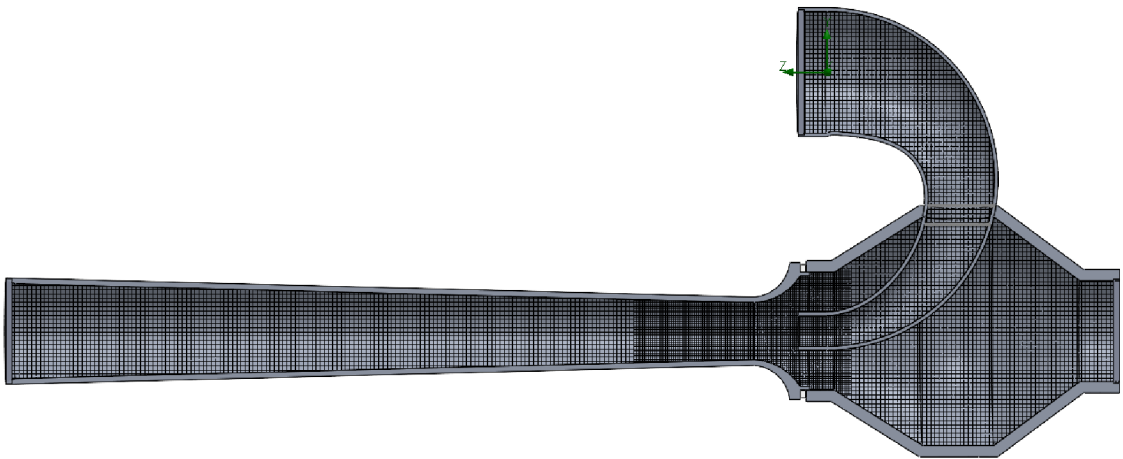
Pro simulaci proudění v nové geometrii zavodňování čerpadla byl vytvořen 3D model stojatého požárního ejektoru, řez vytvořeným modelem je zachycen na obrázku 7.12). Pro potřeby simulací byly na model umístěny záslepky. Konkrétně jsou součástí modelu 3 záslepky: záslepka vtokového hrdla, záslepka přísávacího hrdla a záslepka výstupu z difuzoru.

Geometrie ejektoru se skládá z hlavního těla obsahujícího vtokové hrdlo, ze kterého vede konvergentní potrubí až k trysce. Zhruba v půlce délky potrubí toto vstupuje do hlavní komory těla. Hlavní komora je na pravé straně zakončena přísávacím hrdlem, na levé straně je ke komoře připevněn difuzor. Mezi oběma díly je umístěno těsnění pro zamezení úniků z geometrie. Okolo ústí trysky se nachází oblast označovaná jako směšovací komora.

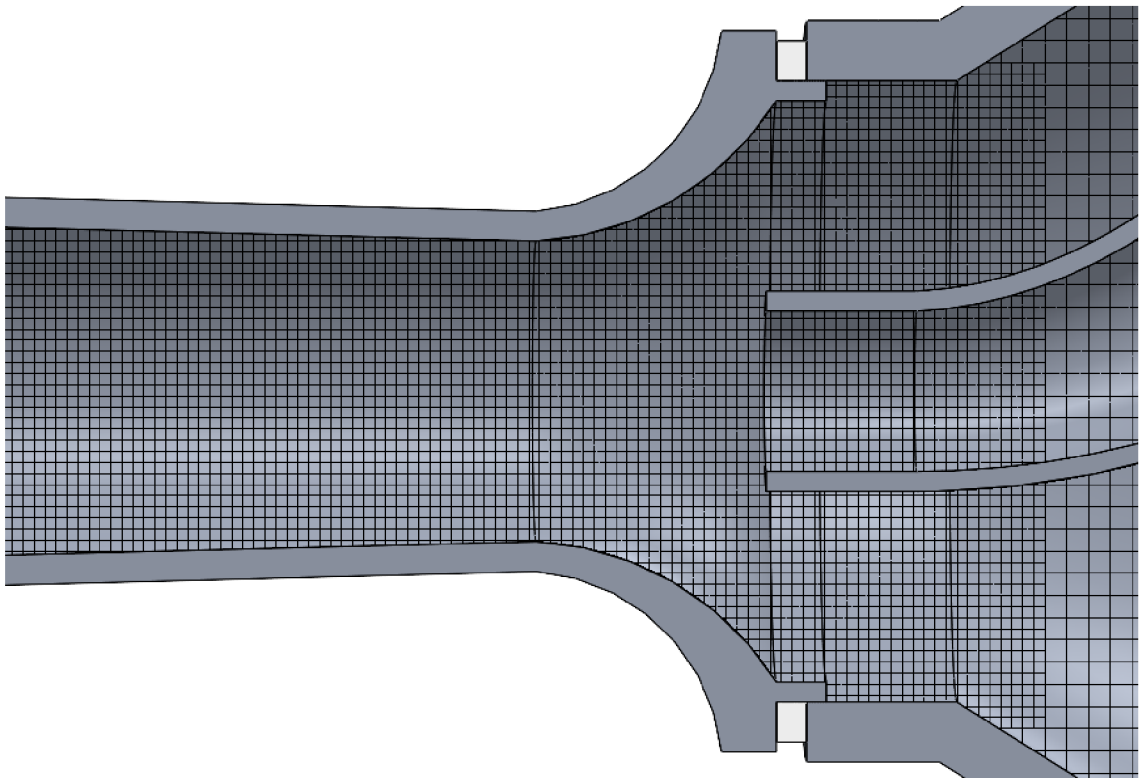
Na záslepku vtokového hrdla je umístěna okrajová podmínka objemového průtoku, jenž je závislý na tlaku na záslepce. Pro tuto závislost byly použity 2 krajní hodnoty: objemový průtok $Q = 0,05971 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (objemový průtok při otáčkách motoru 5000 RPM) při tlaku $p = 100000 \text{ Pa}$ a $Q = 0,0041 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ při tlaku $p = 300000 \text{ Pa}$. Mezi těmito hodnotami interpoluje software Solidworks Flow Simulation zbylé body podle lineární závislosti. Tyto interpolované body nereprezentují závislost objemového průtoku na tlaku ve výfuku motoru Š 776.14 K ideálně. Tyto hodnoty jsou tedy použity jako aproximace reálné závislosti, která není momentálně k dispozici. I při takovémto zobecnění okrajové podmínky je očekávána dostatečná přesnost výsledků simulací pro porovnání s původním systémem zavodňování čerpadla. Zároveň je takto zobecněná okrajová podmínka dostatečná pro vytvoření podkladů k úpravě ejektoru s cílem rychlejšího zavodnění čerpadla.

Na záslepce přísávacího hrdla je definována okrajová podmínka tlaku $p = 91325 \text{ Pa}$. Tato hodnota tlaku odpovídá výšce vodního sloupce v sacím vedení $h = 1 \text{ m}$. Jedná se o hodnotu výšky vodního sloupce, jenž může být rozumně očekávána jako běžná výška při nasávání vody z nádrží v rámci soutěží požárního sportu (výškový rozdíl mezi hladinou vody v nádrži a hrdlem čerpadla stříkačky je zhruba 1 m). Poslední okrajová podmínka je umístěna na záslepce umístěné na konci difuzoru. Tato definuje v tomto místě geometrie atmosférický tlak ($p = 101325 \text{ Pa}$).

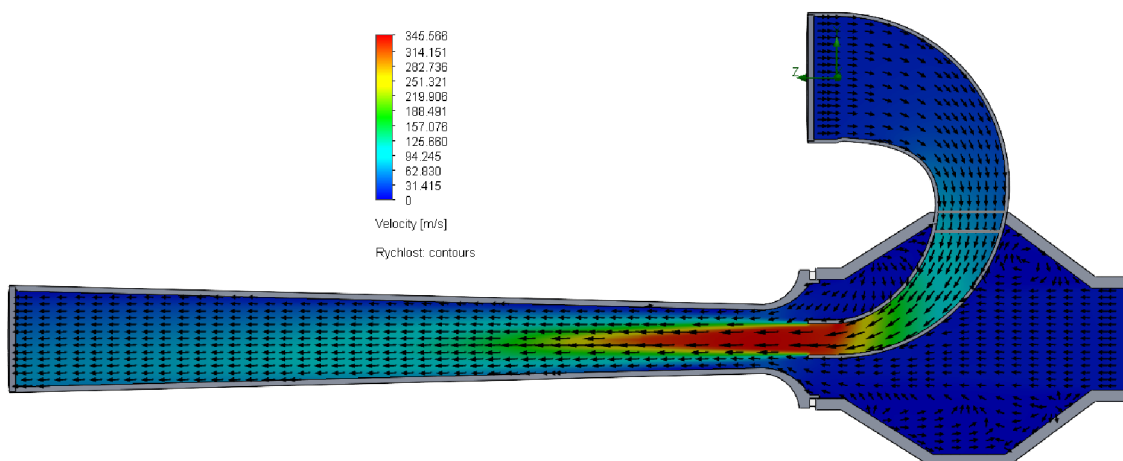
Tyto okrajové podmínky jsou využity pro 3D simulaci proudění v geometrii ejektoru. Jako proudící médium je použit vzduch. Toto zanedbání je vhodné pro zjednodušení výpočtu při zachování dostatečné přesnosti výsledků. V ideálním případě by byly do vtokového hrdla vháněny výfukové plyny a přísávacím hrdlem by poté proudil vzduch a v oblasti směšovací komory by docházelo k jejich míšení.



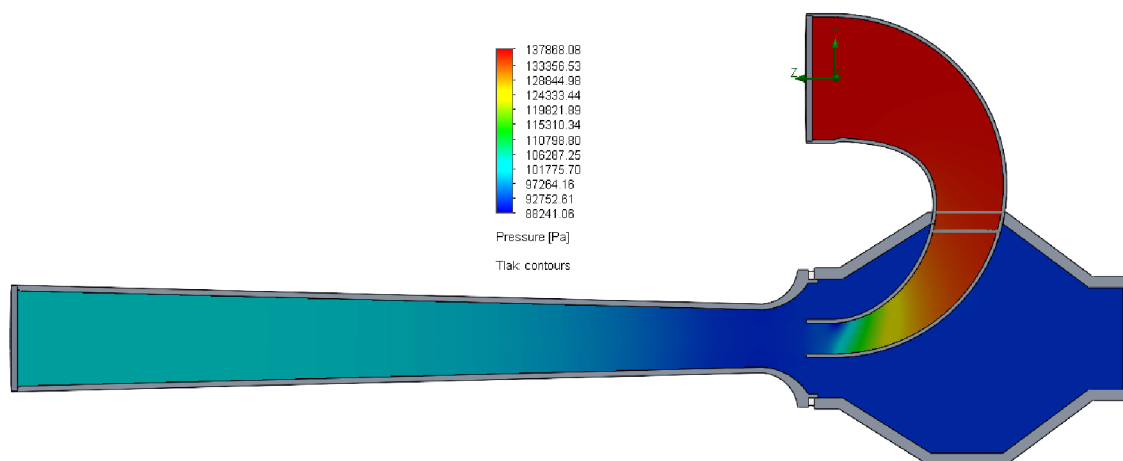
Obrázek 7.16 Výpočetní síť simulace proudění v geometrii ejektoru



Obrázek 7.17 Detail výpočetní sítě v oblasti směšovací komory



Obrázek 7.18 Rozložení rychlosti proudění v geometrii ejektoru



Obrázek 7.19 Rozložení tlaku v geometrii ejektoru

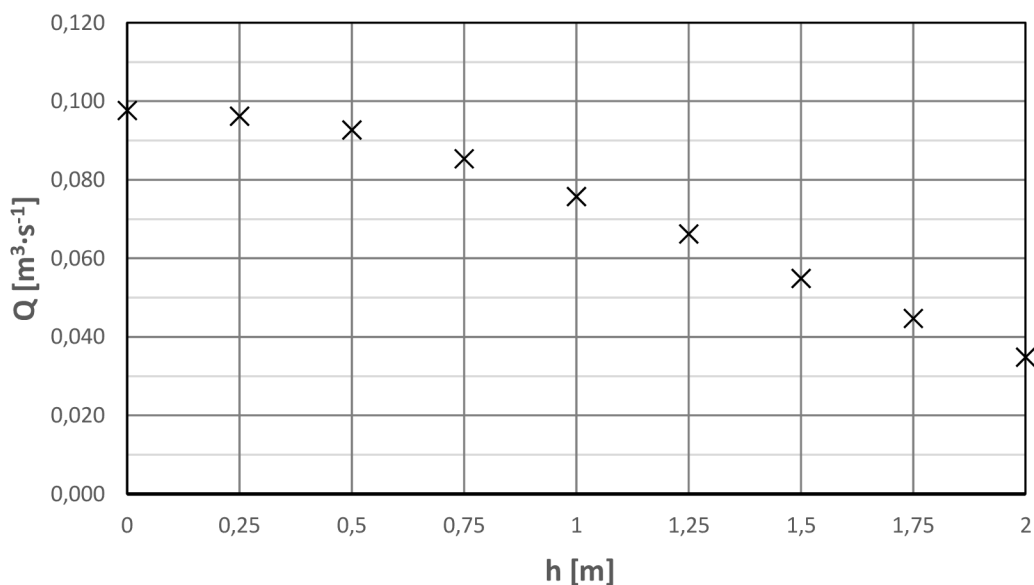
Na rozdíl od proudění v kritické části geometrie vývěvy (viz kapitola 6.4), nedochází v geometrii ejektoru k nadzvukovému proudění. Maximální rychlost proudění se v tomto případě pohybuje okolo rychlosti šíření zvuku ve vzduchu (proudění je tedy transonické). Kvůli pomalejšímu charakteru proudění oproti vývěvě je přisávaný vzduch méně vytlačován ke stěně difuzoru. Díky této skutečnosti společně s většími rozměry směšovací komory je umožněn vyšší objemový průtok přisávaného vzduchu.

Větší rozměry směšovací komory však způsobují i negativní dopad na funkci systému sání. Pro analýzu tohoto dopadu byla provedena analýza závislosti hodnoty objemového průtoku přisávacím hrdlem na výšce vodního sloupce v sacím vedení. Stejně jako v kapitole 6.4 byla výška vodního sloupce v sacím vedení do simulace zadávána jako hodnota podtlaku na záslepce přisávacího hrdla. Podle teoretických předpokladů

by měla být hodnota objemového průtoku sacím vedením pro nízké hodnoty výšky vodního sloupce výrazně vyšší, než tomu je u vývěvy (starého systému zavodnění čerpadla). Naopak se vzrůstající výškou vodního sloupce by mělo docházet k rychlému poklesu objemového průtoku. Zároveň by měla být mezní hodnota výšky vodního sloupce, při které lze ještě za pomoci geometrie ejektoru čerpadlo efektivně zavodnit, podstatně nižší, než je tomu u geometrie vývěvy. Výsledky provedených simulací jsou zdokumentovány v tabulce 7.1 a graficky jsou znázorněny na obrázku 7.20.

Tabulka 7.1 Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení

h [m]	p [Pa]	Q [m ³ ·s ⁻¹]	t [s]
2	81705	0,035	1,36
1,75	84157,5	0,045	1,06
1,5	86610	0,055	0,86
1,25	89062,5	0,066	0,72
1	91515	0,076	0,63
0,75	93967,5	0,085	0,56
0,5	96420	0,093	0,51
0,25	98872,5	0,096	0,49
0	101325	0,098	0,49



Obrázek 7.20 Graf závislosti objemového průtoku přísávaného vzduchu ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení

Z výsledků simulací závislosti objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení je vidět, že se vzrůstající výškou vodního sloupce klesá objemový průtok od 0,5 m téměř lineárně. Pokud je výška vodního sloupce menší než 0,5 m, dochází k velice rychlému odsání vzduchu ze sacího vedení. Tyto časové hodnoty však neberou v potaz skutečnost, že odsávání vzduchu způsobuje průtok vody v sacím vedení, který je spojen se ztrátami. Tyto ztráty jsou způsobeny jak třením o stěny sacího vedení, tak turbulencemi vznikajícími v sacím koši, na hranách savicových spojek a na spirálách v savicích. Reálné hodnoty doby sání tedy budou nižší než tyto teoretické.

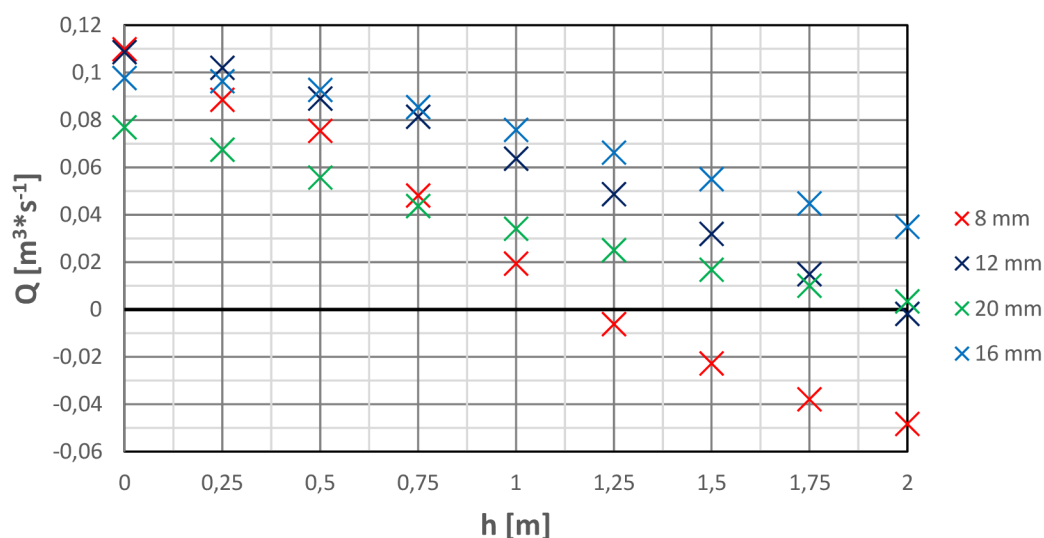
Maximální hodnota výšky vodního sloupce v simulaci byla určena jako 2 m z toho důvodu, že při využití systému sání pro účely požárního sportu, je toto maximální převýšení mezi vodní nádrží a požární stříkačkou. Lze očekávat (podle lineárního poklesu objemového průtoku), že ejektor s průměrem trysky 16 mm by byl schopen zavodnit čerpadlo s maximální zatížením cca 3 m vodního sloupce. Tato hodnota je sice podstatně nižší než mezní hodnota geometrie vývěvy, ale pro potřeby požárního sportu je tato více než dostačující.

Hodnoty objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru jsou ve všech simulovaných výškách vodního sloupce podstatně vyšší než u geometrie vývěvy (výsledky simulací potvrzují teoretické předpoklady). Z toho vyplývá i radikální zkrácení doby sání požární stříkačky (pro výpočet doby sání byl použit objem sacího vedení 0,05 m³ a rovnice (12)). Z výsledků simulace zároveň vyplývá (z objemového průtoku vtokovým hrdlem geometrie), že motor stříkačky bude pracovat při zavodňování čerpadla téměř ve svých maximálních otáčkách. Je tedy vhodné, aby tento proces trval, co nejkratší dobu.

Závislost objemového průtoku sacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce sacím vedením závisí také na průměru trysky ejektoru. V případě sériového ejektoru je průměr trysky 16 mm. Pro zjištění optimální hodnoty průměru trysky pro použití v oblasti požárního sportu je vhodné provést simulace při různých hodnotách průměru trysky. Jednotlivé simulace zkoumají objemový průtok přísávacím hrdlem pro různé průměry trysky v závislosti na výšce vodního sloupce.

Tabulka 7.2 Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru trysky

	h [m]	d [mm]			
		8	12	16	20
Q [m ³ ·s ⁻¹]	2	-0,04841	-0,0019	0,034876	0,003316
	1,75	-0,03798	0,014809	0,044701	0,009944
	1,5	-0,02278	0,031855	0,05494	0,016809
	1,25	-0,00618	0,048628	0,066212	0,025017
	1	0,019269	0,063541	0,075752	0,033965
	0,75	0,048081	0,081281	0,085388	0,043635
	0,5	0,075328	0,088983	0,092671	0,055577
	0,25	0,088502	0,101971	0,096238	0,067381
	0	0,109815	0,108575	0,097646	0,076852

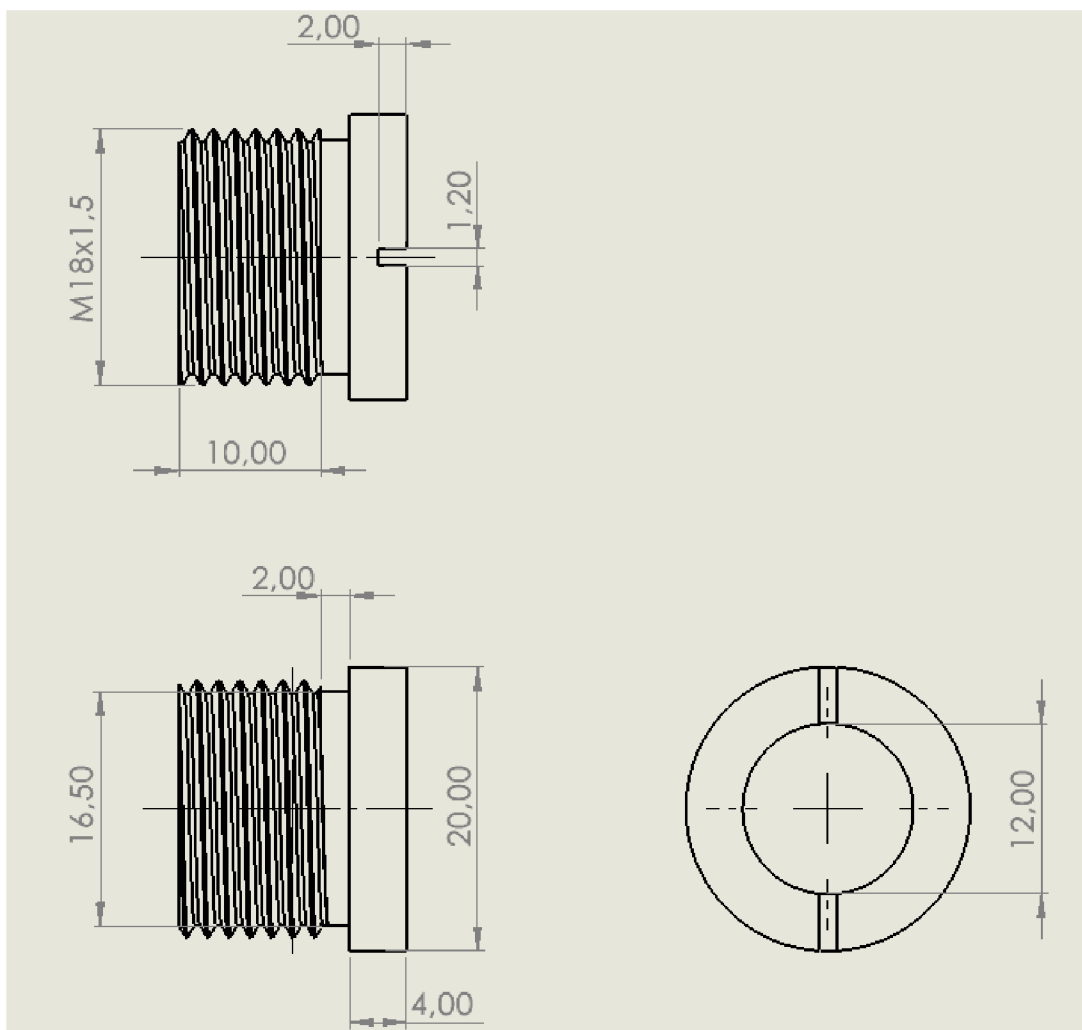


Obrázek 7.21 Graf závislosti objemového průtoku přísávaného vzduchu ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení při různých průměrech trysky

Z výsledků simulací je zřejmé, že maximální objemový průtok sacím hrdlem v rozsahu výšek vodního sloupce 0,5 m až 2 m náleží geometrii s průměrem trysky 16 mm. Tento průměr se ukázal jako kompromis mezi množstvím plynu, jenž proteče tryskou za jednotku času, a rychlostí urychleného plynu. U průměru trysky 8 mm je sice protékající plyn urychlen nejvíce (z výčtu průměrů trysky na obrázku 7.21), ale tento proud má nejnižší objemový průtok a oblast proudu s vysokou rychlostí má malý průřez.

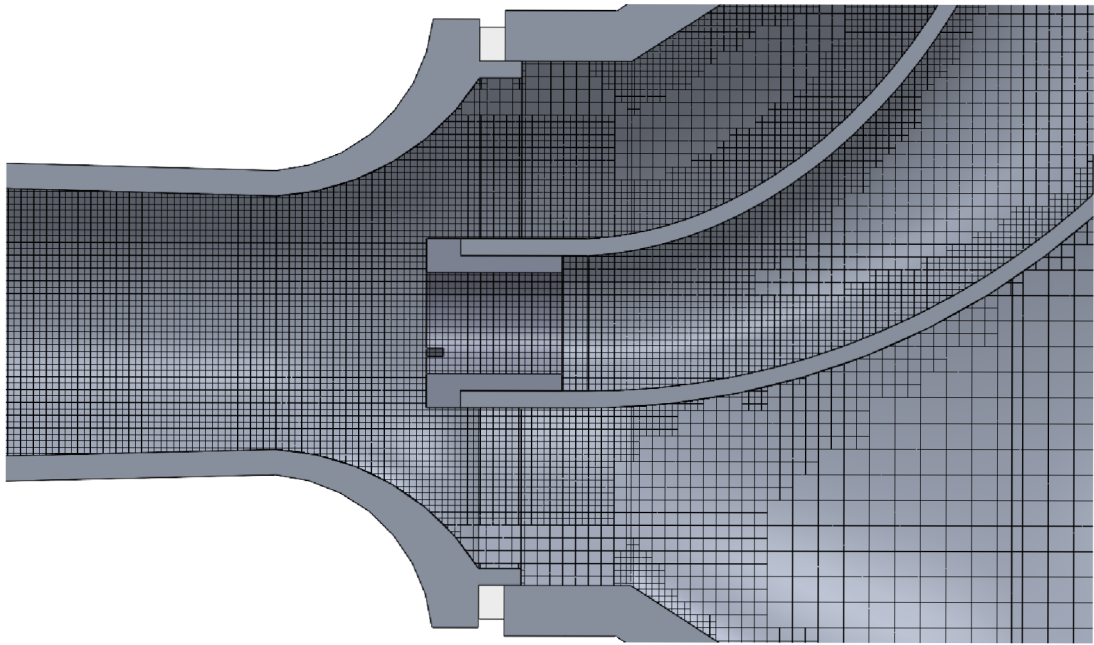
To způsobuje zmenšení kontaktní plochy mezi rychle se pohybujícím plynem proudícím z trysky a plynem nacházejícím se ve směšovací komoře. Zároveň je tímto vysvětlována i skutečnost, že se stoupající výškou vodního sloupce v sacím vedení dochází k drastickému poklesu účinnosti ejektoru s tryskou tohoto průměru. Menší průřez urychleného plynu však umožňuje vysokou účinnost nezátíženého systému. V případě trysky o průměru 20 mm je horší výkon opodstatněn nízkou rychlostí proudících plynů (tryska nepředstavuje dostatečné zúžení pro adekvátní urychlení výfukových plynů). Zároveň je průřez tryskou urychleného plynu tak velký, že v difuzoru není dostatek prostoru pro větší množství přisávaného vzduchu. Pokud je průměr trysky 12 mm je sací rychlost při výšce vodního sloupce do 0,25 m vyšší než pro 16 mm. Zároveň je její výkon srovnatelný s tryskou o průměru 16 mm až do výšky 1 m. Tato tryska se jeví jako vhodná pro použití systému sání u malých sacích výšek. Příkladem použití trysky o průměru 12 mm by mohly být soutěže, při kterých je voda čerpána z nadzemních nádrží (kádí). Zde je totiž nutné překonat pouze převýšení mezi hladinou a hranou nádrže.

Pro zmenšení průměru trysky ejektoru je nutné zavést do geometrie ejektoru nový díl, který bude vsazen do současné geometrie trysky a způsobí zmenšení jejího průměru na 12 mm. Pro tento účel je vytvořena nová geometrie, s vnitřním průměrem 12 mm. Pro uchycení této geometrie do těla ejektoru je použit závit M18x1,5. Pro montáž/demontáž této nové trysky je v jejím čele vytvořena drážka. Výkres trysky je vyobrazen na obrázku 7.22.

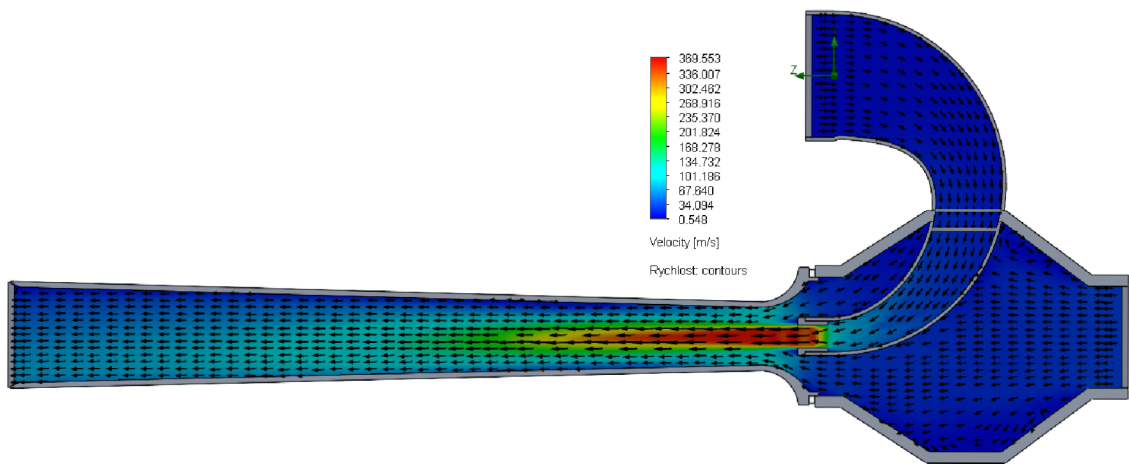


Obrázek 7.22 Výkres nové geometrie trysky ejektoru

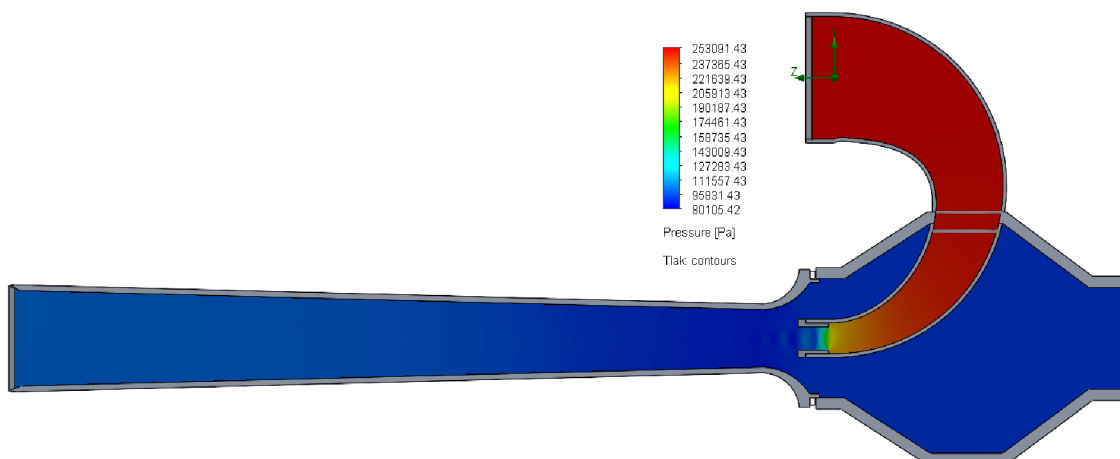
Pro zjištění vlivu zavedení geometrie nové trysky do sestavy ejektoru je vhodné provést simulaci funkce tohoto nově vzniklého systému. Schodový přechod průměru z 16,5 mm (zvětšení díry o 0,5 mm za účelem vyřezání závitu) na 12 mm by se totiž mohl neblaze podepsat na funkci systému. Okrajové podmínky pro tuto simulaci jsou totožné s podmínkami prvotní simulace proudění v ejektoru.



Obrázek 7.23 Výpočetní síť pro simulaci proudění v upravené geometrii ejektoru



Obrázek 7.24 Rozložení rychlosti proudění v upravené geometrii ejektoru



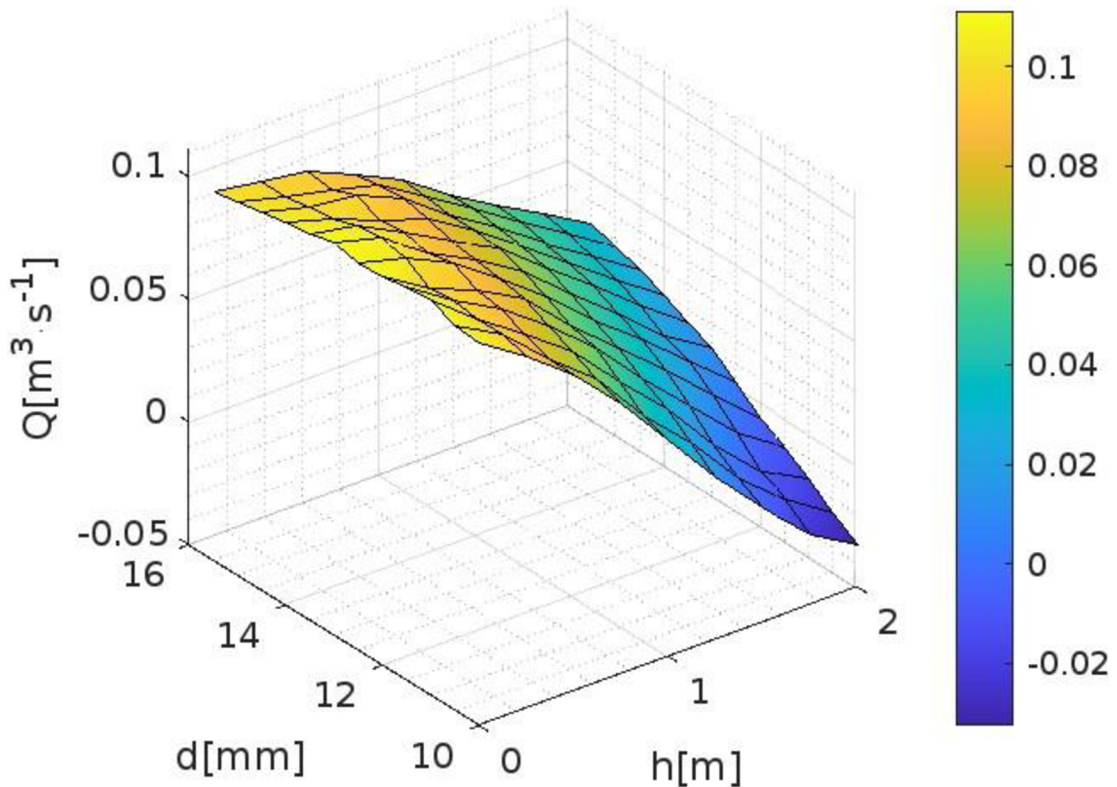
Obrázek 7.25 Rozložení tlaku v upravené geometrii ejektoru

Ze simulace proudění v ejektoru s přidavnou geometrií nové trysky je patrně, že nedochází k degradaci funkce systému sání kvůli schodovému přechodu průměru na vstupu do trysky. Na obrázku 7.24 je dokonce možné vidět, že v oblasti za ústím trysky nedochází k tak výraznému zvětšování průtočného průřezu urychleného plynu jako v případě geometrie bez vsazené trysky (viz obrázek 7.18).

V dalším kroku jsou prováděny simulace proudění v geometrii ejektoru se vsazenou tryskou. U těchto simulací je zkoumána závislost objemového průtoku sacím hrdlem na vnitřním průměru nové geometrie trysky při různém zatížení (výškou vodního sloupce 0 až 2 m). Cílem těchto simulací je zjistit jaký vnitřní průměr nové geometrie trysky je nejvhodnější pro různé zatížení systému.

Tabulka 7.3 Závislost objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru nové geometrie trysky

		d [mm]									
h [m]		2	1,75	1,5	1,25	1	0,75	0,5	0,25	0	
Q [m ³ ·s ⁻¹]	10	-0,033	-0,022	-0,004	0,016	0,038	0,060	0,079	0,094	0,106	
	10,5	-0,026	-0,013	0,002	0,024	0,042	0,064	0,079	0,096	0,107	
	11	-0,018	-0,008	0,010	0,031	0,049	0,070	0,083	0,096	0,111	
	11,5	-0,012	0,001	0,019	0,038	0,058	0,074	0,087	0,098	0,110	
	12	-0,006	0,011	0,028	0,044	0,060	0,078	0,089	0,097	0,109	
	12,5	0,003	0,018	0,034	0,049	0,066	0,081	0,094	0,103	0,108	
	13	0,010	0,022	0,039	0,054	0,070	0,082	0,092	0,105	0,110	
	13,5	0,015	0,029	0,044	0,059	0,074	0,084	0,094	0,104	0,107	
	14	0,020	0,033	0,047	0,061	0,074	0,086	0,092	0,100	0,106	
	14,5	0,024	0,036	0,049	0,063	0,074	0,089	0,097	0,099	0,104	
	15	0,028	0,040	0,052	0,064	0,076	0,088	0,093	0,097	0,102	
	15,5	0,030	0,041	0,052	0,064	0,076	0,086	0,094	0,097	0,100	



Obrázek 7.26 Graf závislosti objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru nové geometrie trysky

Z výsledků simulací závislosti objemového průtoku přísávacím hrdlem ejektoru na výšce vodního sloupce v sacím vedení a průměru nové geometrie trysky je zřejmé, že čím větší je průměr trysky, tím menší je pokles účinnosti sací geometrie při zatížení vodním sloupcem. Pro větší průměry trysky je však charakteristická menší maximální hodnota objemového průtoku při malých sacích výškách. Naopak menší průměry trysky, jsou charakteristické vysokou maximální hodnotou objemového průtoku přísávacím hrdlem při malých sacích výškách. Avšak při zatížení systému s těmito tryskami dochází k rychlejšímu poklesu sacího výkonu při zatížení systému (výškami vodního sloupce).

Pro převýšení sacího vedení v rozsahu od 0 do 0,3 m disponuje nejvyšším sacím výkonem systém s tryskou o průměru 13 mm. Pro převýšení sacího vedení v rozsahu od 0,3 do 0,85 m disponuje nejvyšším sacím výkonem systém s tryskou o průměru 14,5 mm. Pro vyšší hodnoty převýšení (0,8 až 2 m) není vhodné do systému zavádět dodatečnou geometrii trysky, protože nejvyšších rychlostí sání dosahuje systém s maximálním průměrem trysky (větší průměr než 15,5 mm je možné docílit vyřazením nové geometrie trysky ze systému sání).

Z těchto informací vyplývá, že vnitřní průměr nové geometrie trysky (viz obrázek 7.22) je vhodné rozšířit na hodnotu 13, nebo 14,5 mm podle očekávaného převýšení sacího vedení. Systém sání se vsazenou geometrií trysky o průměru 13, nebo 14,5 mm je vhodné použít jen v případě nasávání vody z velmi malých hloubek, popřípadě při nasávání vody z nadzemních nádrží (kde stačí překonat převýšení mezi vodní hladinou a hranou nádrže).

7.8 Validace funkce nového systému sání

Pro kontrolu správnosti provedených simulací byla měřena doba zavodnění čerpadla požární stříkačky PS-12 při použití nově navrženého systému sání (s průměrem trysky 16 mm). Voda byla nasávána z přírodní vodní nádrže. Převýšení mezi hladinou vody a hrdlem čerpadla požární stříkačky bylo 1,08 m. Tento výškový rozdíl byl přemostěn sacím vedením o délce 5 m (2x savice 2,5 m) tak, že výška sacího vedení nad vodní hladinou rostla přibližně lineárně až k hrdlu čerpadla (lineární výškový profil). Na konci sacího vedení byl umístěn sací koš, jenž byl zcela ponořen pod hladinou vody. Doba zavodnění čerpadla byla měřena pomocí elektronické časomíry připojené k výstupu centrální řídicí jednotky (napojení na signál „FWD“ viz obrázek 7.2). Výsledné doby zavodnění čerpadla při použití nového systému na bázi ejektoru společně s dobou zavodnění čerpadla pomocí vývěvy jsou v tabulce 7.4.

Tabulka 7.4 Naměřené doby zavodnění čerpadla stříkačky PS-12 (porovnání starého a nového systému zavodnění čerpadla)

Číslo měření	t [s]	
	Nový systém	Vývěva
1	2,35	16,63
2	1,52	16,54
3	1,39	15,98
4	1,47	16,51
5	1,45	16,27

Z naměřených hodnot v tabulce 7.4 je zřejmé, že nový systém sání je schopen zavodnit čerpadlo požární stříkačky PS-12 při nízkých sacích výškách mnohem rychleji než starý systém využívající vývěvu.

První měření času sání při použití nového systému bylo znehodnoceno z důvodu netěsnosti čerpadla požární stříkačky (zůstal totiž otevřen otvor pro vypuštění zbytkové vody v čerpadle). Následující měření již proběhla správně. Při vyřazení prvního naměřeného času je průměrná doba zavodnění čerpadla 1,46 s. Tato doba je výrazně vyšší, než doba teoreticky očekávaná (viz tabulka 7.1). Zatížení systému navíc není konstantní, ale s časem se mění (roste výška vodního sloupce). Rozdíl teoretické a reálné rychlosti nasávání je způsoben vícero faktory. Jedním z faktorů může být skutečnost, že počátek měření doby byl momentem, kdy došlo k pohybu páky akcelérátoru požární stříkačky do otevřené pozice. Vznikla tedy prodleva, během níž docházelo ke zvyšování otáček motoru stříkačky. Jedním z hlavních důvodů rozdílných dob sání jsou netěsnosti v reálném systému, které způsobují přisávání vzduchu i z jiných míst než ze sacího vedení. Dalším faktorem je skutečnost, že vypočtené doby sání počítají pouze s objemem

sacího vedení, nikoliv však s objemem čerpadla a rozvaděče (tyto všechny prostory musely být zavodněny před vniknutím vody na snímač v hrdle rozvaděče). Dalšími faktory jsou tření vody v sacím vedení a turbulentní proudění vody v sacím vedení (na spojích savičů a na zpětné klapce koše) a v čerpadle stříkačky. Tyto vlivy byly v rámci simulací zanedbány. Dalším faktorem by mohlo být zpoždění řídicí jednotky (hlavně doba přitahu latching relé) a elektronické časoměry, tento faktor je však v poměru k ostatním zanedbatelně malý.

Měření času zavodnění čerpadla pomocí vývěvy (starého systému sání stříkačky) odhalilo, že průměrná doba sání je 16,38 s. V porovnání s hodnotami vypočítanými za pomoci výsledků simulací (viz tabulka 6.1) jsou naměřené doby vyšší cca o 7 s. Tyto odchylky mohou být opět vysvětleny pomocí faktorů popsanych výše. V případě použití vývěvy jako systému zavodnění čerpadla jsou ještě významnější faktory prodlevy mezi aktivací akcelerační páky a natlakování výfukového systému, rozdílu mezi objemem samotného sacího vedení a sacího vedení společně s čerpadlem a rozvaděčem a těsnost samotného systému sání (jak výfukového vedení, tak sacího vedení).

Nejdůležitějším poznatkem z naměřených dat je, že nově navržený systém zavodnění čerpadla požární stříkačky je pro potřeby požárního sportu vhodnější než starý systém využívající vývěvu. Výsledky provedených simulací tedy částečně korelují s naměřenými daty.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout nový systém zavodnění čerpadla přenosné požární stříkačky PS-12. Výstupem práce jsou podklady pro konstrukci systému zavodňování čerpadla, na základě kterých, byl následně sestaven prototyp zařízení. Společně s podklady ke konstrukci systému jsou popsány i funkce všech subsystémů. Součástí práce byly navrženy i úpravy pro optimalizaci rychlosti sání systému při různých sacích výškách (zařazení trysky specifického průměru do geometrie ejektoru).

V úvodu práce byla popsána disciplína s názvem požární útok jakožto primární oblast využití motorových stříkaček PS-12. V rámci kapitoly bylo zároveň popsáno vybavení využívané při plnění této disciplíny a následně byl vysvětlen postup jejího plnění. Další část práce byla zaměřena na popis samotné požární stříkačky využívané při plnění této disciplíny. V rámci této kapitoly byly popsány jednotlivé části stříkačky, jako jsou motor, čerpadlo, plynová vývěva a ostatní části stříkačky. Z ostatních částí je stěžejní elektrické vybavení, které je v práci rozšířeno o elektroniku pro řízení navrženého systému. Popis a porozumění systému plynové vývěvy je důležité, protože se jedná o výchozí bod návrhu nového systému. Úkolem další kapitoly bylo nastínit řešený úkol tak, aby byl srozumitelný cíl této diplomové práce. Čtvrtá kapitola se zabývala využitím počítačové podpory inženýrské činnosti k analýze, verifikaci a optimalizaci zkoumaného a navrhovaného systému. Součástí této kapitoly je i metoda výpočetní dynamiky tekutin jakožto nástroj pro analýzu a optimalizaci proudění tekutin. Právě tato metoda byla v praktické části využita k analýze stávajícího a nově navrženého řešení. V poslední teoretické části byla popsána problematika proudění tekutin od kategorizace proudění až po proudění v dýzách. V praktické části byl nejprve analyzován současný systém nasávání vody požární stříkačky PS-12. Následně byl na základě zjištěných znalostí vytvořen koncept nového systému zavodnění čerpadla požární stříkačky. Jednotlivé části systému byly následně navrženy a samotný subsystém geometrie sání byl podrobován simulacím s cílem ověření funkce. Nakonec byl sestaven prototyp celého systému, který byl použit pro testování funkce navrženého řešení v reálných podmínkách.

Z výsledků práce je zřejmé, že nově navržený systém sání je mnohonásobně rychlejší v zavodňování čerpadla požární stříkačky PS-12 při nízkých hodnotách sací výšky. Omezení na nízké sací výšky však není problémem při použití stříkačky k provádění požárního útoku. Zvýšená rychlost nového systému sání oproti stávajícímu je podložena jak výsledky simulací, tak výsledky měření i přesto, že jsou mezi výsledky simulací a naměřenými hodnotami rozdíly.

Dalším krokem ve vylepšování navrženého systému, by mělo být testování funkce při různých sacích výškách. Zároveň by bylo vhodné otestovat funkci systému při poruše řídicí elektroniky. Rozsáhlejší testování reálného systému nebylo do práce zavedeno, protože je spojeno se značnými časovými a logistickými komplikacemi.

LITERATURA

- [1] PÁRAL, Filip. *Optimalizace proudnice pro požární sport*. Bakalářská práce, vedoucí Simona Fialová. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2019.
- [2] BLAHUŠOVÁ, Alžběta. *Požární sport*. Bakalářská práce, vedoucí Václav Lošek. Uherské Hradiště: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta logistiky a krizového řízení, 2020.
- [3] ČESKÁ REPUBLIKA. PRAVIDLA POŽÁRNÍHO SPORTU. In: *Sbírka interních aktů řízení generálního ředitele HZS ČR*. Praha: Ministerstvo vnitra - generální ředitelství HZS České republiky, 2018, částka 10. Dostupné také z:
<https://www.google.com/url?sa=t&source=web&rct=j&opi=89978449&url=https://www.hzscr.cz/soubor/pravidla-ps-2018-pdf.aspx&ved=2ahUKEwjc4azBv7SFAxVPhf0HHYv0AnwQFnoECAYQAQ&usg=AOvVaw1Lanqt96ggyixRju0bowXX>.
- [4] KOŠTÁL, Tomáš. *Úprava motoru a čerpadla požární stříkačky PS-12*. Bakalářská práce, vedoucí Jan Pokorný. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2012.
- [5] Požární hadice. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Po%C5%BE%C3%A1rn%C3%AD_hadice. [cit. 2023-02-21].
- [6] Ventil. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z:
<https://cs.wikipedia.org/wiki/Ventil>. [cit. 2023-02-23].
- [7] MACHT, Karel. *Hašení vodou, vodní proudy, proudnice: hasební prostředky*. První. *Požární taktika*. Praha: Ministerstvo vnitra - generální ředitelství Hasičského záchranného sboru ČR, 2004. ISBN 80-866-4022-1.
- [8] 20.08.2022 SDH Velká Bystřice. online. In: *Zonerama*. Brno: ZONER, 2022. Dostupné z:
<https://eu.zonerama.com/miloslavkasparfoto/Photo/8816533/340031178>. [cit. 2023-04-16].
- [9] *Řívná přenosná motorová stříkačka PPS 12 R*. První. Pardubice: Sportpropag Praha, 1980.

- [10] *NÁVOD K OBSLUZE PS 12*. online. In: Hasiči obce Velatice. Velatice: SDH Velatice, 2022. Dostupné z: <https://www.sdhvelatice.cz/PS12-navod-k-obsluze.html#.ZAL23R-ZNPY>. [cit. 2023-03-04].
- [11] *Přenosná motorová stříkačka PS 12*. online. In: Požáry.cz: Ohnisko žhavých zpráv. Varnsdorf: POŽÁRY.cz, 2008. Dostupné z: <https://www.pozary.cz/clanek/9664-prenosna-motorova-strikacka-ps-12/>. [cit. 2023-03-04].
- [12] *Siemens: Computer-Aided Engineering (CAE)*. online. Berlín: Siemens, 2022. Dostupné z: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/our-story/glossary/computer-aided-engineering-cae/13112>. [cit. 2023-04-18].
- [13] Computer-aided engineering. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2022. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Computer-aided_engineering. [cit. 2023-04-18].
- [14] *CAD Club: CAD, CAE a CAM*. online. Fremont: TD SYNEX, 2021. Dostupné z: <https://www.cadclub.cz/5776/cad-cae-a-cam-jake-jsou-mezi-nimi-rozdily>. [cit. 2023-04-18].
- [15] VYROUBAL, Petr a MAXA, Jiří. *Trojrozměrné modelování a simulace MTMS*. První. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2015.
- [16] Introduction to CAD/CAE: 25.353 Lecture Series. online. In: *Simon Fraser University*. Burnaby: Simon Fraser University. Dostupné z: https://www2.ensc.sfu.ca/~gwa5/index_files/25.353/index_files/1Introduction-06-1.pdf. [cit. 2023-04-18].
- [17] *CAD.cz: Simulace proudění tekutin pomocí CFD*. online. Brno: CAD, 2012. Dostupné z: <https://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/3604-simulace-proudeni-tekutin-pomoci-cfd.html>. [cit. 2023-04-18].
- [18] *SimScale: What is CAE*. online. Boston: SimScale, 2018. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/simwiki/general/what-is-cae-computer-aided-engineering/>. [cit. 2023-04-18].
- [19] Computational fluid dynamics. online. In: *Wikipedia: the free encyclopedia*. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics. [cit. 2023-04-19].
- [20] POLÁK, Michal. *Modelování proudění ve výměníku – náhrada žebrovaných trubek za trubky hladké*. Diplomová práce. Ostrava: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2009.
- [21] ŠKORPÍK, Jiří. Machovo číslo a efekty při proudění vysokými rychlostmi. *Transformační technologie*. 2023, roč. 2023, č. 2, s. 1-8. ISSN 1804-8293.

- [22] VYROUBAL, Petr. *Srovnání vlivu tvaru konvergentní a lavalovy dýzy v clonkách detektoru na výsledný tlak na dráze sekundárních elektronů pomocí systému CAE*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, ústav elektrotechnologie, 2011.
- [23] ŠKORPÍK, Jiří. *Proudění plynů a par tryskami*. online. Brno, 2023. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html#proudeni-v-sikmo-seriznute-trysce>. [cit. 2023-11-07].
- [24] *Výzbrojna*. online. 2007. Dostupné z: <https://www.vyzbrojna.cz/cz/607/3054/pozarni-ejektor-stojaty.html>. [cit. 2024-02-26].

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratky:

PS-12	Požární stříkačka s průtokem 1200 l/min
OHV	Over head valve (typ rozvodů motoru)
CAE	Počítačová podpora inženýrské činnosti
CFD	Výpočetní dynamika tekutin
CAD	Počítačem podporované projektování
FEM	Metoda konečných prvků
FVM	Metoda konečných objemů
BEM	Metoda hraničních prvků
MES	Simulace mechanických událostí
1D	Jednodimenzionální
2D	Dvojdimenzionální
3D	Trojdimenzionální
MCU	Centrální řídicí jednotka
SZ	Stav zbrždění
SKr	Stav kritický
SM	Stav mezný
DPS	Deska plošných spojů
CAS	Cisternová automobilová stříkačka
ON	Sepnutý stav
OFF	Rozepnutý stav
GND	Společný referenční bod
VCC	Napájecí napětí obvodu
LED	Elektroluminiscenční dioda

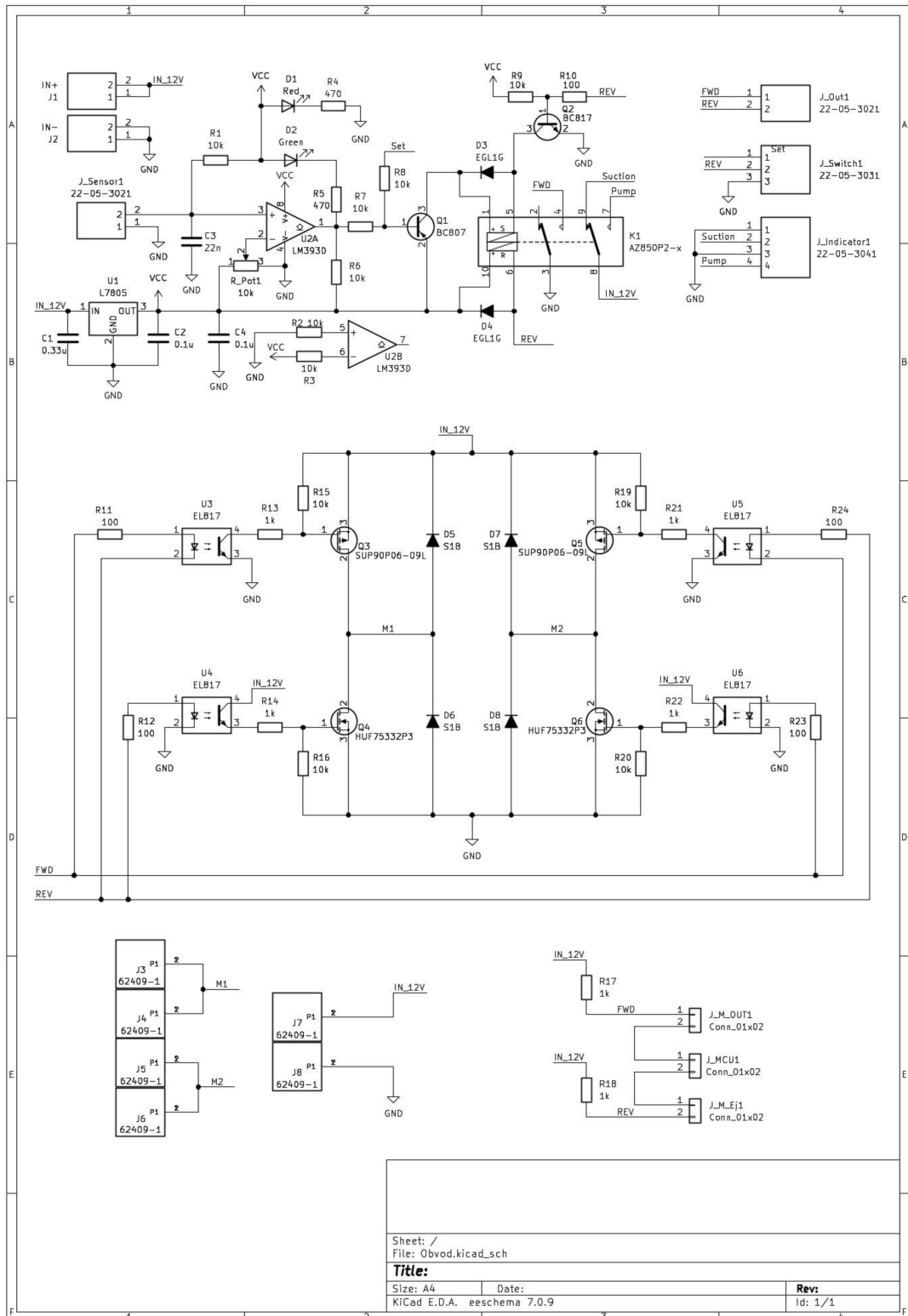
Symbols:

ρ	hustota	$(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
v	rychlost	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
p	tlak	(Pa)
g	tíhové zrychlení	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$
u	potenciál vnějšího pole	(-)
Re	Reynoldsovo číslo	(-)
η	viskozita	$(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2})$
d	průměr	(mm)
M	Machovo číslo	(-)
c	rychlost šíření zvuku daným prostředím	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
A	průtočný průřez	(m^2)
h	entalpie	$(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$
κ	konstanta adiabaty	(-)
r	plynová konstanta	$(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$
T	termodynamická teplota	(K)
ε	poměr statických tlaků	(-)
m	hmotnostní tok	$(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$
Q	objemový průtok	$(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
h	výška vodního sloupce	(m)
V	objem	(m^3)
t	čas	(s)
l	délka	(m)

SEZNAM PŘÍLOH

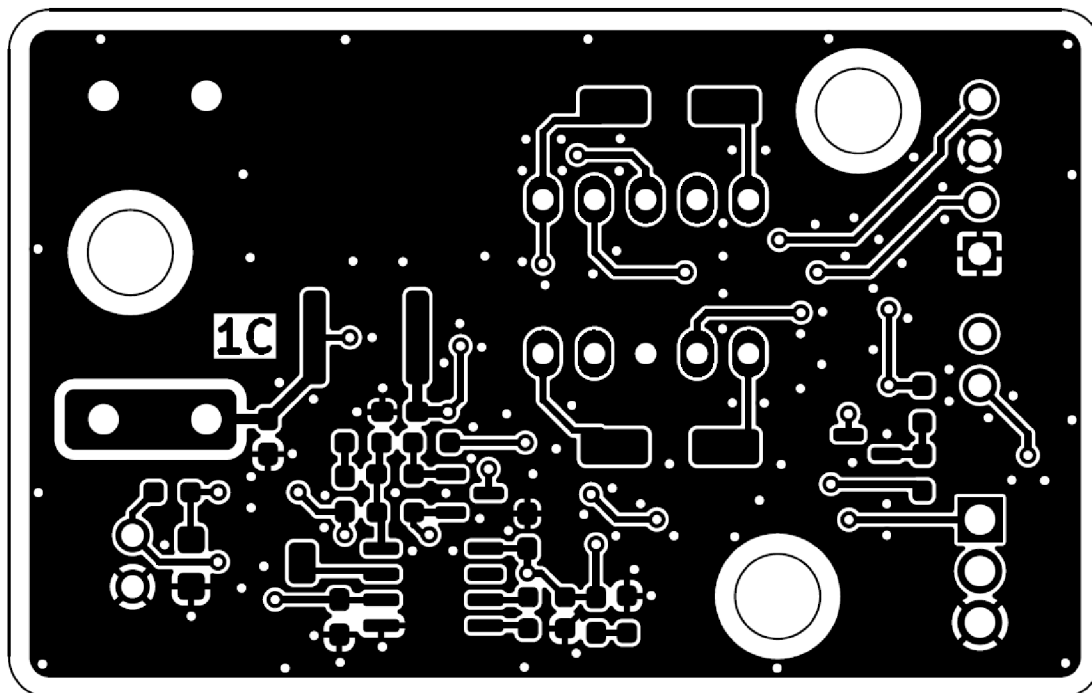
PŘÍLOHA A - KOMPLETNÍ ELEKTRICKÉ SCHÉMA SYSTÉMU.....	103
PŘÍLOHA B - PODKLADY PRO DPS CENTRÁLNÍ ŘÍDICÍ JEDNOTKY	104
PŘÍLOHA C - PODKLADY PRO DPS OVLÁDÁNÍ VENTILŮ ROZVADĚČE	106

Příloha A - Kompletní elektrické schéma systému

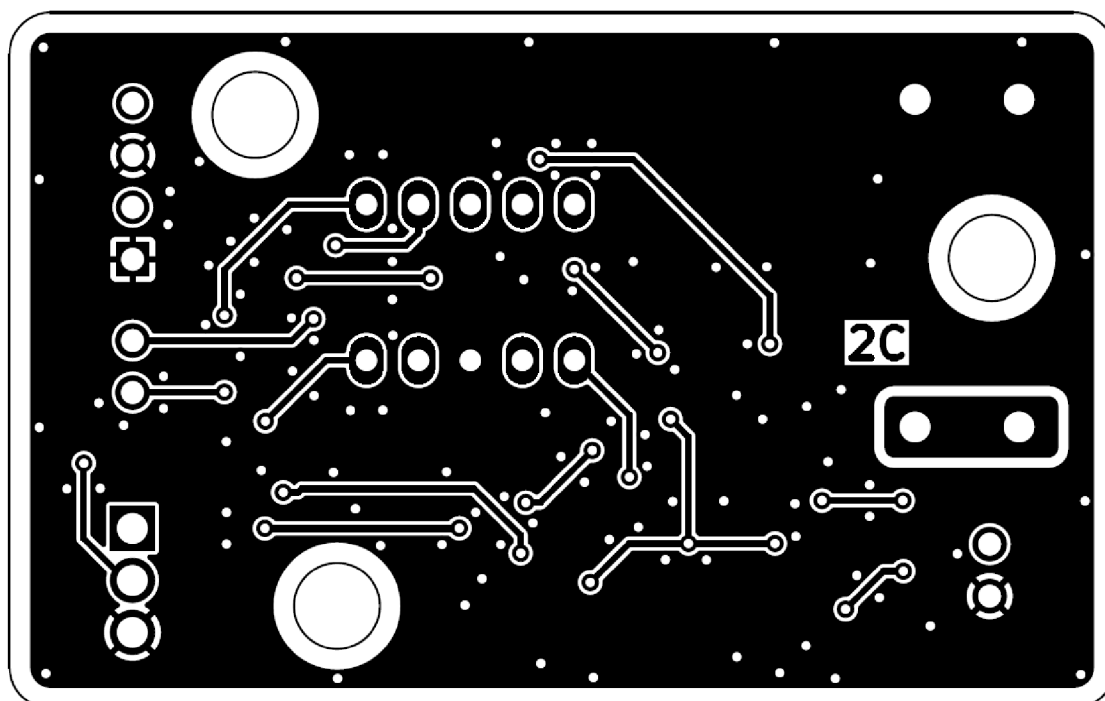


Příloha B - Podklady pro DPS centrální řídicí jednotky

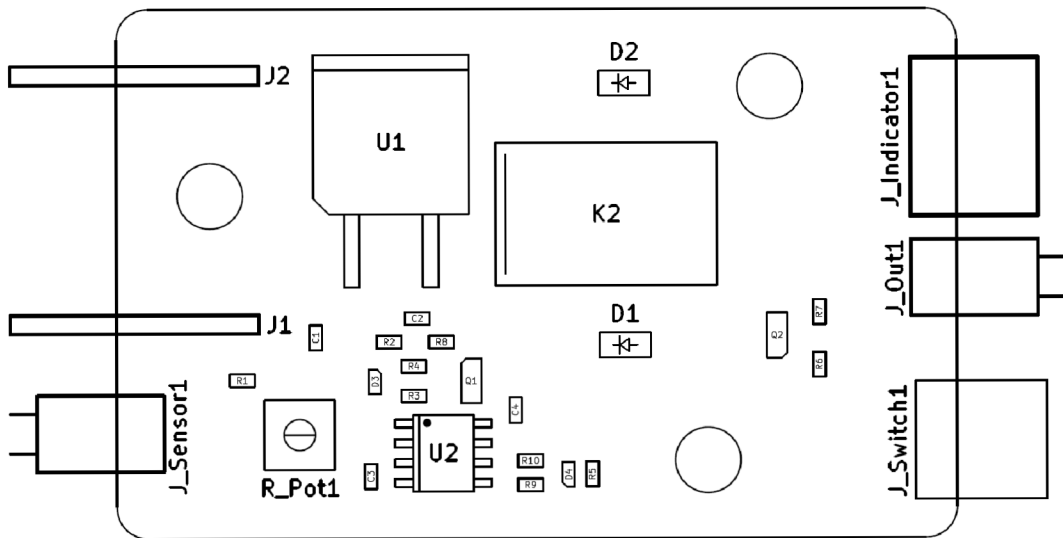
B.1 Primární vrstva DPS (strana součástek)



B.2 Sekundární vrstva DPS (strana spojů)

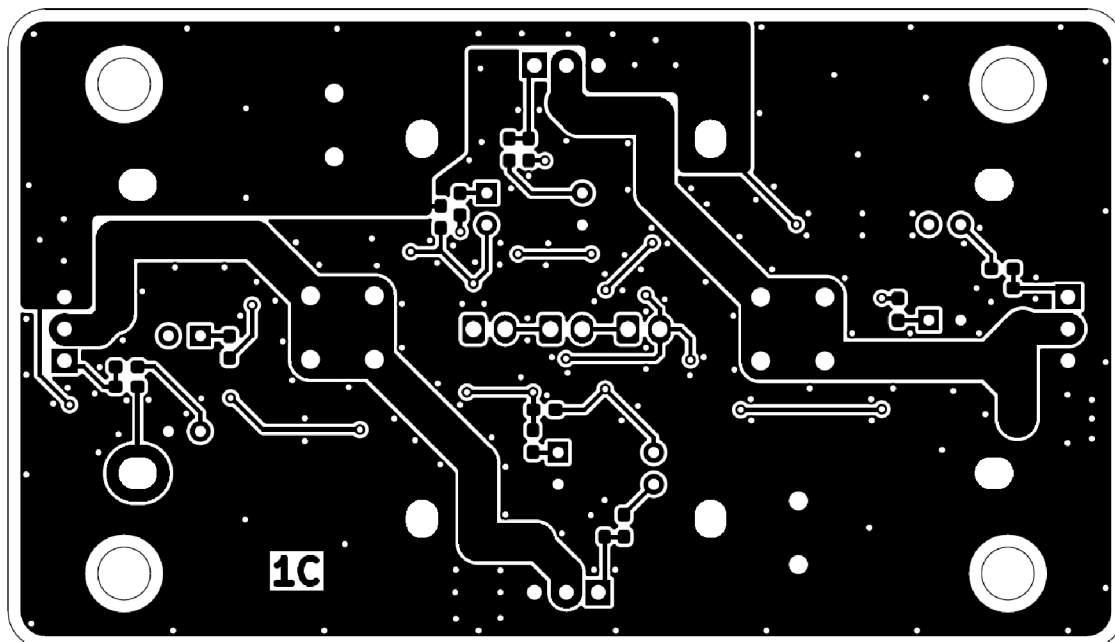


B.3 Osazovací plán

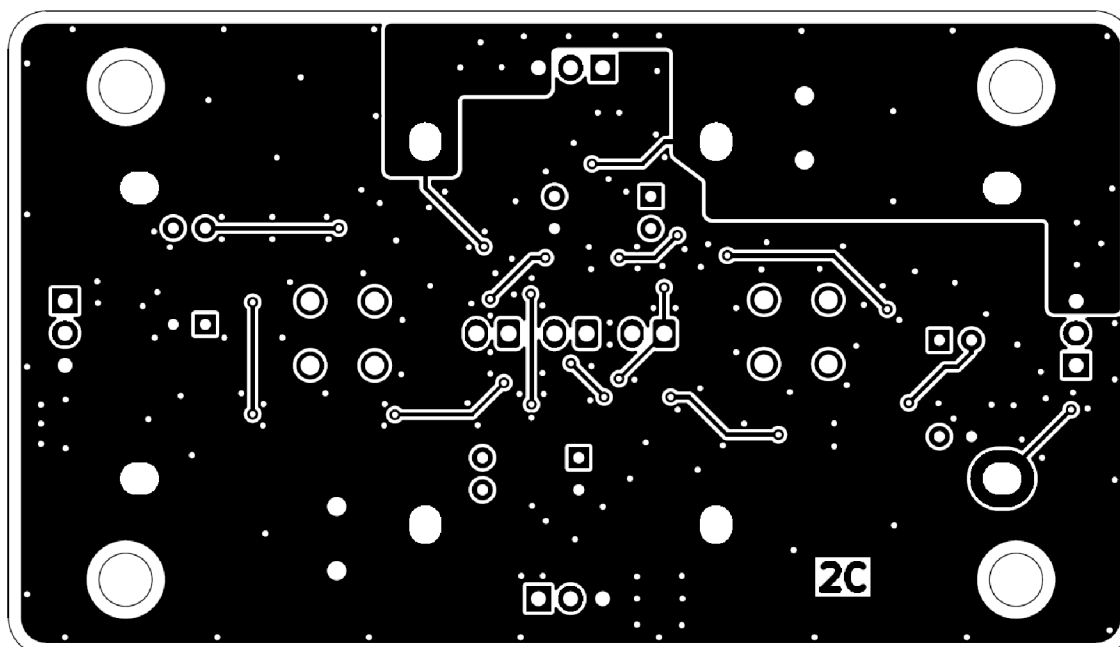


Příloha C - Podklady pro DPS ovládání ventilů rozvaděče

C.1 Primární vrstva DPS (strana součástek)



C.2 Sekundární vrstva DPS (strana spojů)



C.3 Osazovací plán

