

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA

PNEUMATICKÁ REAKTIVNÍ STABILIZACE VOZIDEL

Katedra elektrotechniky a automatizace

Doktorská disertační práce

ING. JAN HURTEČÁK, MBA

2016

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele a uvedl jsem veškerou použitou literaturu. Tištěná a elektronická verze práce se doslovně shodují.

JAN HURTEČÁK

10. 5. 2016

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval svému školiteli prof. Ing. Jaromírovi Volfovi, DrSc za rady související s řešením problematiky pneumatické stabilizace vozidel a připomínky týkající se podoby této disertační práce.

Abstrakt

Tato disertační práce popisuje nový a originální způsob stabilizace vozidel jako alternativu nebo nadstavbu pro stávající stabilizaci pomocí ESP. Obsahuje shrnutí vlastností současných stabilizačních systémů a jejich výhody a nevýhody. Dále je popsán návrh pneumatické reaktivní stabilizace, která využívá stlačený vzduch k získání potřebné korekční síly, která umožní zachování zamýšlené trajektorie vozidla i při úplné ztrátě adheze. Výsledky jsou získány pomocí matematických výpočtů a návrhu vhodné trysky a jsou v práci diskutovány a vyhodnocovány.

Klíčová slova:

Pneumatická reaktivní stabilizace vozidel, tlaková nádoba na stlačený vzduch, rychlé ventily, trysky, princip akce a reakce, stlačený vzduch, systémy ABS a ESP

Abstract

This thesis describes a new and original way of car stabilization as an alternative or support for the common ESP stabilization method. It summarizes the properties of present car stabilization systems and their advantages and disadvantages. Then the pneumatic stabilization method is described, which uses compressed air to trigger the necessary reacting forces that are applied to a vehicle in case of the loss of adherence. To prove the new stabilization method, there are stated some basic calculations of the jets and the obtained reacting forces are identified. Finally, the results are discussed and evaluated.

Key words:

Pneumatic reactive stabilization of vehicles, compressed-air reservoir, quick valves, jets, principle of action and reaction, compressed air, ABS and ESP

Obsah

Prohlášení	I
Poděkování	II
Abstrakt	III
Abstract	IV
Obsah	V
Seznam obrázků	VI
Seznam tabulek	VII
Seznam zkratk a značek	VIII
1. Úvod	14
2. Přehled o současném stavu poznání	16
2.1. Historie	24
2.2. Snímače často používané v automobilech	26
2.3. Možnosti dalšího vývoje ESP	32
2.4. Shrnutí současného stavu využívání reaktivních sil	34
3. Cíle disertační práce	36
4. Zvolené metody zpracování	37
4.1. Návrh pneumatického systému	40
4.2. Řešení výpočtu a obecný návrh trysky	41
5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků	49
5.1. Vyhodnocení výpočtů v programu Matlab	58
6. Diskuze	80
7. Závěry a doporučení pro využití poznatků v praxi nebo pro další rozvoj vědního oboru	86
8. Seznam odborné literatury	87
Příloha A Výpočet v programu Matlab pro hlavní variantu výpočtu - 15,5 MPa a 323 K	91
Příloha B Ukázky modelování trysky	102

Seznam obrázků

Obr. 1 Vývoj ABS	str. 17
Obr. 2 Systém ALB	str. 18
Obr. 3 Základní druhy sil, působících na vozidlo	str. 20
Obr. 4 Nedotáčivá charakteristika vozidla	str. 22
Obr. 5 Přetáčivá charakteristika vozidla	str. 23
Obr. 6 Struktura ESP	str. 25
Obr. 7 Blokové schéma ESP	str. 25
Obr. 8 Odporový snímač teploty (Easytemp TMR31)	str. 27
Obr. 9 Odporový snímač teploty (JUMO Dtrans T100 - závitové odporové teploměry bez převodníku, mohou být i v provedení s převodníkem)	str. 27
Obr. 10 Schéma zapojení odporového snímače proudění	str. 28
Obr. 11 Příklady indukčních senzorů	str. 29
Obr. 12 Řez indukčním senzorem	str. 29
Obr. 13 Snímač otáček kol Škoda Octavia	str. 30
Obr. 14 Senzor zrychlení Škoda Octavia	str. 31
Obr. 15 3D akcelerometr Freescale MMA 7361 LC3 - Axis	str. 31
Obr. 16 Schématický nákres uspořádání komponentů ve vozidle (přední pohled)	str. 38
Obr. 17 Schématický nákres uspořádání komponentů ve vozidle (pohled shora)	str. 38
Obr. 18 Schématický nákres uspořádání komponentů ve vozidle (zadní pohled)	str. 39
Obr. 19 Rychlý ventil kategorie MH	str. 41

Obr. 20 Schéma průchodu veličin použitých v následujících výpočtech tryskou	str. 49
Obr. 21 Návrhové rozměry trysky	str. 56
Obr. 22 Schéma umístění komponentů s tlakovou nádrží v těžišti vozu	str. 57
Obr. 23 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu ($m \cdot s^{-1}$) na čase (s) při vyfukování vzduchu z trysky	str. 61
pneumatické stabilizace do systému ESP	
Obr. 24 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby	str. 61
Obr. 25 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu z trysky ($m \cdot s^{-1}$) na tlaku v tlakové nádobě (Pa)	str. 62
Obr. 26 Graf závislosti velikosti korekční síly (N) na čase (s) - vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích	str. 62
Obr. 27 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby	str. 66
Obr. 28 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu ($m \cdot s^{-1}$) na čase (s) při vyfukování vzduchu z trysky	str. 66
Obr. 29 Graf závislosti výtokové rychlosti vzduchu z trysky ($m \cdot s^{-1}$) na tlaku v tlakové nádobě (Pa)	str. 67
Obr. 30 Graf závislosti velikosti korekční síly (N) na čase (s) - vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích	str. 67
Obr. 31 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby	str. 71

- Obr. 32 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) na čase (s) při vyfukování vzduchuz trysky str. 71
- Obr. 33 Graf závislosti výtokové rychlosti vzduchu z trysky ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) na tlaku v tlakové nádobě (Pa) str. 72
- Obr. 34 Graf závislosti velikosti korekční síly (N) na čase (s) - vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích str. 72
- Obr. 35 Graf závislosti součtů všech výstupních sil (N) z trysky (vyneseno na svislé ose) na tlaku v tlakové nádobě (Pa) a teplotě (K) v tlakové nádobě str. 74
- Obr. 36 Graf závislosti odstředivé síly (N) na rychlosti vozidla o hmotnosti 1000 kg při poloměru zatáčky 50 m str. 76
- Obr. 37 Graf závislosti odstředivé síly vozidla o hmotnosti 1000 kg na poloměru zatáčky při rychlosti $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($22,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) str. 77
- Obr. 38 Základní blokové schéma možného napojení prvků str. 78
- Obr. 39 Časová osa reakční doby pneumatického systému str. 79

Seznam tabulek

Tab. č. 1 Tlak v nádrži 10 MPa, teplota 323 K	str. 59
Tab. č. 2 Tlak v nádrži 10 MPa, teplota 423 K	str. 59
Tab. č. 3 Tlak v nádrži 10 MPa, teplota 523 K	str. 60
Tab. č. 4 Tlak v nádrži 15,5 MPa, teplota 323 K	str. 64
Tab. č. 5 Tlak v nádrži 15,5 MPa, teplota 423 K	str. 64
Tab. č. 6 Tlak v nádrži 15,5 MPa, teplota 523 K	str. 65
Tab. č. 7 Tlak v nádrži 20 MPa, teplota 323 K	str. 69
Tab. č. 8 Tlak v nádrži 20 MPa, teplota 423 K	str. 69
Tab. č. 9 Tlak v nádrži 20 MPa, teplota 523 K	str. 70
Tab. č. 10 Závislost součtů všech výstupních sil (N) z trysky na tlaku (Pa) a teplotě stlačeného vzduchu (K) v tlakové nádobě	str. 74
Tab. č. 11 Vypočtené ideální průměry na konci trysky v závislosti na tlaku vzduchu v tlakové nádobě	str. 75
Tab. č. 12 Shrnutí nejdůležitějších dosažených výsledků pro hlavní variantu se vstupním tlakem 15,5 MPa v tlakové nádobě	str. 82
Tab. č. 13 Shrnutí nejdůležitějších dosažených výsledků pro variantu se vstupním tlakem 20 MPa v tlakové nádobě	str. 83

Seznam zkratk a značek

$R (\Omega)$ = elektrický odpor

ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) = hustota

l (m) = délka

S (m^2) = průřez

$R_0 (\Omega)$ = odpor tenzometru bez mechanického zatížení

$\Delta R (\Omega)$ = přírůstek odporu tenzometru při poměrném prodloužení ϵ

k = konstanta vyjadřující vlastnosti tenzometru (jeho citlivost)

k_1, k_2 jsou konstanty vyjadřující vlastnosti tenzometru, tedy jeho citlivost

v ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) = měrný objem

p (Pa) = tlak

ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) = hustota

g ($\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$) = tíhové zrychlení

h (m) = potenciální výška

P (J) = tlaková energie

κ = Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,4$)

i_c = celková entalpie plynu

c_p ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) = měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku

(pro vzduch $c_p = 1004 \text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

T_c (K) = celková teplota plynu

T (K) = statická teplota

u (J) = vnitřní energie plynu

c_v (J . kg⁻¹ . K⁻¹) = měrná tepelná kapacita při stálém objemu

(pro vzduch = 717 J . kg⁻¹ . K⁻¹)

r (J . kg⁻¹ . K⁻¹) = plynová konstanta

(pro vzduch $r = 287,04$ J . kg⁻¹ . K⁻¹)

i = statická entalpie plynu

p_e = atmosférický tlak

s = entropie

m_0 (m³) = celkové množství stlačeného vzduchu v tlakové nádobě a v potrubí (je dáno součinem objemu vzduchu a celkové hustoty)

V (m³) = objem

w (m . s⁻¹) = rychlost

a (m . s⁻¹) = obecná rychlost zvuku

\dot{m} (kg . s⁻¹) = hmotnostní tok

A (m²) = průřez trysky

A_{krit} (m²) = průřez trysky v kritickém (nejužším) místě

A_2 (m²) = výstupní průřez trysky

F (N) = síla

w'_2 (m . s⁻¹) = myšlená rychlost při ideální expanzi na tlak p_e

P_0 (Pa) = počáteční tlak v tlakové nádobě

V_0 (Pa) = počáteční objem v tlakové nádobě

T_0 (Pa) = počáteční teplota v tlakové nádobě

ρ_0 (kg . m⁻³) = počáteční hustota vzduchu v tlakové nádobě

T_{krit} (K) = teplota v kritickém/nejužším místě trysky

m_{krit} (kg) = hmotnostní úbytek v kritickém (nejužším) místě trysky

w_{krit} (m . s⁻¹) = rychlost v kritickém (nejužším) místě trysky

a_{krit} (m . s⁻¹) = rychlost zvuku v kritickém (nejužším) místě trysky

p_{krit} (Pa) = tlak v kritickém (nejužším) místě trysky

ρ_{krit} (kg . m⁻³) = hustota v kritickém (nejužším) místě trysky

V_{krit} (m³) = objem v kritickém (nejužším) místě trysky

T_2 (K) = výstupní teplota z trysky

d_m (m³) = hmotnost vzduchu proteklého tryskou za diferenční krok

d_t (s) = čas diferenčního kroku

F_{celk} (N) = součet všech získaných korekčních sil v jednotlivých diferenčních krocích

t_{celk} (s) = celkový čas všech deseti diferenčních kroků

$F_{odstř}$ (N) = odstředivá síla

Index,, 0c'' = vyjadřuje celkový stav v tlakové nádobě

Index,, 0'' = představuje statický stav v potrubí před tryskou

1. Úvod

Moderní dopravní prostředky jsou v dnešní době vybaveny mnoha moderními prvky aktivní a pasivní bezpečnosti. Mezi základní patří systém ABS [1] (protiblokovací systém – bývá ve výbavě jak u osobních automobilů, tak u nákladních vozidel a v posledních letech také u motocyklů). Tento protiblokovací systém je známý již od dvacátých let dvacátého století, ale jeho uvedení do praxe bránila tehdejší nižší technická a technologická úroveň výroby. Největší zájem tehdy měl letecký průmysl, první funkční pokus pojmenovaný Maxaret se objevil v padesátých letech a sestrojila jej britská společnost Dunlop.

V polovině šedesátých let se ABS objevilo v luxusním kupé FF (Ferguson Formula) dnes již zaniklé britské značky Jensen. Vzhledem ke značné složitosti, vysoké ceně, poměrně malé účinnosti a hlavně ryze mechanickému pojetí bylo brzy zřejmé, že tudy cesta k masivnímu rozšíření nepovede.

Automobily na silnici často mění směr (na rozdíl od přistávajících letadel) a tak je pohopitelné, že požadavky na funkčnost jsou v jejich případě vyšší, než u letadel, jakkoli je to u jiných zařízení zpravidla naopak.

Snaha automobilových výrobců ABS se tak od počátku sedmdesátých let upřela na prudce se rozvíjející elektroniku.[2],[3] Velmi aktivní byli v té době američtí výrobci, jmenovitě hlavně firma Chrysler. Ve spolupráci s firmou Bendix (známou například svým systémem v oblasti automobilových spouštěčů) vyvinul první elektronický protiblokovací brzdový systém s názvem Sure break. Bylo to integrované provedení a tento typ pracoval se třemi kanály a čtyřmi indukčními snímači. Od modelového roku 1971 byl doplňkovým vybavením na přání a za značný příplatek u luxusního modelu Imperial.

V polovině sedmdesátých let německý Bosch založil dceřinou společnost Teldix, která v roce 1978 uvedla na trh systém 2S. Firma Teldix při vývoji ABS spolupracovala se společností Mercedes – Benz, a proto jako první vůz dostal jako součást příplatkové výbavy ABS typ S (W116) a postupně se rozšířil napříč modelovými řadami do všech typů automobilů.

Jen s nepatrným časovým zpožděním začala ABS používat i firma BMW ve své řadě 7 (E23), a to dokonce v mírně vylepšené podobě.

V první polovině osmdesátých let minulého století se pak systém ABS stal nejprve doplňkovým a postupně později standardním vybavením luxusních automobilů. V roce 1985 se stal sedan Ford Scorpio prvním sériově vyráběným automobilem na světě, který měl

system ABS v základní výbavě u všech verzí bez ohledu na stát, ve kterém byl prodáván. Produkt však v tomto případě nepocházel od firmy Bosch, ale od společnosti Teves.

V současné době je protiblokovací systém povinnou výbavou všech nových vozidel prodáváných v Evropě – bez této bezpečnostní výbavy by nemohla úspěšně proběhnout homologace.

K tomuto systému se jako rozvíjející prvky později vazebně elektronicky připojovaly další postupně vyvíjené části s nadstavbovými systémy, které dále zvyšují jízdní komfort, bezpečnost posádky vozidla i dalších okolních účastníků provozu na pozemních komunikacích.[4]

Těmito dalšími prvky jsou zejména:

- BAS [5] (brzdový asistent) – rozeznává nouzové situace a zajišťuje plný brzdový účinek
- ASR [6] (protiskluzový systém) – zabraňuje protáčení kol při prudším rozjezdu a akceleraci
- EMS [7] (elektronické řízení výkonu motoru) – snižuje točivý moment motoru, dokud poháněná kola nezískají plnou adhezi
- MSR [7] (regulace záběrového momentu motoru) - brání smyku při brzdění motorem
- ESP [8] (regulace dynamiky jízdy) – zabraňuje smyku vozidla

Ve své disertační práci se zabývám zcela novou myšlenkou, zapojitelnou do stávajících systémů elektronické stabilizace vozidel jako nadstavba nad současné ryze adhezní provedení, které je zřejmě na vrcholu svých možností.[8]

Jedná se o systém pneumatické reaktivní stabilizace vozidel, tedy o využití silně stlačeného vzduchu, cíleně vyfukovaného v rozích karoserie z trysek v krátkých, řídicí jednotkou přesně definovaných intervalech.

2. Přehled o současném stavu problematiky

Současné aktivní systémy, které se vztahují k bezpečnosti motorových vozidel:

V běžném provozu se občas každý řidič dostane do situace, kdy je nucen rychle snížit rychlost jízdy, nebo dokonce zastavit vozidlo při kritických situacích.

Při prudkém a intenzivním brzdění může dojít k blokování kol, které může být provázeno jejich smýkáním po vozovce a automobil se tak stává neovladatelným. [9]

Systém ABS je technické zařízení, které v každé situaci zabraňuje blokování jednoho nebo více kol vozidla a zachovává jeho řiditelnost. Technicky se toto zařízení skládá z řídicí elektronické jednotky, elektrického čerpadla, elektronicky řízeného hydraulického regulátoru, snímačů otáček na jednotlivých kolech, které měří až dvacetkrát za sekundu počet otáček kol a dávají signály řídicí jednotce, která analyzuje okamžitý stav.

Pokud je dosaženo hranice blokování kola (kol), [10] řídicí jednotka na podkladu signálu čidla otáčení kol omezí prostřednictvím elektronicky řízeného hydraulického regulátoru tlak v příslušné větvi brzdové soustavy, čímž dojde ke snížení brzdné síly a zamezí se zablokování kola. V krátkém časovém intervalu čerpadlo této soustavy opět zvýší brzdou sílu až k hranici blokování. Tento postup se opakuje několikrát za sekundu. Na základě signálů o otáčkách kol, rychlosti vozidla a tlaku v brzdové soustavě udržuje řídicí jednotka tlak kapaliny v hydraulické soustavě na konstantní hodnotě.[11],[12] Tento proces se při prudkém nebo intenzivním brzdění opakuje tak dlouho, dokud nedojde buď k uvolnění brzdového pedálu z vůle řidiče, nebo až do chvíle krátce před zastavením vozidla (v rychlosti asi 4 km/h). Dosahuje se tak dokonalého efektu přerušovaného brzdění, které na vozovce používají při sportovních závodech jezdci bez systému ABS.

V případě použití systému ABS probíhá vše nezávisle na řidiči. Zvyšuje se aktivní bezpečnost vozidla, které je ovladatelným i při mnohých kritických situacích, zmenšuje se nebezpečí smyku a je dokonce možné brzdit i v zatáčkách. [13]

Systém ABS pracuje i na nezpevněném povrchu, při mokru nebo náledí s téměř stejnou účinností jako v případě suché vozovky. Systém dále zabraňuje zablokování kol vozidla při brzdění maximální silou. Nedochozí k nekontrolovatelnému klouzání vozidla, stále je možnost vozidlo řídit. [14]

Elektronické rozdělování brzdné síly [15] provádí regulaci brzdného tlaku mezi zadními a předními koly, takže i na zadní nápravě je umožněn maximální brzdný výkon, aniž by docházelo k tzv. „přebzdění“ vlivem odstředivých sil a v důsledku toho vybočení zádi

2. Přehled o současném stavu problematiky

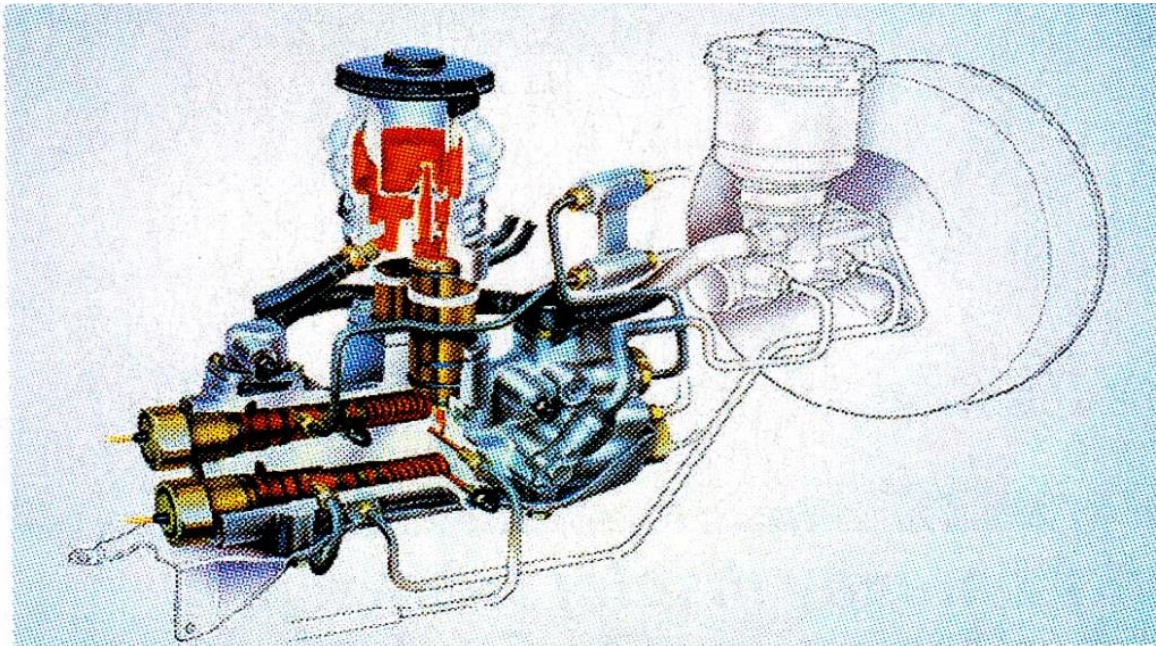
vozidla z osy jízdy. Přední brzdy se tím méně zahřívají, a tak se zmenšuje nebezpečí zeslabení účinku těchto brzd v důsledku nadměrného ohřevu.[16] Logicky se zmenšuje brzdná dráha, což je vždy výhodou pro bezpečnost provozu. ABS také spolehlivě zabráňuje zablokování kol při intenzivním brzdění. Dokud se totiž kola nezablokují, mohou vedle hlavní brzdné síly přenášet také dostatečné postranní síly, takže vozidlo zůstává při jízdě říditelné a stabilní. To pro řidiče znamená významnou výhodu pro zachování bezpečnosti. Při takovém způsobu brzdění je možné se případné překážce vyhnout nebo ji objet.

Na vývoji ABS spolupracovala s firmou Bosch (Teldix) automobilka Mercedes – Benz. Na obr. 1 je tehdejší třída S (W108) s tzv. pátým kolem ve zkušební provozu.



Obr. 1 Zařízení pro měření adhezních sil. [17]

Počátkem osmdesátých let minulého století někteří výrobci používali vlastní zařízení ABS. Příkladem je systém ALB (obr. 2) značky Honda z roku 1982. V praxi se však toto zařízení pro svou malou spolehlivost příliš neosvědčilo.



Obr. 2 Systém ALB [17]

V praxi je velmi jednoduché, jak se pozná fungující systém ABS - podle začínajícího „pulzování“ brzdového pedálu. Tím může být řidič včas varován a může dříve reagovat nebo přizpůsobit svou další jízdu situaci v provozu na pozemních komunikacích. Je však pochopitelné, že se musí se systémem seznámit, vědět, že ho v automobilu má zabudována také se správně naučit reagovat na „pulzování“ brzdového pedálu (nesmí se leknout a při pulzování pustit pedál, čímž by přestalo vozidlo úplně brzdit).

Jak významný prvek bezpečnosti je systém ABS, je potvrzeno i závěry jednání Asociace evropských výrobců automobilů (ACEA). V červenci 2004 bylo přijato rozhodnutí (od 2001 do července 2004 dobrovolně), že každé v Evropě nově homologované a vyrobené vozidlo musí být standardně vybaveno protiblokovacím brzdovým systémem (v podstatě se to týká všech vozidel). [18]

Podle dohody Asociace evropských výrobců automobilů jsou všechny automobily prodávané v Evropě s účinností od 1. 7. 2006 sériově vybaveny systémem ABS.[19]

Systém ABS je základním systémem aktivní bezpečnosti na vozidle.[20] Vývojoví pracovníci rovněž pamatovali na to, že na zařízení může vzniknout porucha. Protože je jeho

správná činnost přímo závislá na napětí palubní sítě vozidla (napětí baterie 12 V, napětí alternátoru elektronicky nastaveno na hodnotu 14.4 V) a přenosu signálů, je v elektronické řídicí jednotce ve zpětné vazbě bezpečnostní pojistka. Ta zaručuje, že při poruše ABS (např. již při nalomení kabelu přenosu signálu), nebo při registraci poklesu provozního napětí soustavy automobilu (pod 10,5 V), se zařízení samočinně odpojí.[21] V takovém případě se ihned na přístrojové desce rozsvítí výstražná signalizační kontrolka ABS - což pro řidiče znamená, že systém ABS není účinný. Stávající brzdová soustava zůstává dále neustále připravena k činnosti, vozidlo se ale při další jízdě chová tak, jako by systém ABS ve vozidle vůbec nebyl.

Na systém ABS postupně s rozvojem techniky a elektroniky navazovaly další systémy, které jej podporují, doplňují a dále přispívají ke zvýšení bezpečnosti provozu, ovladatelnosti vozidla, snížení spotřeby paliva a provozních náplní, snížení emisí škodlivin. Jedná se o konstrukčně, technicky, materiálově a elektronicky velice složitá a poměrně drahá zařízení, ale na druhou stranu mnohdy zachraňují značné materiální hodnoty a především životy a zdraví osob, které jsou nevyčísitelné.

Systém ESP (elektronický stabilizační program) [22] a systém brzdový asistent - BAS- uvedený systém přímo podporuje a rozvíjí systém ABS a ASR v tom, že soustavně porovnává aktuální jízdní stav se směrem jízdy, který řízením požaduje řidič. Zjistí-li rozdíl, to znamená, že automobil má sklon ke smyku, sníží točivý moment motoru a případně cíleným zásahem do brzdové soustavy vrátí vůz do stabilního stavu. [23]

To umožňuje v mnoha kritických situacích udržet požadovanou jízdní stopu. Brzdový asistent jako systém rozlišuje podle velikosti síly a rychlosti stlačení brzdového pedálu tzv. běžné a razantní (panické) brzdění. V případě prudkého brzdění urychluje nástup brzdného účinku a zkracuje tím brzdnu dráhu. Starší systém je mechanický, moderní, propojený se systémem ESP, je hydraulický a společně zaručuje efektivnější spolupráci a dále posiluje základní funkci ABS. V současné době je již montován na velkou část zejména osobních automobilů.

Systém EDS - elektronická uzávěrka diferenciálu - automaticky přibrzdí kolo hnací nápravy ve chvíli, kdy se samo začne z různých důvodů protáčet, zejména na povrchu se zhoršenými adhezními podmínkami (vjede na led, na mokrou trávu apod.), čímž umožní přenos části výkonu na druhé hnací kolo. Systém je nadstavbou dále vylepšující funkci ABS.

Systém MSR- regulace brzdného momentu - začne působit v okamžiku, kdy začne řidič příliš brzdít motorem a třeba na zledovatělém povrchu dojde ke ztrátě říditelnosti. V tom

případě stav registruje elektronický systém řízení motoru, automaticky zvyšuje otáčky, čímž dochází k záběru hnacích kol a činnosti diferenciálu.

System ASR - regulace prokluzu kol - jedná se o vyspělejší formu EDS a vzájemné ovlivňování se systémem ABS. [24]

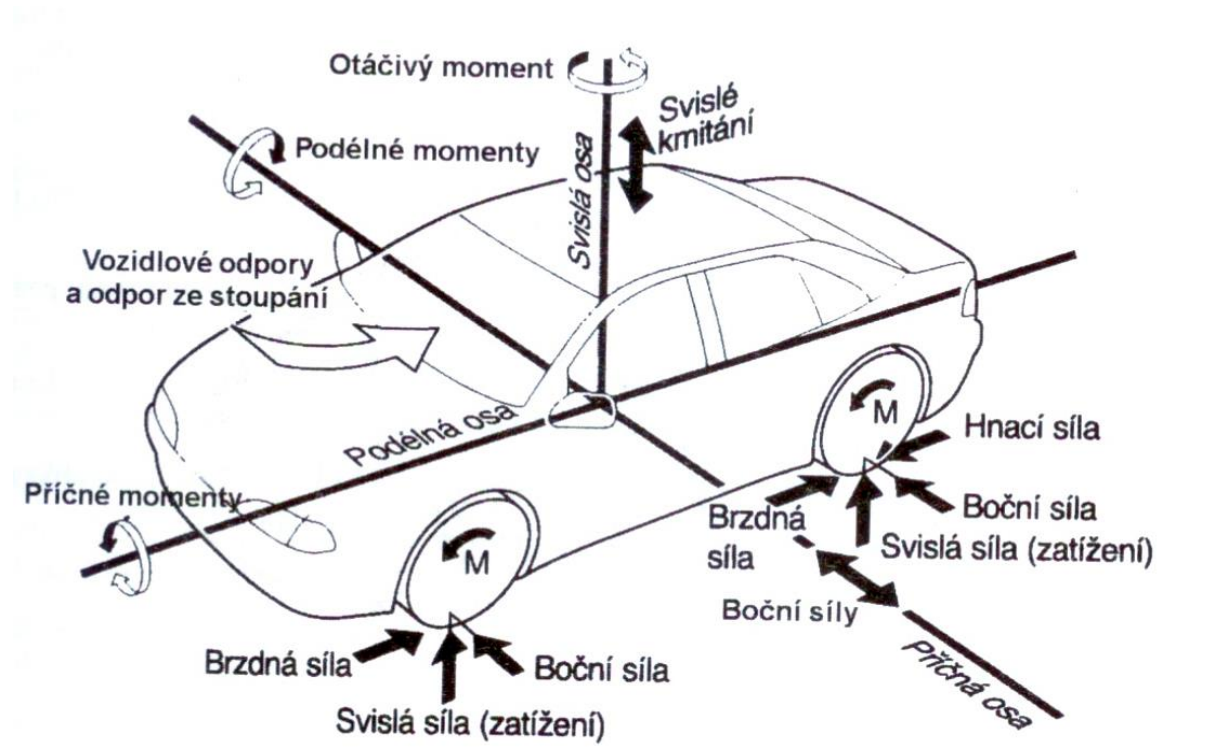
Uvedený systém dokáže okamžitě regulovat prokluz více hnacích kol, kromě regulace brzdné síly zamezuje prokluzu záběrových kol při prudké akceleraci a nedosažení meze adheze, elektronicky reguluje změnu síly záběru hnacích kol vozidla elektronicky ovládanou uzávěrkou diferenciálu. Používá se u vozidel s větším výkonem pohonné jednotky.

Při doplnění systémem EDS se prokluzující kolo nejprve přibrzdí a teprve pokud to nestačí, přichází zásah řídicí jednotky motoru, která elektronicky uzavírá diferenciál a střídá hnací kola v záběru.

System DSR (optimalizace brzdného účinku k řízení vozu) - je součástí systému ESP, který dále umožňuje dosáhnout kratší brzdné dráhy, brzdí-li řidič vůz na vozovce s rozdílnými adhezními podmínkami pod jednotlivými koly.

Malým momentem do volantu dává systém DSR řidiči impuls k vyrovnání smyku, čímž „odlehčí“ systému ESP a umožní přerozdělení brzdného účinku na kola s lepšími adhezními podmínkami. [25]

Na obr. 3 jsou ukázány síly, které mohou působit na vozidlo v různých jízdních režimech:



Obr. 3 Základní druhy sil, působících na vozidlo [26]

Elektronický stabilizační systém pomáhá řidiči předcházet vzniku smyku, případně pomoci při jeho vyrovnání. Dnes existuje mnoho různých výrobců a značek, princip funkce je však založen na stejné myšlence.

Jeden z prvních a zároveň nejvíce využívaných elektronických stabilizačních systémů nese označení ESP. Zkratka ESP pochází z anglického Electronic Stability Program. Systém ESP prostřednictvím cílených zásahů do řízení vozidla pomáhá zvládnout některé kritické situace, které mohou při jízdě nastat.

Je-li zjištěn nestabilní stav jízdních vlastností vozidla, dojde k okamžité samočinné aktivaci ESP. Tento systém prostřednictvím řízených brzdných zásahů a zásahů do řízení motoru i převodovky vozidlo stabilizuje. [27]

Systém ESP umožňuje využití jízdních vlastností až na samou hranici fyzikálních zákonů, tím přispívá ke zvýšení aktivní bezpečnosti. Ze statistik totiž vyplývá, že kdyby všechny vozy byly vybaveny ESP, zabránilo by se zhruba desetině dopravních nehod. [28]

Systém ESP vyhodnocuje stav jízdní stability 30 krát častěji než řidič, [29] v případě potřeby tak prakticky okamžitě zasahuje.

Princip:

Aby mohlo v kritické situaci ESP správně reagovat, musí znát odpovědi na dvě základní otázky. Kam řidič vozidlo směřuje a kam vozidlo doopravdy jede? Pro zodpovězení těchto otázek je systém vybaven celou řadou snímačů: [30],[31]

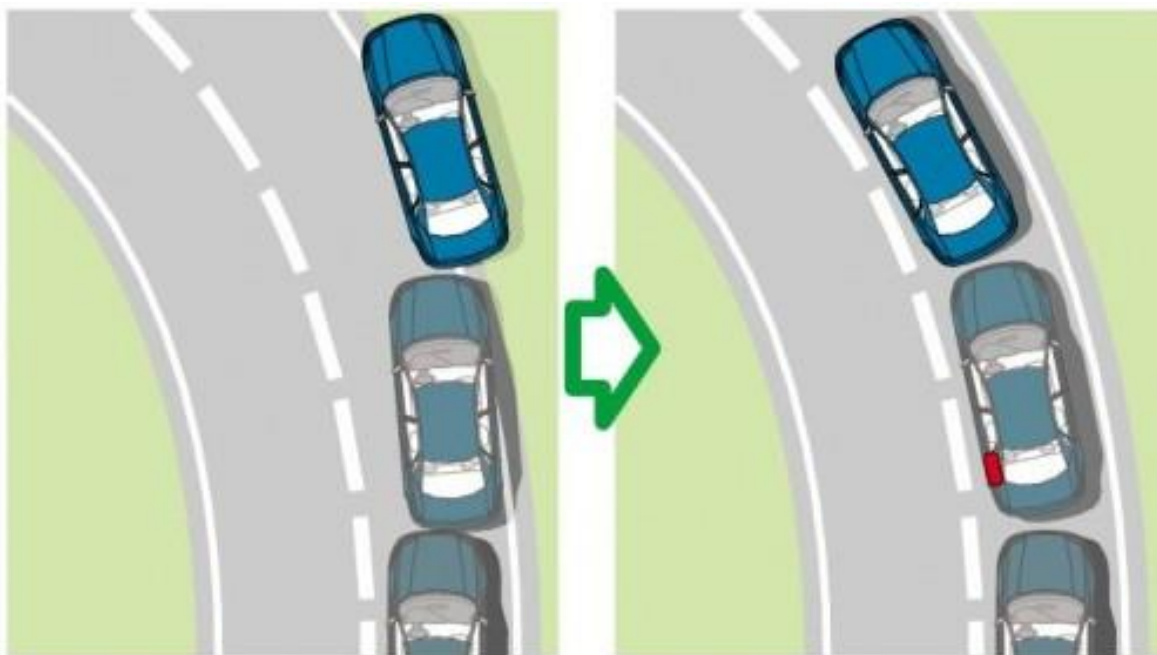
- Snímač úhlu natočení volantů
- Snímač otáček všech kol
- Snímač podélného a příčného zrychlení
- Snímač úhlu stáčení vozidla
- Snímač tlaku brzdové kapaliny
- Snímač polohy plynového pedálu
- Snímač naklonění vozidla

Snímač úhlu natočení volantu, snímač tlaku v hlavním brzdovém válci a snímač polohy plynového pedálu zodpoví první otázku, kam řidič vozidlo směřuje. Odpověď na druhou otázku, kam vozidlo skutečně jede, pomáhají zjistit měřič příčného a podélného zrychlení společně se snímači rotační rychlosti podle svíslé osy vozu a snímače otáčení kol. Přehled o celkové dynamické situaci vozidla pomáhají upřesnit údaje ze snímače naklonění vozidla.

Na základě těchto hodnot řídicí jednotkamůže porovnat požadovanou dráhu vozidla se skutečnou, a pokud se hodnoty liší, vyhodnotí situaci jako kritickou a zasáhne. [32]

Nedotáčivost (obr. 4)

Nedotáčivost je smyk přední nápravy a projevuje se neochotou vozidla zatočit. Podle vyhodnocení situace řídicí jednotkou sníží systém ESP točivý moment motoru a potlačí řadící procesy u automatických převodovek. Následně systém cílenými brzdnými zásahy na jedno nebo více kol vytvoří opačný otáčivý moment, než který dostal vozidlo do smyku. Při nedotáčivém smyku dojde nejdříve ke snížení tahu motoru a následně systém přibrzdí zadní kolo na vnitřní straně zatačky. Starší systémy používaly pro stabilizační zásah vnitřní zadní kolo. Současné systémy ESC využívají pro stabilizační zásah obě vnitřní kola.[33]



Obr. 4 Nedotáčivá charakteristika vozidla [26]

Přetáčivost (obr. 5)

Přetáčivost je smyk zadní nápravy, který se projevuje přílišným zatočením vozidla. Tento stav je hůř zvládnutelný než nedotáčivost. Při přetáčivém průjezdu zatáčkou systém ESP nejdříve přibrzdí kolo na vnější straně zatáčky, pokud ani tento zásah nestačí, nařídí řídicí jednotka krátkodobé přidání plynu. K tomuto stavu však dochází velmi zřídka.

Tímto způsobem systém ESP vyrovnává vznikající smyk. Princip vyrovnání nevyžaduje přímé zásahy do řízení. Ve skutečnosti se blíží způsobu, kterým jsou řízena pásová vozidla.



Obr. 5 Přetáčivá charakteristika vozidla [26]

Princip vyhnutí se překážce [34]

Uvažujme nejprve vozidlo bez ESP. Řidič se vyhýbá předmětu na vozovce, a proto nejprve trhne volantem doleva a následně doprava. Po tomto vyhýbacím manévru se zadní část vozu pohybuje rychleji a vozidlo se dostává do smyku. Otáčí se kolem svislé osy a pro řidiče je neovladatelné.

Nyní stejná situace u vozidla vybaveného ESP. Řidič opět prudce stáčí volant doleva a snaží se překážce vyhnout. Díky signálům přicházejícím z čidel rozpozná řídicí jednotka, že

vozidlo se dostává do nestabilního stavu a začíná zasahovat do řízení. Nejprve podpoří zatočení vozidla přibrzděním levého zadního kola. Zatímco vůz ještě zatáčí doleva, strhává řidič volant doprava s cílem navrátit vozidlo do původního směru. ESP přibrzdí pravé kolo, a tím podpoří zatočení doprava. Zadní kola se otáčejí volně a tím zajišťují vytvoření optimální stranové vodící síly.

Aby se zabránilo vybočení zadní části vozu při navracení se zpět do původního jízdního pruhu, vydá ESP příkaz přibrzdit levé přední kolo. Ve zvláště kritické situaci může dojít k úplnému zablokování kola, aby došlo k omezení boční vodící síly na přední nápravě. Po ukončení všech nestabilních stavů ukončuje ESP svoji činnost. [35], [36]

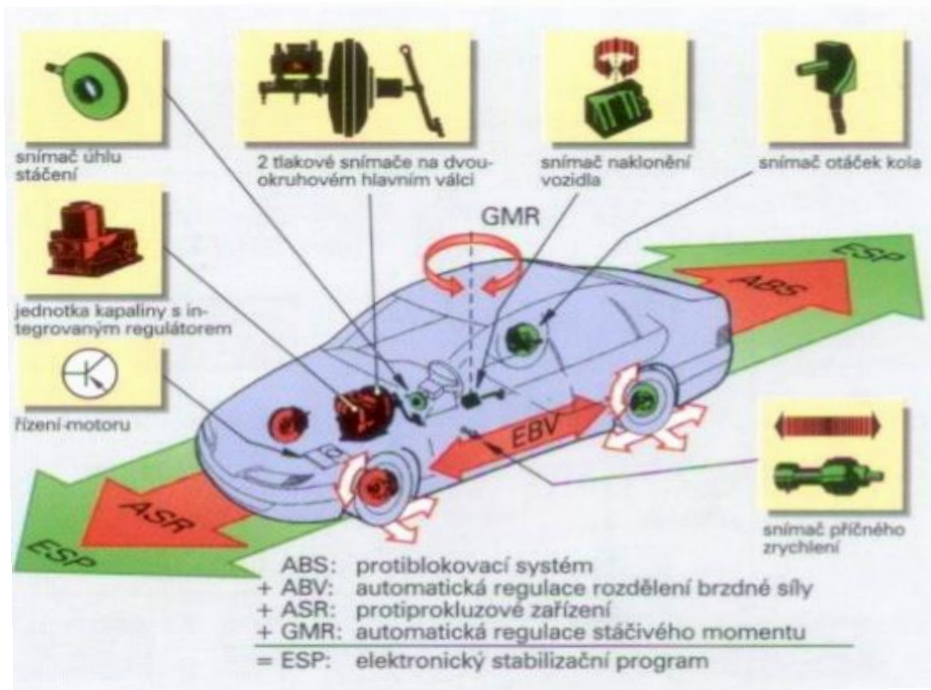
2.1. Historie

Objevení a následné zavedení ESP znamenalo v automobilovém průmyslu převratný pokrok. Prvním vozem, který byl vybaven systémem ESP, se stal v roce 1995 Mercedes s modelem E nové generace. Cena nového systému však byla pro obecné nasazení příliš vysoká. Kvůli nezdařilému testu švédských novinářů s vozidlem bez ESP v roce 1997 se tak ESP rychle dostalo i do výbavy vozidel nižších tříd. Při tomto testu nového Mercedesu třídy A si automobil nedokázal poradit s tzv. losím testem a převrátil se.[27] To vzbudilo mnoho kritiky. Aby značka Mercedes neztratila kredit, začala vybavovat i tyto levnější modely systémem ESP. Nemalou měrou se o existenci ESP zasloužila i firma BOSCH, která se zabývá vývojem těchto a podobných elektronických systémů a zároveň je jeho největším výrobcem.

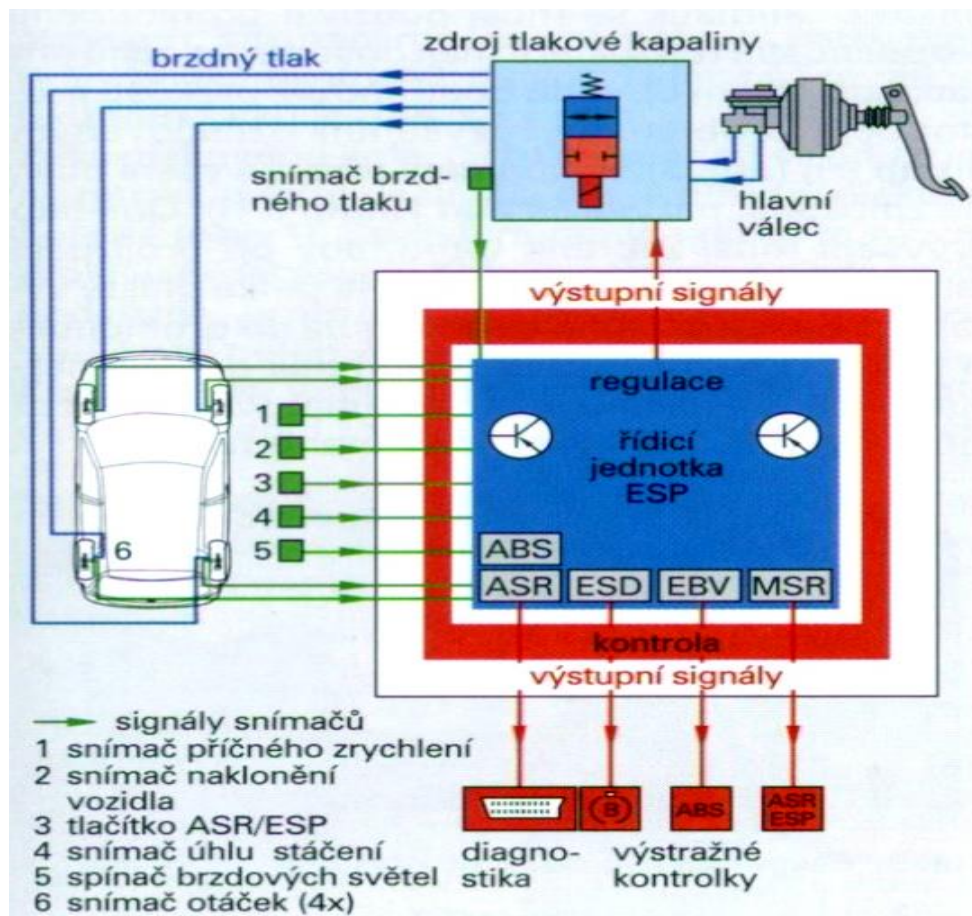
Automobilka Volkswagen začala používat nové pojmenování elektronického stabilizačního systému ESP, aby zdůraznila jeho vylepšení integraci mnoho dalších bezpečnostních prvků. Její název je ESC (Electronic Stability Control).

Na obr. 6 je znázorněna struktura ESP a na obr.7 jeho blokové schéma

2. Přehled o současném stavu problematiky



Obr. 6 Struktura ESP [26]



Obr. 7 Blokové schéma ESP [26]

2.2. Snímače často používané v automobilech[37],[38]

V této kapitole uvádím ukázkou snímačů, které se používají v automobilech a které by svým zaměřením bylo možno využít v souvislosti s jejich využitím v této disertační práci navržené pneumatické reaktivní stabilizaci vozidel. Tato kapitola si však neklade za cíl úplný výčet a podrobný popis všech druhů snímačů používaných ve vozidlech, neboť to rozsahem není možné a také to není primárním cílem této disertační práce.

Obecné požadavky na snímače[39]

- Jednoznačná závislost výstupní veličiny na veličině vstupní
- Přesnost snímače a reprodukovatelnost výsledku měření
- Lineární tvar statické charakteristiky
- Optimální dynamické parametry (časová konstanta, šířka přenášeného frekvenčního pásma)
- Minimální závislost na parazitních vlivech (teplota, tlak, vlhkost, chvění)
- Minimální signálové zatěžování měřeného objektu
- Jednoduchá konstrukce, snadná údržba a dostupná cena

Odporové snímače teploty (obr. 8 a obr. 9)

- Využívají principu změny odporu s teplotou
- Mohou být kovové a polovodičové
- Kovové - Pt, Ni, Cu
- Polovodičové - např. termistory (pozistory, negastory), dále monokrystalické nebo s PN přechodem
- Použití pro měření teploty motoru, teploty stlačeného vzduchu v tlakové nádobě apod.



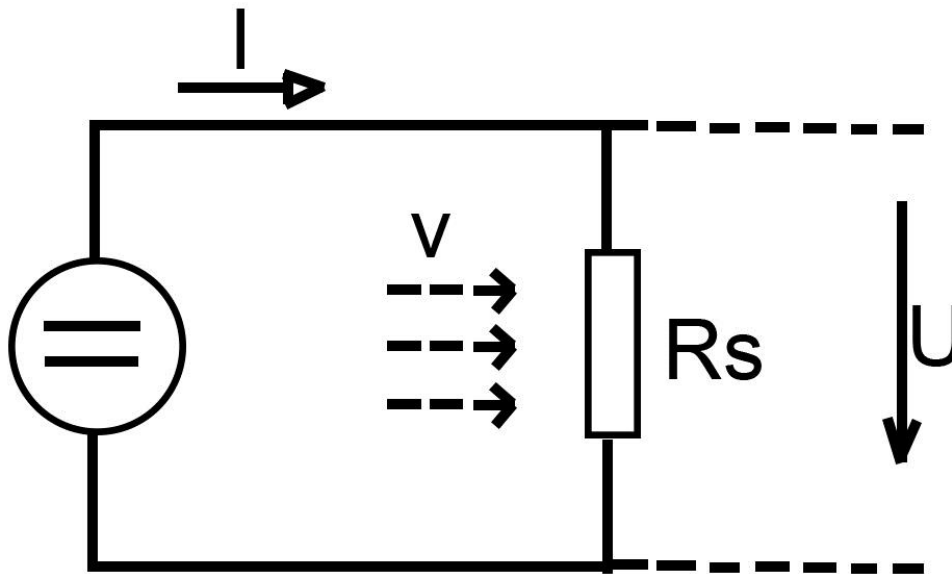
Obr. 8 Odporový snímač teploty (Easytemp TMR31) [26]



Obr. 9 Odporový snímač teploty (JUMO Dtrans T100 - závitové odporové teploměry bez převodníku, mohou být i v provedení s převodníkem) [26]

Odporové snímače proudění (obr. 10)

- Slouží pro měření proudícího vzduchu, např. nasávaného do motoru nebo do kompresoru
- Anemometr se žhaveným drátkem, případně se žhavenou vrstvou
- K měření může být využit platinový snímač teploty



Obr. 10 Schéma zapojení odporového snímače proudění

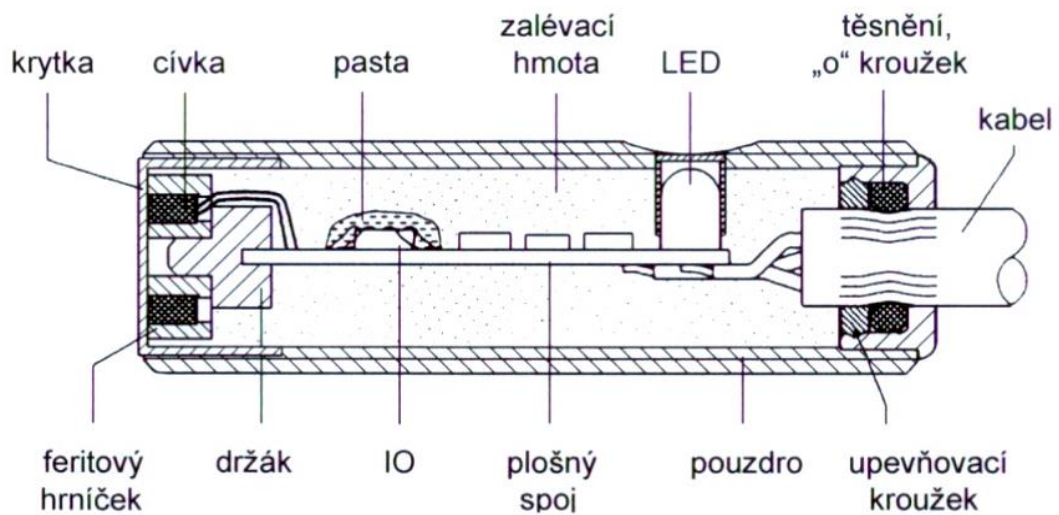
Indukční snímače

- Princip snímače je založen na změně impedance cívky vlivem vířivých proudů indukovaných ve snímaném předmětu. Příkladem použití ve vozidle je systém ABS.
- Pracují bezdotykově
- Bez zpětného působení
- Jsou odolné vůči vlivům provozního prostředí
- Vysoká spolehlivost

Na obr. 11 je příklad skutečných indukčních snímačů a na obr. 12 je znázorněn řez indukčním snímačem včetně popisu.



Obr. 11 Příklady indukčních snímačů [26]



Obr. 12 Řez indukčním snímačem [26]

Snímače přímo spolupracující s ESP

Snímačů, které dodávají potřebné vstupní údaje řídicí jednotce ESP je mnoho typů od různých výrobců a tak se z tohoto velkého množství různých produktů omezím na ukázkou několika typických snímačů, používaných např. skupinou VW, případně dalšími výrobci automobilů (výrobci snímačů většinu údajů utajují jako výrobní tajemství).

Na obr. 13 je snímač otáček kol pro Škodu Octavia (zadní kola), který má robustní konstrukci a příznivou cenu.



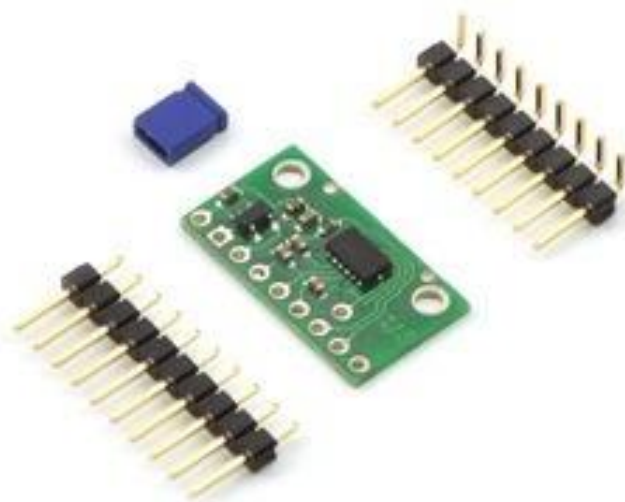
Obr. 13 Snímač otáček kol Škoda Octavia [40]

Na obr. 14 je snímač příčného a podélného zrychlení pro Škodu Octavia, který spolupracuje se systémem ESP pomocí řídicí jednotky ABS.



Obr. 14 Snímač zrychlení Škoda Octavia [41]

Na obr. 15 je 3D akcelerometr řady MMA 7361 LC3 - Axis firmy Freescale, které mají výborné dynamické vlastnosti při malé spotřebě energie a malém rozměru pouzdra.



Obr.15 3D akcelerometr Freescale MMA 7361 LC3 - Axis [42]

2.3. Možnosti dalšího vývoje ESP

Rád bych v této práci naznačil možný směr dalšího vývoje stabilizace vozidel při jízdě. Je zřejmé, že tyto systémy musí být schopny pracovat velmi rychle v kritických situacích, do kterých se řidič vozidla (především jde o automobily osobní) dostane buď nepřiměřeně velkou rychlostí při najetí do zatáčky, nebo nečekanou ztrátou adheze v zatáčce, např. změnou kvality povrchu vozovky, případně obojím dohromady.

V současnosti používané systémy stabilizace vozidel pracují, jak již bylo řečeno, ve spojení s ABS. Pomocí snímače tlaku brzdové kapaliny [43] je řídicí jednotka informována o tlaku v brzdovém systému, měří tlak tvořený sešlápnutím brzdového pedálu. Aby se zvýšila pravděpodobnost správnosti údaje, vysílá snímač dva na sobě nezávislé signály o tlaku. Snímač vysokého tlaku měří tlak brzdové kapaliny v hydraulické jednotce systémů pro zjištění bezpečnosti (např. ESP). Tento tlak může být až 25 MPa.

Řídicí jednotka ABS tyto signály neustále vzájemně porovnává. Pomocí snímače tlaku brzdové kapaliny je řídicí jednotka informována o aktuálním tlaku v brzdovém systému. Je-li nutný zásah ESP, použije řídicí jednotka hodnotu brzdného tlaku také k výpočtu stranových sil.

Snímač podélného zrychlení, který je další součástí systému, se montuje jen do vozů s náhonem na všechna kola. U vozidel s pohonem kol jen na jedné nápravě vypočítává systém podélné zrychlení ze signálů snímače brzdného tlaku, snímače otáček na kolech a z informací řídicí jednotky motoru. U vozidel s pohonem všech kol by podélné zrychlování zjištěné ze snímačů otáček kol mohlo být vzhledem k nižším hodnotám tření mezi pneumatikami a vozovkou nepřesné.

Snímač příčného zrychlení podává informaci o tom, jaké stranové vodící síly působí na vozidlo. Tato informace je důležitá pro výpočet sil, které je potřeba překonat, aby bylo možno vozidlo udržet v zamýšlené dráze. Snímač zjišťuje, zda se vozidlo neotáčí kolem svislé osy. Základní součástí snímače rotační rychlosti je mikromechanický systém s dvojitou ladičkou z monokrystalu křemíku, který je umístěn na destičce snímače. Dvojitá ladička je tvořena budící ladičkou a měrnou ladičkou.

Další částí stabilizace vozidel je snímač úhlu natočení volantu. Tento snímač vysílá jednak signál o úhlu natočení volantu, jednak signál o rychlosti otáčení volantem. Oba signály jsou nejprve vyhodnocovány v řídicí jednotce a následně vysílány do řídicí jednotky

elektromechanického servořízení. Pro řídicí jednotky Bosch jsou k dispozici dva absolutně měřící magnetické snímače úhlu, které (na rozdíl od inkrementálně měřících snímačů) poskytují v každém okamžiku informaci o úhlu natočení volantu v celém rozsahu úhlů.

Značnou část informací o chování vozidla na vozovce poskytují akcelerometry, tedy senzory pro měření statického nebo dynamického zrychlení. Jsou používány nejen pro měření odstředivých a setrvačných sil, ale také pro určování polohy tělesa, jeho naklonění nebo případně vibrací. Jejich nejrozšířenější uplatnění je patrně právě v automobilovém průmyslu. Akcelerometry měří zrychlení, tzn., že přeměňují zrychlení (změnu pohybu) na měřitelný elektrický signál.

V podstatě se využívá hlavně těchto principů:

- Piezoelektrické akcelerometry využívají piezoelektrický krystal, který generuje náboj úměrný působící síle, která při zrychlení působí na každý objekt
- Piezorezistivní akcelerometry využívají mikrokřemíkovou mechanickou strukturu, kde zrychlení odpovídá změně odporu
- Akcelerometry s proměnnou kapacitou používají také mikrokřemíkovou mechanickou strukturu, kde zrychlení odpovídá změně kapacity

Všechny tyto typy stabilizace vozidel tedy využívají informace o chování vozidla a silách na něj působících k jeho udržení v zamýšlené trajektorii pomocí přibrzdování jednotlivých kol, případně změnou točivého momentu motoru či jeho přerozdělení na jednotlivé nápravy, resp. jednotlivá kola. Společnou nevýhodou všech těchto systémů je adhezni řešení, které spoléhá na to, že při počáteční fázi smyku není přilnavost všech pneumatik vozidla k vozovce změněna stejným způsobem a že lze využít k odvrácení hrozícího smyku to kolo (kola), která mají v tom okamžiku přilnavost nejlepší. Ve většině běžných situací to postačí a chyba řidiče je napravena.

Může ovšem nastat situace, kdy nastane prudká ztráta adheze zcela nečekaně a to v takové míře, že nepatrné zbytky adheze nemohu problém zvládnout a v této opravdu kritické chvíli vozidlo opouští původně zvolenou trajektorii po tečně ven z oblouku – zatáčky.

2.4. Shrnutí současného stavu využívání reaktivních sil

První historická zmínka o principu využití reaktivní síly je datována již do první poloviny prvního století našeho letopočtu. Řecký matematik a mechanik Heron Alexandrijský vynalezl způsob produkce síly založené na v té době ještě neznámém principu akce a reakce, později formulovaném sirem Isaacem Newtonem v jeho Principiích jako v pořadí třetím zákoně mechaniky. Dnes je stroj, vynalezený Heronem znám pod pojmem Heronův hrnec, nebo také Heronův parní stroj. Stroj sestává z uzavřené kovové nádoby naplněné vodou, uložené otočně ve dvou ložiskách. Nádoba je opatřena dvěma protilehlými trubicemi, které vystupují radiálně z nádoby a jsou posléze zahnuty do tangenciálního směru a ukončeny tryskami. Nádoba se ohřívá pod ní umístěným kahanem a vodní pára pak vystupuje vysokou rychlostí tryskami a vytváří točivý moment, který nádobou otáčí.

Dalším historicky doloženým využitím reaktivního pohonu je realizace raketového pohonu v Číně již v roce 1232, použitého při obraně proti nájezdu 30 000 Mongolů pomocí šípů poháněných raketovým motorem na střelný prach.[51]

Počátkem 20. století rozpracoval stavby raketových nosičů ruský vědec Konstantin Eduardovič Ciolkovskij.

Autorem prvních realizací raketových motorů moderní konstrukce byl americký inženýr a vědec Robert Hutchings Goddard, který v roce 1926 uskutečnil první let rakety na kapalné palivo vlastní konstrukce. Tento pionýrský počín zahájil rozvoj a rychlý vývoj raketového pohonu, který se významně uplatnil ve zbraňových systémech v průběhu druhé světové války, po níž se dále přenesl do vývoje raket pro dopravu nákladu do vesmíru. (Goddardovy práce použil pro tvorbu své rakety i Wernher von Braun, který sestrojil značně vylepšenou raketu A-4, která je obecně známa jako V2).

Raketový pohon je charakterizován produkcí tahu, jehož fyzikální podstata spočívá v silovém působení vysoce stlačené propulzní látky v tlakovém prostoru raketového motoru, v případě chemických raketových motorů ve spalovací komoře, které je ale dále podmíněno expanzí této propulzní látky do okolního prostředí. Expanze je proces, při kterém propulzní látka protéká vhodně tvarovaným kanálem, kterému se říká hnací tryska, a při průtoku touto tryskou dochází k postupnému snižování tlaku při rostoucí rychlosti proudění až na tlak okolního prostředí. Rychlost ve výstupu z trysky v případě průtoku ideální tekutiny bez tření, rovnoměrného rychlostního pole ve výstupu a dokonalé expanze propulzní látky v trysce je

pak rovna v souladu s druhým zákonem mechaniky časové změně toku hybnosti propulzní látky při průtoku tryskou, tedy vzhledem k tlakovému prostoru raketového motoru součinem hmotnostního průtoku propulzní látky tryskou a výstupní rychlosti.

Princip raketového pohonu je využíván v řadě oblastí. Vedle kosmických aplikací, kde je hlavním zdrojem pohonu raketových nosičů, zdrojem tahu ve stabilizačních pohonech kosmických lodí a družic, pohonem pro astronauty pohybující se mimo kosmickou loď ve volném prostoru, je využití raketového pohonu i v letectví, například parní raketové akcelerátory na letadlových lodích sloužících k urychlení startujících letadel, případně pomocné raketové motory bitevních letadel umožňujících vzlet na krátkých drahách či při extrémních teplotách vzduchu na letišti. Speciální raketové motory slouží v záchranných katapultážních systémech bitevních i cvičných letadel a také jako pohony, kterými se aktivují záchranné padáky osob i lehkých letadel.

Společnou vlastností uvedených raketových motorů je relativně velmi vysoký tah při malých rozměrech samotného motoru, ovšem za cenu vysoké spotřeby pohonné látky. Z tohoto důvodu je doba, kterou je raketový motor tohoto typu schopen produkovat tah velmi malá, řádově sekundy u motorů na pevná paliva a minuty u motorů na kapalná paliva.

Reaktivního principu pro stabilizaci bitevních letadel s kolmým startem a přistáním se používá například u britského letounu Sea Harrier a také u nejnovějšího amerického nadzvukového bitevníku F 35 Joint Strike Fighter. Stabilizaci zajišťuje sada trysek umístěných v největší možné vzdálenosti od těžiště letounu na křídlech a vpředu a vzadu na trupu. Na rozdíl od raketových motorů pracujících s propulzní látkou nesenou na palubě rakety či letadla, pracují stabilizační raketové pohony s tlakovým vzduchem, který je do trysek přiváděn kontinuálně od lopatkového kompresoru motoru, tedy při stálém tlaku a teplotě. Je totiž třeba stabilizovat letoun po celý přistávací či vzletový manévr trvající delší dobu, přičemž velmi podstatnou vlastností systému je schopnost plynulé a velmi jemné regulace tahu všech stabilizačních trysek automatickým systémem řízení pracujícím nezávisle na pilotovi.

V automobilovém průmyslu se využívá klasických raketových pohonů v napínacích zařízeních bezpečnostních pásů posádky, které se iniciují v případě kolize společně s airbagy. V každém případě se jedná o jednorázové použití těchto zařízení.

3. Cíle práce

1. Provést přehled a zhodnocení možností současných systémů stabilizace vozidla.
2. Teoreticky navrhnout pneumatický reaktivní systém stabilizace vozidla spolupracující s ESP.
3. Teoreticky spočítat parametry trysky a korekční sílu získanou v jednotlivých diferenčních krocích činnosti pneumatického systému při stabilizaci vozidla.
4. Vyhodnotit možnosti navrženého reaktivního pneumatického systému stabilizace vozidla.

4. Zvolené metody zpracování

Novým trendem ve vývoji a možnou nadstavbou k výše popsanému adheznímu bezpečnostnímu systému může být pneumatická reaktivní stabilizace vozidel.

Jde o myšlenku využití Newtonova zákona akce a reakce pomocí silně stlačeného vzduchu a trysek umístěných v rozích karoserie blízko kol, kterými lze v kritické chvíli krátce a prudce vyfouknout určité množství vzduchu. Získaná korekční síla bude působit proti odstředivé síle a pomůže udržet vozidlo v původní dráze.

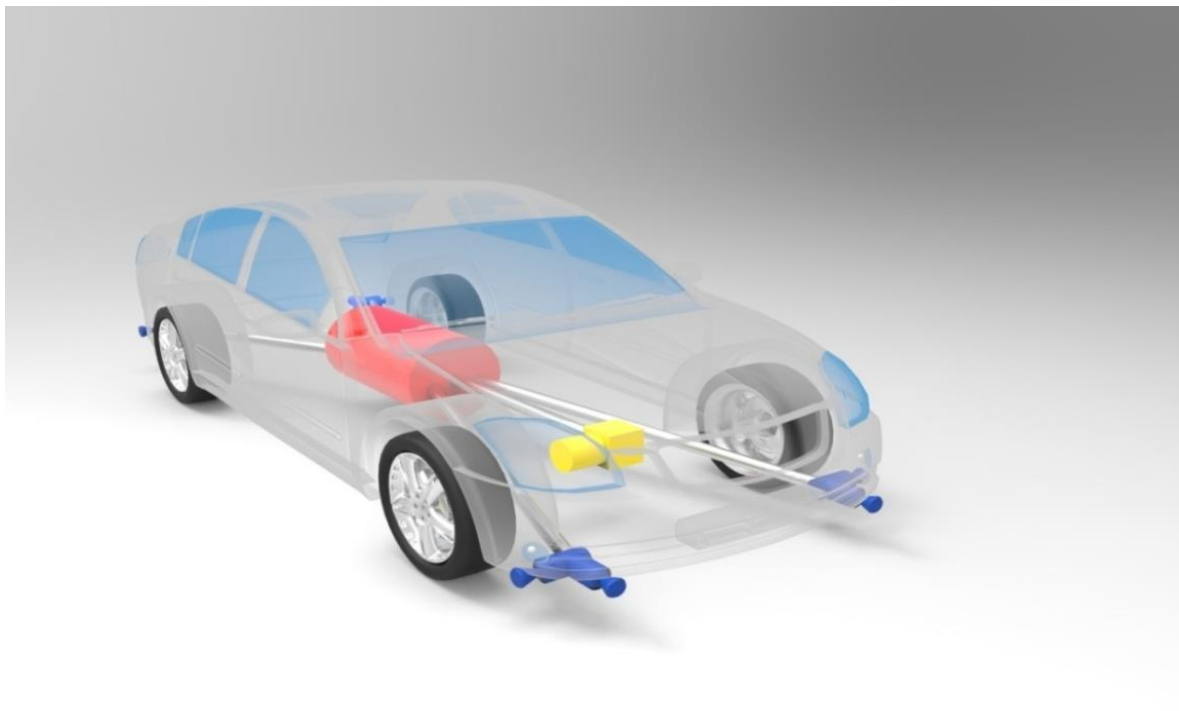
Veškeré výpočty spojené s návrhem a v této disertační práci popsaném řešení pneumatické reaktivní stabilizace vozidel byly provedeny pomocí programu Matlab.

Potřebné komponenty jsou:

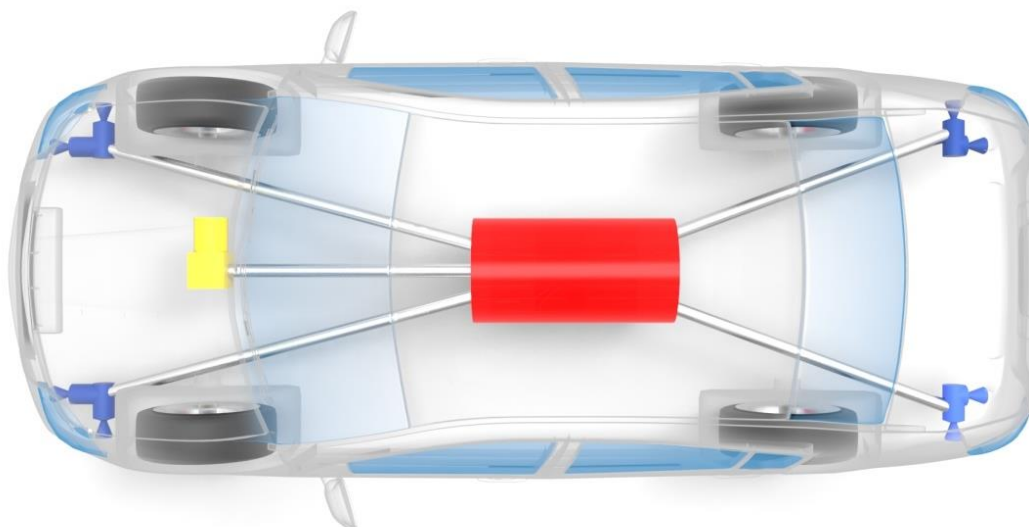
Zásobník stlačeného vzduchu - tlaková nádoba, tlakové potrubí k tryskám, vlastní trysky u kol vozidla, rychlé ventily u trysek, vysokotlaký kompresor a napojení na řídicí jednotku stávajícího ESP.

Navigace ve vozidle bude konstruována tak, aby dokázala porovnat poloměr blížící se zatáčky s aktuální rychlostí vozidla, a tak v součinnosti s dalšími snímači (především vnější teplota a vlhkost vzduchu) rozpoznat dopředu hrozbu kolizní situace. Tím bude řídicí jednotka ESP lépe připravena k případnému zásahu a řidiči se poměrně včas rozsvítí varovná kontrolka signalizující hrozící nebezpečí.

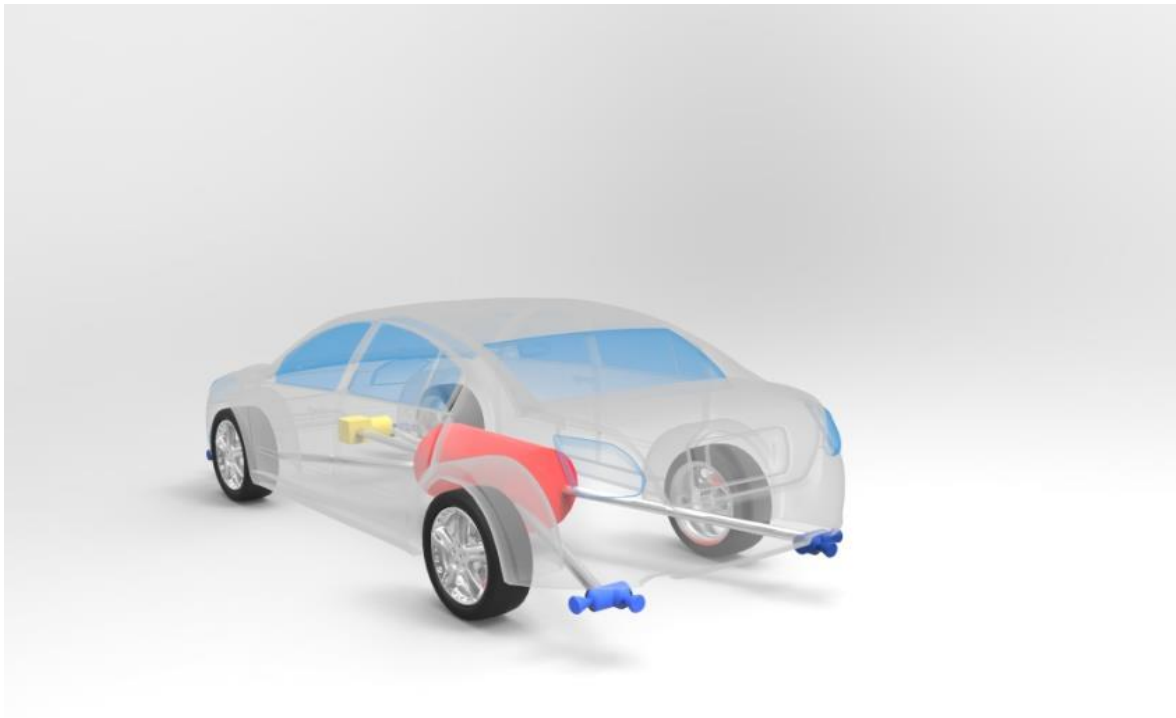
Na obr. 16 až 18 je v průhledovém znázornění nakresleno schématické uspořádání výše zmíněných komponentů ve vozidle.



Obr. 16 Schématický nákres uspořádání komponentů ve vozidle (přední pohled)



Obr. 17 Schématický nákres uspořádání komponentů ve vozidle (pohled shora)



Obr. 18 Schématický náčrt uspořádání komponentů ve vozidle (zadní pohled)

Červenou barvou je označena tlaková nádoba na stlačený vzduch, umístěná v těžišti vozidla, žlutě vysokotlaký kompresor, bíle tlaková potrubí a modře trysky v rozích karoserie.

Umístění trysek do stran umožňuje hlavně korekci začínajícího smyku, umístění směrem před vozidlo pomůže také při rozpoznání hrozícího nárazu do překážky (tyto radarové bezpečnostní systémy jsou již součástí některých vozidel) a trysky směřované dozadu pomohou při zapadnutí např. do sněhu nebo při potížích s vyjetím zledovatělého úseku v prudkém kopci.

4.1. Návrh pneumatického systému

Pneumatický systém

Při návrhu celého systému je třeba si uvědomit, jak se vozidlo chová, jestliže dochází k jeho smyku. Při průjezdu zatáčkou na vozidlo působí adhezní síly, odstředivá síla, tíhová síla a odporová síla vzduchu. Odporovou sílu vzduchu v tomto návrhu můžeme zanedbat.

Pro navrhovaný pneumatický systém je třeba stanovit, jaký typ tlakové nádoby by se dal použít a dále jaké použít ventily.

Tlaková nádoba

Po prostudování celé situace je zřejmé, že stlačený vzduch lze uchovávat v klasické tlakové nádobě, která bude umístěna v podlaze ve středu vozidla. K této tlakové nádobě bude připojen kompresor.

Použitelné jsou tlakové nádoby, které nabízí např. firma TechnoAir, nebo firma Compressed Gas CZ s.r.o. Tyto tlakové nádoby svojí kapacitou a tlakovou odolností vyhovují zadání této práce.

Ventily

Pro zvolení vhodného ventilu je důležité spočítat průtok vzduchu a tlak vzduchu, který by měl procházet ventilem (viz. tabulkyč. 1 až 9, str. 59, 60, 64, 65, 69 a 70). Bylo by vhodné použít rychlé ventily, aby dokázaly co nejrychleji pustit vzduch do trysky, když vozidlo dostane smyk.

Firma Camozzi [44] nabízí 2/2 cestné ventily série A, které jsou vhodné pro suchý a mazaný vzduch. Tyto ventily mohou být bez proudu vzduchu uzavřené nebo otevřené. Jsou to elektromagnetické ventily, kde např.: cívka typu G90 vyvolává velmi krátký impuls pro otevření ventilu, který netrvá déle než 20 ms.

Další možností by bylo použít rychlé ventily MH [45] od firmy Festo, (obr. 19), které umožňují velmi krátké a opakovatelné časy sepnutí. Ventily řady MH nevyhovují v plném rozsahu požadovaných parametrů, ale byly zvoleny na ukázkou, protože jsou vyhovující právě z hlediska rychlosti spínání. Pro konkrétní použití by musely být vyvinuty ventily, které by vydržely potřebné tlakové a teplotní zatížení (platí i pro ventily firmy Camozzi).



Obr. 19 Rychlý ventil kategorie MH [46]

4.2. Řešení výpočtu a obecný návrh trysky [47],[48]

Stlačitelnost plynů je příčinou, že zákony, jimiž se řídí proudění a hlavně výtok plynů z nádob, jsou poněkud složitější než při proudění nestlačitelných kapalin. Proudění ideálního plynu bez vnitřního tření za ustáleného stavu se děje rovněž ve shodě s Bernoulliovou rovnicí pro stlačitelné tekutiny, kde je třeba respektovat princip zákona o zachování energie zahrnutím stlačitelnosti a vnitřní energie plynu, zatímco je možné zanedbat polohovou energii z důvodu velmi malé hustoty plynu vzhledem ke kapalinám.

Bernoulliho rovnice pro ideální plyny pak pro předpoklad adiabatických změn termodynamického stavu plynu vyplývá z následujících vztahů:

Vycházíme-li z Bernoulliho rovnice pro nestlačitelné tekutiny

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 = \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 \quad (1)$$

kde

w ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) = rychlost

p (Pa) = tlak

ρ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) = hustota

g ($\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$) = tíhové zrychlení

h (m) = potenciální výška

můžeme v případě stlačitelné tekutiny vzhledem k malé hustotě zanedbat potenciální výšku h a nahradit tlakovou energii pro nestlačitelnou tekutinu vztahem vztahem, který respektuje stlačitelnost a tedy hustotu ρ jako funkci tlaku p .

Obecně pro tlakovou energii platí

$$P = \frac{p}{\rho}, \quad dP = \frac{dp}{\rho}$$

kde

P (J) = tlaková energie

Při časově rychlých změnách stavu, kdy případné efekty sdílení tepla s okolím jsou zanedbatelně malé, můžeme tyto děje považovat za adiabatické. Vztah mezi tlakem a hustotou můžeme popsat rovnicí adiabaty, která je pro ideální plyny vyjádřena

$$p \cdot V^\kappa = \frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konst.} \Rightarrow p = \rho^\kappa \cdot \text{konst.}$$

kde

$V (\text{m}^3)$ = objem

$$dp = \text{konst.} \cdot \kappa \cdot \rho^{\kappa-1} \cdot d\rho \quad (2)$$

kde

κ = Poissonova konstanta

(pro vzduch a dvouatomové plyny $\kappa = 1,4$)

Diferenciál tlakové energie pro stlačitelnou tekutinu dP pak lze vyjádřit

$$dP = \frac{dp}{\rho} = \text{konst.} \cdot \kappa \cdot \rho^{\kappa-2} \cdot d\rho \quad (3)$$

Integrací získáme změnu tlakové energie mezi stavy 1 a 2.

$$P = \int_1^2 dP = \kappa \cdot \textit{konst.} \int_{\rho_1}^{\rho_2} \rho^{\kappa-2} d\rho = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \textit{konst.} \cdot \rho^{\kappa-1} \quad \left| \begin{array}{l} 2 \\ 1 \end{array} \right. \quad (4)$$

Dosazením za $\rho^{\kappa-1}$ z rovnice adiabaty

kde

$$p = \textit{konst.} \cdot \rho^\kappa \cdot \frac{1}{\rho} \Rightarrow \frac{p}{\rho} = \textit{konst.} \cdot \rho^{\kappa-1}$$

dostaneme:

$$P = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p}{\rho} \left| \begin{array}{l} 2 \\ 1 \end{array} \right. = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \quad (5)$$

Bernoulliho rovnice pro ideální stlačitelné tekutiny je pak vyjádřena vtahem

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{w_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} = \textit{konst.} \quad (6)$$

Bernoulliho rovnici pro stlačitelné tekutiny také můžeme vyjádřit také z podmínky zachování celkové entalpie plynu

$$i_c = c_p \cdot T_c \quad (7)$$

kde

i_c = celková entalpie plynu

c_p (J . kg⁻¹ . K⁻¹) = měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku

(pro vzduch $c_p = 1004$ J . kg⁻¹ . K⁻¹)

T_c (K) = celková teplota plynu

$$T_c = T + \frac{w^2}{2 c_p}$$

kde

T (K) = statická teplota

Tato podmínka zachování celkové entalpie plyne z energetické rovnice

$$\frac{w^2}{2} + \frac{p}{\rho} + u = i_c \text{ konst.} \quad (8)$$

kde

u (J) = vnitřní energie plynu

$$u = c_v \cdot T$$

kde

c_v (J . kg⁻¹ . K⁻¹) = měrná tepelná kapacita při stálém objemu

(pro vzduch $c_v = 717$ J . kg⁻¹ . K⁻¹)

Dosazením za $\frac{p}{\rho}$ z rovnice stavu plynu

$$\frac{p}{\rho} = r \cdot T$$

kde

r (J . kg⁻¹ . K⁻¹) = plynová konstanta

(pro vzduch $r = 287,04$ J . kg⁻¹ . K⁻¹)

dostaneme

$$\frac{w^2}{2} + r \cdot T + c_v \cdot r = konst.$$

$$\frac{w^2}{2} + (c_v + r) \cdot T = konst.$$

$$\frac{w^2}{2} + c_p \cdot T = konst.$$

$$\frac{w^2}{2} + i = konst.$$

kde

i = statická entalpie plynu

$$i = c_p \cdot T$$

Celková entalpie plynu je dána součtem statické entalpie a kinetické energie

$$i_c = \frac{w^2}{2} + c_p \cdot T = \frac{w^2}{2} + i \quad (9)$$

Dosažením vztahu z rovnice stavu

$$T = \frac{1}{r} \cdot \frac{p}{\rho}$$

Do energetické rovnice

$$\frac{w^2}{2} + c_p \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{p}{\rho} = konst.$$

Dostaneme Bernoulliho rovnici pro stlačitelnou tekutinu

$$\frac{w^2}{2} + \frac{c_p}{c_p - c_v} \cdot \frac{p}{\rho} = konst. \quad (10)$$

$$\frac{w^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p}{\rho} = konst. \quad (11)$$

Průtok Lavalovou tryskou v návrhových poměrech [49],[50]

Pro dosažení nadzvukové výtokové rychlosti pro případy nadkritických tlakových poměrů se musí v souladu s větou Hugoniotovou tvarovat tryska nejprve jako trubice, která je tvořena zužující se částí, ve které plyn expanduje a v nejužším průřezu trubice dosahuje jeho rychlost proudění právě rychlosti zvuku příslušející danému stavu, tedy teplotě v tomto nejužším průřezu, nazývaným hrdlem. Další zvyšování rychlosti proudění do nadzvukových hodnot je možné jen další expanzí do výstupního tlaku ve výstupním průřezu trysky, které je umožněno v oblasti nadzvukového proudění zvětšováním průtočného průřezu trysky. Trysca, která umožňuje expanzi plynu do nadzvukových rychlostí, říkáme Lavalova tryska, případně

také konvergentně-divergentní tryska, složená z přední zužující se části s podzvukovým prouděním a následně rozšiřující se části s prouděním nadzvukovým.

Má-li Lavalova tryska pracovat při tzv. návrhových poměrech, kdy proudění lze považovat za izoentropické, musí být výtokový průřez dimenzován tak, aby v něm byl tlak $p_2 = p_e$. Výhodou Lavalovy trysky je, že dokáže v případě izoentropického průtoku zpracovat celý tlakový spád $p_0 - p_e$ v kinetickou energii. Nevýhodou je, že takovému návrhovému stavu vyhovuje jediná geometrie trysky.

kde

p_e = atmosférický tlak

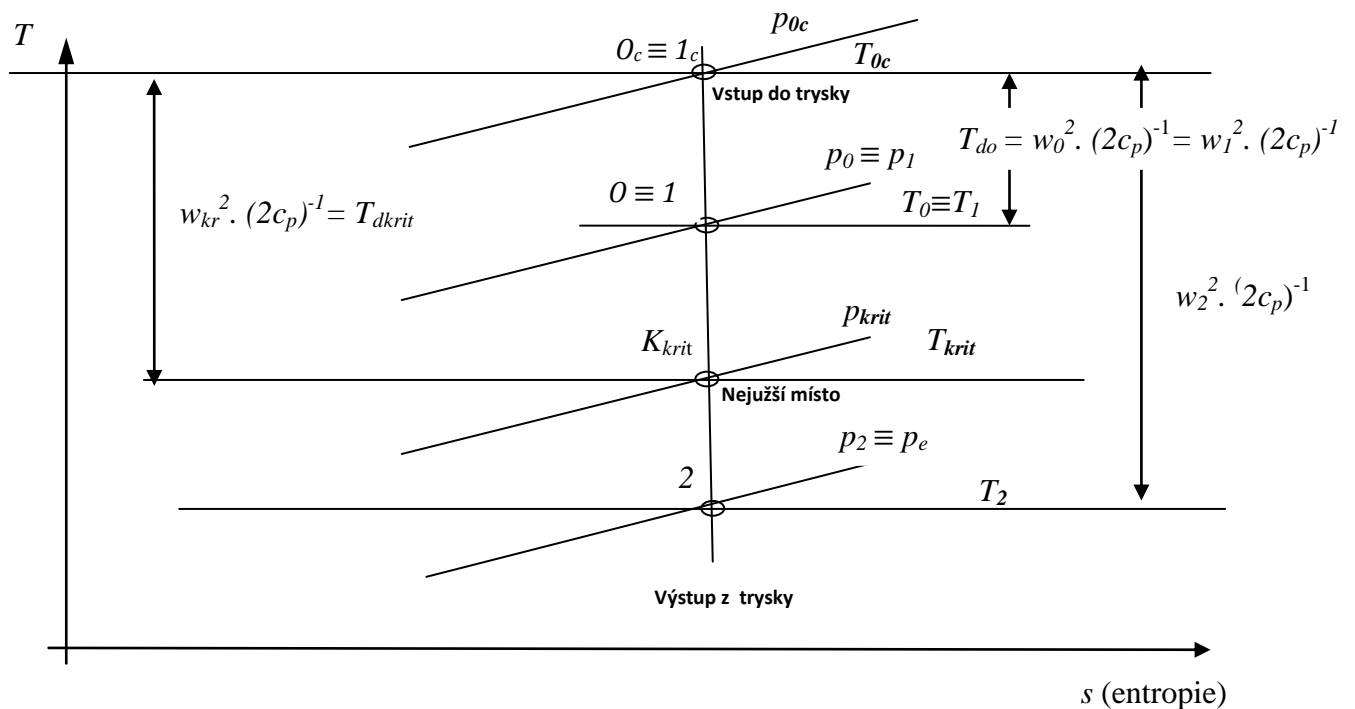
V našem případě se však tlakový poměr na trysce mění v širokém rozsahu a proto může tryska ideálně pracovat pouze v okamžiku, kdy mění se tlakový poměr právě dosáhne tak zvaného návrhového tlakového poměru, pro který je geometrie trysky určena.

V ostatních případech vznikají při průtoku vzduchu tryskou energetické ztráty související se vznikem kolmých rázových vln, v kterých přechází proudění z nadzvukových rychlostí v rychlosti podzvukové. Vzhledem k tomu, že pro pneumatickou stabilizaci vozidla je nejvýznamnější ta část expanze vzduchu, při které jsou generovány největší reaktivní síly, tedy tryska s menším plošným rozšířením a následnou expanzí vzduchu za tryskou do vyšších nadzvukových rychlostí zajišťující stabilní průtok tryskou, je vhodné dimenzovat trysku na oblast tlakových poměrů, ve kterých jsou reaktivní síly významně nižší.

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Obecný postup výpočtu (seznam použitých symbolů je na začátku práce)

Veličiny s indexem „0c“ – jsou stavy celkové v tlakové nádobě a veličiny s indexem „0“ – představují stat T_{0c} av v potrubí před tryskou, veličiny s indexem „krit“ jsou v nejužším (kritickém) místě trysky a veličiny s indexem „2“ jsou na výstupu z trysky



Obr. 20 Schéma průchodu veličin použitých v následujících výpočtech tryskou

Počáteční stav v tlakové nádobě

$$V_{0c}, p_{0c}, T_{0c}, \rho_{0c}$$

$$\text{Platí } m_0 = V_0 \cdot \frac{p_0}{T_0} ; \quad \rho_0 = \frac{p_0}{r \cdot T_0}$$

kde

m_0 (m^3) = celkové množství stlačeného vzduchu v tlakové nádobě a v potrubí (je dáno součinem objemu vzduchu a celkové hustoty)

$$w_{krit} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_{krit})} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{krit}} \quad (12)$$

kde

a ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) = obecná rychlost zvuku (v tomto případě = w_{krit})

$$\dot{m} = m_{krit} = A_{krit} \cdot w_{krit} \cdot \rho_{krit} \quad (13)$$

Potom

$$a_{krit} = w_{krit} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{krit}} = \sqrt{2 \cdot c_p (T_{0c} - T_{krit})}$$

$$\kappa \cdot r \cdot T_{krit} = 2 \cdot c_p \cdot (T_{0c} - T_{krit})$$

$$\kappa \cdot r = 2 \cdot c_p \left(\frac{T_{0c}}{T_{krit}} - 1 \right)$$

$$\frac{T_{0c}}{T_{krit}} = \frac{\kappa \cdot r}{2 \cdot c_p} + 1 = \frac{\kappa \cdot (c_p - c_v) + 2 \cdot \kappa}{2 \cdot c_p} =$$

$$= \frac{\kappa \cdot (\kappa - 1) + 2 \cdot \kappa}{2 \cdot \kappa} = \frac{\kappa - 1 + 2}{2} = \frac{\kappa + 1}{2}$$

Dále

$$\rho_{krit} = \frac{p_{krit}}{r \cdot T_{krit}} \quad (14)$$

$$\frac{T_{0c}}{T_2} = \left(\frac{p_{0c}}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \Rightarrow T_2 = T_{0c} \left(\frac{p_2}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\frac{w_2^2}{2} = c_p \cdot (T_{0c} - T_2) = c_p \cdot T_{0c} \left(1 - \frac{T_2}{T_{0c}}\right)$$

$$\frac{w_2^2}{2} = c_p \cdot T_{0c} \left[1 - \frac{p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{p_{0c}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right] \quad (15)$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_{0c} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} = \sqrt{2 \cdot \frac{c_p}{r} \cdot \frac{p_{0c}}{\rho_{0c}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_{0c}}{\rho_{0c}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0c}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (16)$$

Rychlost zvuku $a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (17)$

$$a_{krit} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{krit}}$$

Výstupní rychlost vzduchu

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_2)} \quad (18)$$

Pro tlak v kritickém místě p_{krit} pak platí

$$p \cdot v^\kappa = \text{konst.}$$

kde

$v \text{ (m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{)} = \text{měrný objem}$

Dále s uvažováním stavové rovnice ideálního plynu $p \cdot v = r \cdot T$ získáme

$$\frac{p_0}{p_{krit}} = \left(\frac{T_0}{T_{krit}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (19)$$

V kritickém průřezu je následující stav

$$T_{krit} = T_{0c} \cdot \frac{2}{\kappa+1} \quad (20)$$

$$p_{krit} = p_{0c} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (21)$$

$$q_{krit} = \frac{1}{V_{krit}} = \frac{p_{krit}}{r \cdot T_{krit}} = \frac{p_{0c}}{r \cdot T_{0c}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (22)$$

Množství vzduchu, který proteče tryskou

$$\dot{m} = A_{krit} \cdot \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{krit}} \cdot q_{krit} = A_{krit} \cdot \sqrt{\kappa \cdot r \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot T_{0c}} \cdot q_{krit} \quad (23)$$

kde

$\dot{m} \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} = \text{hmotnostní tok}$

$A \text{ (m}^2\text{)} = \text{průřez trysky}$

Pro další výpočty za časový okamžik uvažujeme

$$t = t_0 + \Delta t$$

Po aplikaci rovnice adiabaty

$$p_0 \cdot V_{0c}^{\kappa} = (p_{0c} - \Delta p) \cdot (V_{0c} + \Delta V)^{\kappa} \quad (24)$$

Pro další výpočty si volíme $\Delta V = 0,01 \text{ m}^3$

1. Krok $t = t_0, V = V_0, p = p_0$
2. Krok $t + \Delta t, V = V_0 + \Delta V, p = p_0 - \Delta p$

Dle stavové rovnice $\Delta m = \Delta V \cdot \rho_0 = \Delta t \cdot \dot{m}_{krit} \Rightarrow \Delta t \frac{\Delta m}{\dot{m}_{krit}}$

V dalším kroku výpočet opakujeme s novými hodnotami

$$t_{i+1} = t_i + \Delta t_{i+1}$$

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_{i+1}$$

$$T_{i+1} = T_i - \Delta T_{i+1}$$

$$t_{i+2} = t_{i+1} + \Delta t_{i+2}$$

$$p_{i+2} = p_{i+1} - \Delta p_{i+2}$$

$$T_{i+2} = T_{i+1} - \Delta T_{i+2}$$

Výtok z trysky w_2 je rychlost, při které expanze vzduchu v průřezu A_2 klesne na tlak atmosférický $p_2 = p_e$

Při výtoku z trysky při jednotlivých diferenciálních krocích, kdy tryskou proteče množství Δm vzduchu odpovídající zvětšení objemu v tlakové nádobě o Δv , (jde o virtuální zvětšení objemu při tlaku a teplotě vzduchu v tlakové nádobě), průběžně klesá tlak a teplota v tlakové nádobě při respektování adiabatické změny stavu.

Z toho plyne, že s poklesem teploty a tlaku vzduchu v tlakové nádobě s časem bude současně klesat tlak a rychlost proudění v celé trysce. Vzhledem k tomu, že tryska má pevný geometrický tvar, znamená to, že v první fázi expanze bude tlak p_2 ve výstupním průřezu trysky větší, než je tlak atmosférický a z toho důvodu bude výtoková rychlost nižší, než by byla při dokonalé expanzi.

Reaktivní síla trysky je v tomto případě dána součtem toku hybnosti vzduchu ve výstupním průřezu a tzv. tlakem tahu daného jako součin výstupního průřezu trysky A_2 a rozdílu tlaků na trysce a v atmosféře $p_2 - p_e$. Při poklesu tlaku a teploty v tlakové nádobě nastane případ, kdy tlak p_2 bude roven tlaku p_e a tryska bude pracovat s maximální účinností. Při dalším poklesu tlaku a teploty v tlakové nádobě dojde k jevu, který je označován jako přeexpandovaná tryska, kde vzduch v trysce před výstupem z trysky má nižší tlak, než je tlak p_e , ale vyšší rychlost, než by odpovídalo ideální expanzi. Tento děj je provázen řadou rázových vln a energetickými ztrátami.

V práci je navržena tryska s optimální geometrií, která je výhodná pro co největší účinnost trysky s uvážením výše uvedeného jevu tak, aby tryska plnila svoji úlohu nejlépe v první fázi výfuku vzduchu při začínající pneumatické stabilizaci vozidla, kdy jsou síly největší.

Z rovnice kontinuity

$$\dot{m} = \dot{m}_{krit} = A \cdot w \cdot \rho = A_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2$$

s využitím

$$T_2 = T_0 \cdot \left(\frac{p_e}{p_{0c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2}$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_2)}$$

bude výstupní průřez trysky A_2

$$\dot{m}_{krit} = A_2 \cdot \rho_2 \cdot w_2 \Rightarrow A_2 = \frac{\dot{m}_{krit}}{\rho_2 \cdot w_2} \quad (25)$$

Výsledná korekční síla vyfukovaného stlačeného vzduchu v první fázi expanze (podexpandovaná tryska)

$$F = \dot{m} \cdot w_2 + A_2 \cdot (p_2 - p_e) \quad (26)$$

kde

F (N) = získaná korekční síla

V případě ideální expanze platí

$$F = \dot{m} \cdot w_2 \quad (27)$$

V případě přeexpandované trysky platí

$$F = \dot{m} \cdot w'_2 \quad (28)$$

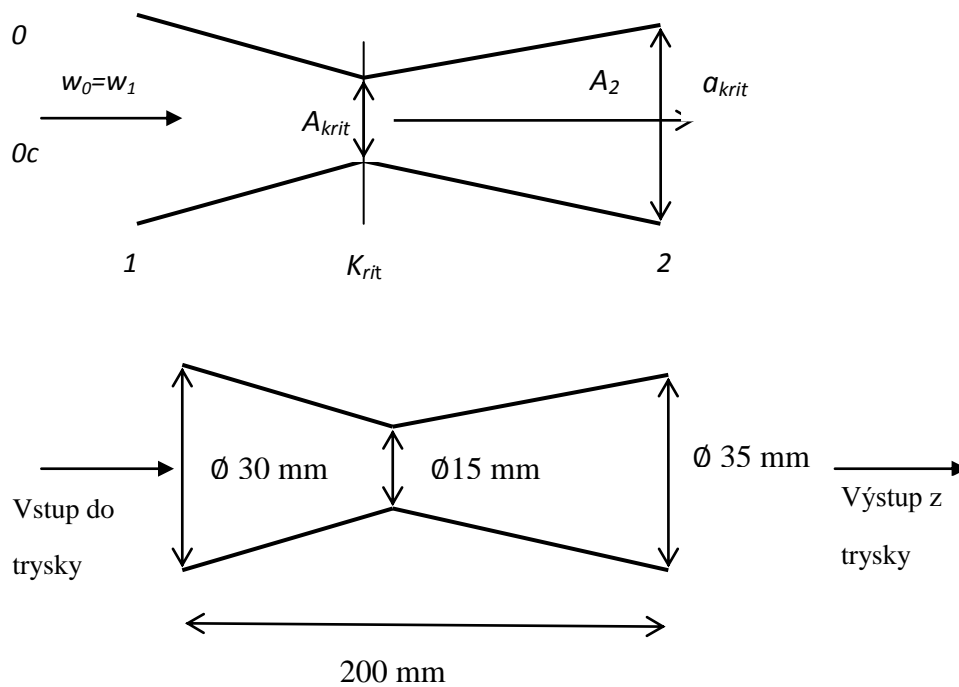
kde

w'_2 (m · s⁻¹) = myšlená rychlost při ideální expanzi na tlak p_e

Praktický výpočet konkrétní navržené trysky

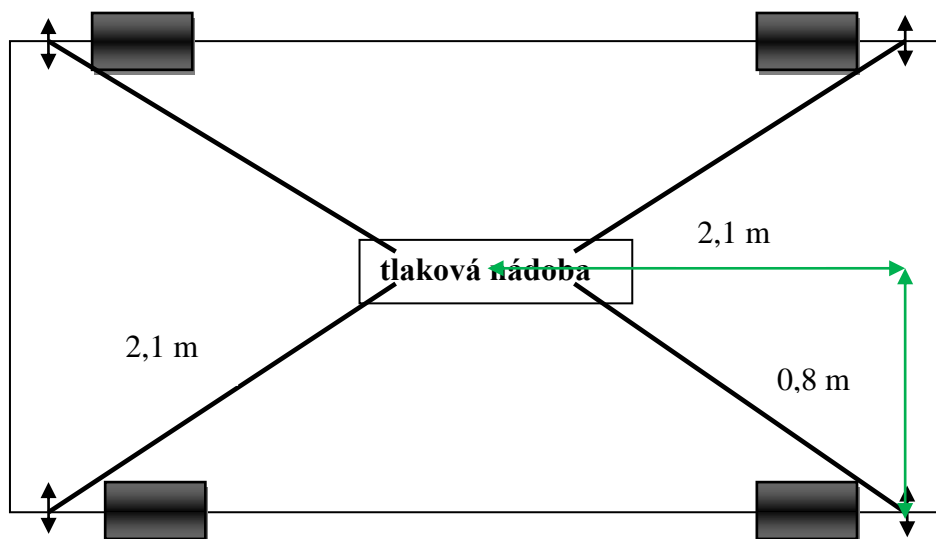
Počáteční podmínky pro hlavní variantu:

- Tlak v nádobě $p = 155 \text{ barů} \rightarrow 15,5 \text{ MPa}$
- Objem tlakové nádoby $V = 50 \text{ l} = 0,05 \text{ m}^3$
- Objem tlakového potrubí $V = 0,0061 \text{ m}^3$
- Vnitřní průměr potrubí $= 0,03 \text{ m}$
- Teplota vzduchu $50 \text{ °C} \rightarrow 323 \text{ K}$
- Ventily umístěny u trysek
- Diferenční krok $dV = 0,01 \text{ m}^3$
- Hmotnost vozidla $m = 1000 \text{ kg}$
- Rychlost vozidla $w = 80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Poloměr zatáčky $r = 50 \text{ m}$



Obr. 21 Návrhové rozměry trysky

Na obr. 21 jsou znázorněny návrhové rozměry trysky. Vstup do trysky má $\varnothing 30$ mm, v kritickém místě se zužuje na $\varnothing 15$ mm a výstup z trysky je s ohledem na zvýšení účinnosti ve střední části celkového času vyfukování stlačeného vzduchu navržen na $\varnothing 35$ mm. Celková délka trysky je 200 mm.



Obr. 22 Schéma umístění komponentů s tlakovou nádobou v těžišti vozu

Na obr. 22 je znázorněno rozmístění použitých komponentů v podvozku vozidla, včetně uvažovaných rozměrů tlakového potrubí a umístění tlakové nádoby uprostřed podvozku vozidla.

Poznámka: Při prudkém vyfouknutí vzduchu z výše uvedené trysky nelze zabránit ev. leknutí chodců nebo cyklistů, ale je možno zabránit jejich úrazu nebo usmrcení neovladatelným vozidlem.

5.1. Vyhodnocení výpočtů z programu Matlab

Výsledky, získané v programu Matlab, jsou zpracovány do následujících přehledných tabulek a jejich hodnoty jsou zaokrouhleny na tři platná místa, což odpovídá třídě přesnosti kvalitních měřících přístrojů.

Veličiny jsou postupně uváděny zleva doprava, jak stlačený vzduch prochází tryskou.

- Index "0" = veličiny vstupující do trysky
- Index "krit" = veličiny v kritickém, tedy nejužším místě trysky
- Index "2" = veličiny na výstupu z trysky
- Veličina " d_m " = hmotnost vzduchu proteklého tryskou za diferenční krok
- Veličina " d_t " = čas, po který tento diferenční krok trvá
- Veličina F = síla získaná v jednotlivém diferenčním kroku
- Veličina F_{celk} = postupný součet všech získaných korekčních sil
- Veličina t_{celk} = celkový čas všech deseti diferenčních kroků

Seznam použitých symbolů je uveden na začátku práce.

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Tab. 1. Tlak v tlakové nádobě 10 MPa, teplota 323K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	10 ⁷	323	3,32	329	269	5,28*10 ⁶	690	86,2	1,08	0,33	0,75*10 ³	0,75*10 ³	0,33
2	7,95*10 ⁶	303	2,73	318	252	4,20*10 ⁶	659	86,2	0,92	0,34	0,61*10 ³	1,36*10 ³	0,66
3	6,53*10 ⁶	286	2,30	309	238	3,45*10 ⁶	633	86,2	0,80	0,35	0,50*10 ³	1,86*10 ³	1,00
4	5,49*10 ⁶	272	1,99	302	227	2,90*10 ⁶	611	86,2	0,70	0,35	0,43*10 ³	2,29*10 ³	1,36
5	4,71*10 ⁶	260	1,74	295	217	2,49*10 ⁶	592	86,2	0,63	0,36	0,37*10 ³	2,66*10 ³	1,72
6	4,10*10 ⁶	250	1,55	290	209	2,16*10 ⁶	574	86,2	0,57	0,37	0,33*10 ³	2,99*10 ³	2,09
7	3,61*10 ⁶	242	1,34	284	201	1,91*10 ⁶	559	86,2	0,52	0,38	0,29*10 ³	3,28*10 ³	2,47
8	3,22*10 ⁶	234	1,26	280	195	1,70*10 ⁶	280	86,2	0,48	0,38	0,26*10 ³	3,54*10 ³	2,85
9	2,89*10 ⁶	227	1,15	275	189	1,53*10 ⁶	531	86,2	0,44	0,39	0,23*10 ³	3,77*10 ³	3,24
10	2,62*10 ⁶	220	1,05	272	184	1,38*10 ⁶	519	86,2	0,41	0,39	0,21*10 ³	3,98*10 ³	3,64
									6,55	3,64			

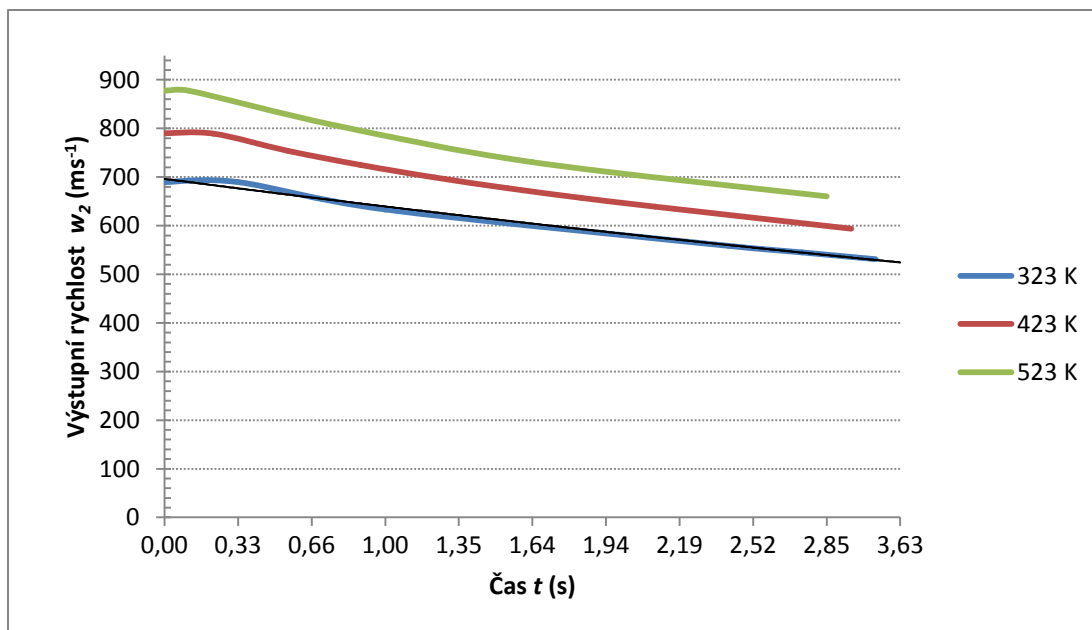
Tab. 2. Tlak v tlakové nádobě 10 MPa, teplota 423K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	10 ⁷	423	2,90	376	353	5,28*10 ⁶	789	113	0,82	0,28	0,65*10 ³	0,65*10 ³	0,28
2	7,95*10 ⁶	396	2,38	364	330	4,20*10 ⁶	754	113	0,70	0,29	0,53*10 ³	1,18*10 ³	0,57
3	6,53*10 ⁶	374	2,01	354	312	3,45*10 ⁶	725	113	0,61	0,30	0,44*10 ³	1,62*10 ³	0,87
4	5,49*10 ⁶	356	1,74	345	297	2,90*10 ⁶	699	113	0,54	0,31	0,38*10 ³	2,00*10 ³	1,18
5	4,71*10 ⁶	341	1,52	338	284	2,49*10 ⁶	677	113	0,48	0,32	0,33*10 ³	2,33*10 ³	1,50
6	4,10*10 ⁶	328	1,35	331	273	2,16*10 ⁶	657	113	0,44	0,32	0,29*10 ³	2,62*10 ³	1,82
7	3,61*10 ⁶	316	1,21	325	264	1,91*10 ⁶	639	113	0,40	0,33	0,25*10 ³	2,87*10 ³	2,15
8	3,22*10 ⁶	306	1,10	320	255	1,70*10 ⁶	623	113	0,37	0,33	0,23*10 ³	3,10*10 ³	2,48
9	2,89*10 ⁶	297	1,00	315	247	1,53*10 ⁶	608	113	0,34	0,34	0,21*10 ³	3,31*10 ³	2,82
10	2,62*10 ⁶	288	0,92	311	240	1,38*10 ⁶	594	113	0,32	0,34	0,19*10 ³	3,50*10 ³	3,16
									5,02	3,16			

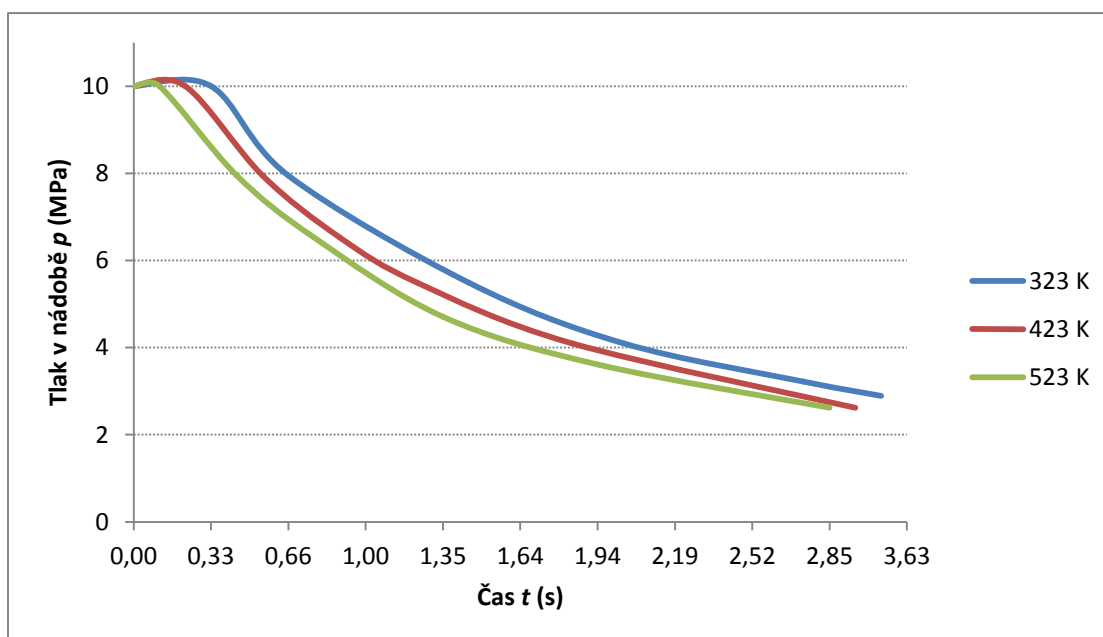
5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Tab. 3. Tlak v tlakové nádobě 10 MPa, teplota 523K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	10 ⁷	523	2,61	419	436	5,28*10 ⁶	878	140	0,67	0,26	0,59*10 ³	0,59*10 ³	0,26
2	7,95*10 ⁶	490	2,14	405	408	4,20*10 ⁶	839	140	0,57	0,26	0,47*10 ³	1,06*10 ³	0,52
3	6,53*10 ⁶	463	1,81	394	386	3,45*10 ⁶	806	140	0,49	0,27	0,39*10 ³	1,45*10 ³	0,79
4	5,49*10 ⁶	441	1,56	384	367	2,90*10 ⁶	778	140	0,43	0,28	0,34*10 ³	1,79*10 ³	1,07
5	4,71*10 ⁶	422	1,37	376	351	2,49*10 ⁶	753	140	0,39	0,28	0,29*10 ³	2,08*10 ³	1,35
6	4,10*10 ⁶	405	1,22	368	338	2,16*10 ⁶	731	140	0,35	0,29	0,26*10 ³	2,34*10 ³	1,64
7	3,61*10 ⁶	391	1,10	362	326	1,91*10 ⁶	711	140	0,32	0,30	0,23*10 ³	2,57*10 ³	1,94
8	3,22*10 ⁶	378	0,99	356	315	1,70*10 ⁶	692	140	0,30	0,30	0,20*10 ³	2,77*10 ³	2,24
9	2,89*10 ⁶	367	0,90	351	306	1,53*10 ⁶	676	140	0,27	0,30	0,19*10 ³	2,96*10 ³	2,54
10	2,62*10 ⁶	357	0,83	346	297	1,38*10 ⁶	660	140	0,26	0,31	0,17*10 ³	3,13*10 ³	2,85
									4,05	2,85			

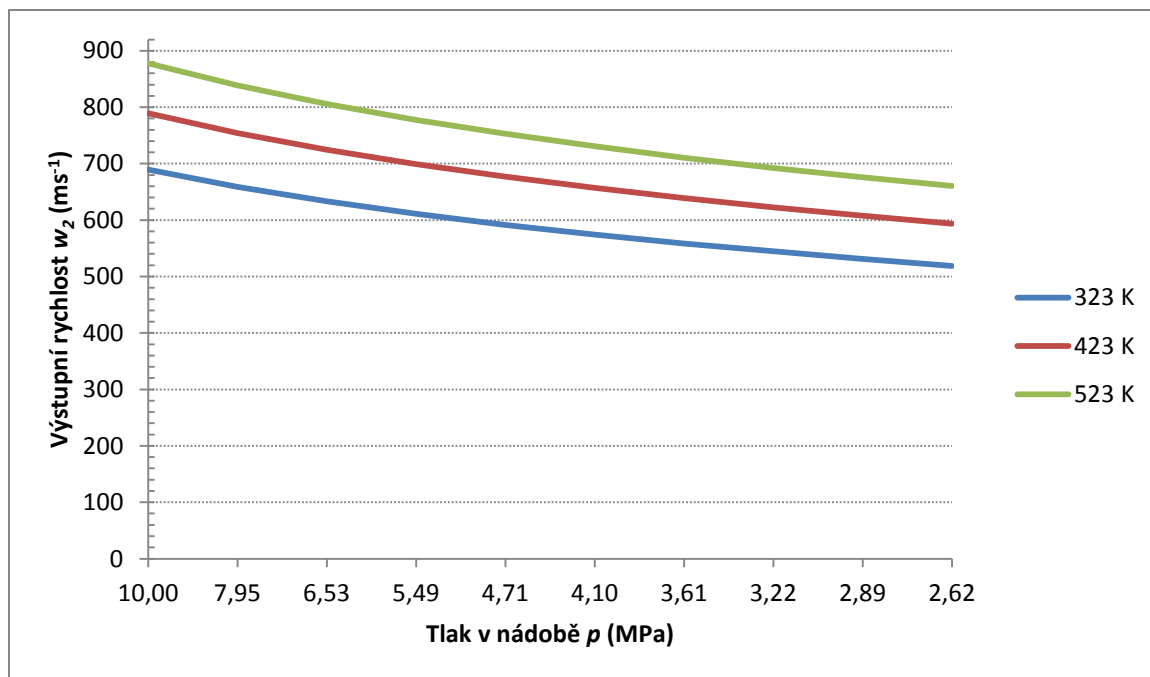


Obr. 23 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu (ms^{-1}) na čase (s) při vyfukování vzduchu z trysky

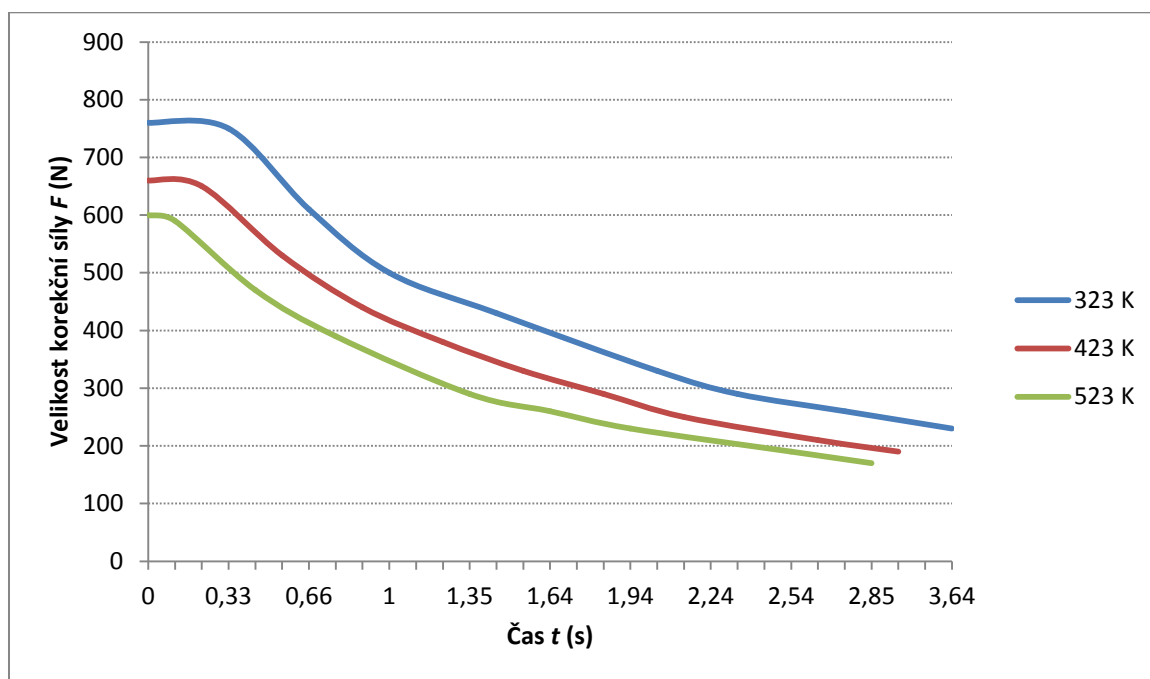


Obr. 24 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků



Obr. 25 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu z trysky ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) na tlaku v tlakové nádobě (Pa)



Obr. 26 Graf závislosti velikosti korekční síly na čase (vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích)

Na obr. 23 je znázorněna závislost výstupní rychlosti vyfukovaného stlačeného vzduchu tryskou na čase. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Pokles rychlosti vyfukování vzduchu je dán postupným snižováním tlaku vzduchu v tlakové nádrži vozidla. Počáteční tlak v tlakové nádrži je 10 MPa.

Na obr. 24 je znázorněna závislost tlaku vzduchu v tlakové nádobě na čase podle průběhu jednotlivých diferenčních kroků. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Čas vyfukování v deseti diferenčních krocích je 3,64 s, 3,16 s a 2,85 s podle počáteční teploty vzduchu.

Na obr. 25 je znázorněna závislost výstupní rychlosti stlačeného vzduchu z trysky na tlaku v tlakové nádobě. Dosažené rychlosti výtoku vzduchu se liší podle počáteční teploty- na vstupu do trysky 690, 789 a 878 m . s⁻¹, resp. 519, 594 a 660 m . s⁻¹ na výstupu z trysky.

Na obr. 26 je znázorněna závislost získané korekční síly v čase, resp. jejího poklesu v jednotlivých na sebe navazujících diferenčních krocích. První krok má největší hodnotu, protože je největší tlak stlačeného vzduchu v tlakové nádobě a také největší rychlost vyfukovaného vzduchu. V následujících diferenčních krocích velikost obou výše zmíněných veličin klesá, a proto jsou další přírůstky získané korekční síly stále menší (v tomto měřítku grafu nelze otevření ventilu v čase 20 ms graficky znázornit).

Provnáním výsledků vypočítaných v programu Matlab zjistíme, že z hlediska velikosti získané korekční síly není výhodná vyšší počáteční teplota v tlakové nádobě. Výsledná hodnota této síly je pro variantu s počátečním tlakem $p_0 = 10$ MPa a počáteční teplotou $T_0 = 323$ K rovna $3,98 \cdot 10^3$ N, pro variantu s počáteční teplotou $T_0 = 423$ K je rovna $3,50 \cdot 10^3$ N a pro variantu s počáteční teplotou $T_0 = 523$ K je rovna hodnotě pouze $3,13 \cdot 10^3$ N.

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Tab. 4. Tlak v tlakové nádobě 15,5 MPa, teplota 323K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	1,55*10 ⁷	323	5,15	329	269	8,19*10 ⁶	704	76	1,67	0,32	1,18*10 ³	1,18*10 ³	0,32
2	1,23*10 ⁷	303	4,23	318	252	6,51*10 ⁶	674	76	1,42	0,34	0,96*10 ³	2,14*10 ³	0,66
3	1,01*10 ⁷	286	3,57	309	238	5,34*10 ⁶	649	76	1,23	0,35	0,80*10 ³	2,94*10 ³	1,00
4	8,51*10 ⁶	272	3,08	302	227	4,50*10 ⁶	628	76	1,08	0,35	0,68*10 ³	3,62*10 ³	1,36
5	7,30*10 ⁶	260	2,70	295	217	3,86*10 ⁶	609	76	0,98	0,36	0,59*10 ³	4,21*10 ³	1,72
6	6,35*10 ⁶	250	2,40	290	209	3,36*10 ⁶	592	76	0,88	0,37	0,52*10 ³	4,73*10 ³	2,09
7	5,60*10 ⁶	242	2,15	284	201	2,96*10 ⁶	576	76	0,81	0,38	0,47*10 ³	5,20*10 ³	2,46
8	4,99*10 ⁶	234	1,95	280	195	2,63*10 ⁶	563	76	0,74	0,38	0,42*10 ³	5,62*10 ³	2,85
9	4,48*10 ⁶	227	1,78	275	189	2,37*10 ⁶	550	76	0,69	0,39	0,38*10 ³	6,00*10 ³	3,23
10	4,06*10 ⁶	220	1,63	272	184	2,14*10 ⁶	538	76	0,54	0,39	0,29*10 ³	6,29*10 ³	3,63
									10,0	3,63			

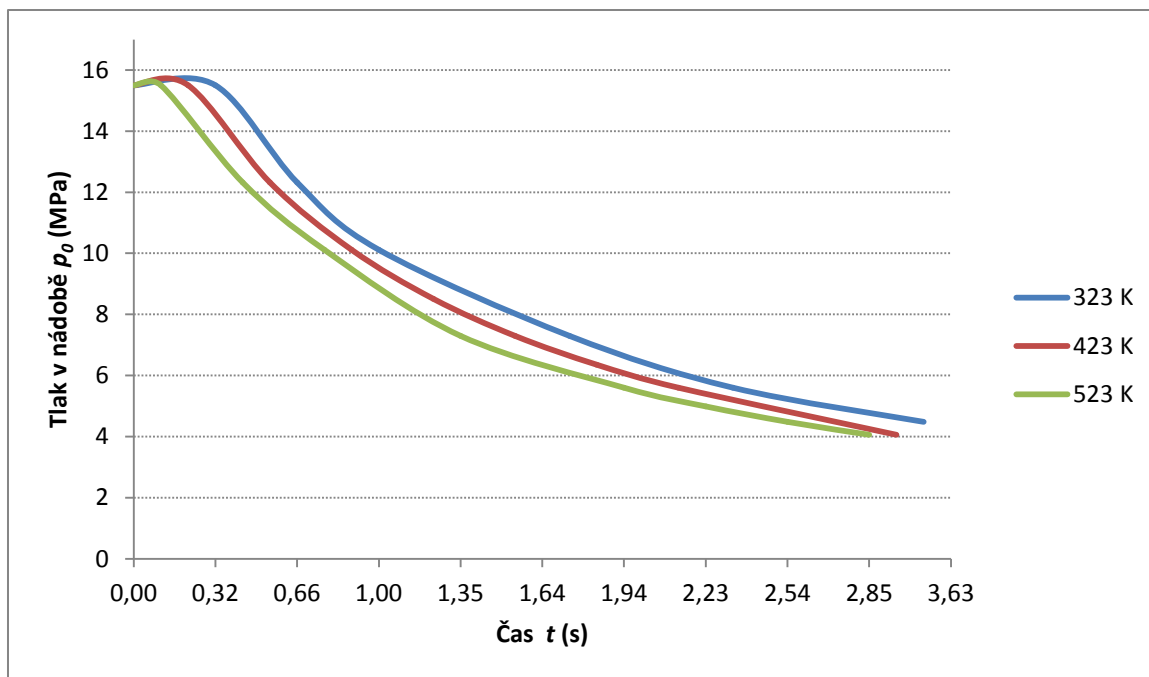
Tab. 5. Tlak v tlakové nádobě 15,5 MPa, teplota 423K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	1,55*10 ⁷	423	4,5	376	353	8,19*10 ⁶	806	99,6	1,28	0,28	1,03*10 ³	1,03*10 ³	0,28
2	1,23*10 ⁷	396	3,69	364	330	6,51*10 ⁶	772	99,6	1,08	0,29	0,83*10 ³	1,86*10 ³	0,57
3	1,01*10 ⁷	374	3,12	354	312	5,34*10 ⁶	743	99,6	0,94	0,30	0,70*10 ³	2,56*10 ³	0,87
4	8,51*10 ⁶	356	2,69	345	297	4,50*10 ⁶	718	99,6	0,83	0,31	0,60*10 ³	3,16*10 ³	1,18
5	7,30*10 ⁶	341	2,36	338	284	3,86*10 ⁶	696	99,6	0,75	0,32	0,52*10 ³	3,68*10 ³	1,50
6	6,35*10 ⁶	328	2,10	331	273	3,36*10 ⁶	677	99,6	0,68	0,32	0,46*10 ³	4,14*10 ³	1,82
7	5,60*10 ⁶	316	1,88	325	264	2,96*10 ⁶	660	99,6	0,62	0,33	0,41*10 ³	4,55*10 ³	2,15
8	4,99*10 ⁶	306	1,70	320	255	2,63*10 ⁶	644	99,6	0,57	0,33	0,37*10 ³	4,92*10 ³	2,48
9	4,48*10 ⁶	297	1,55	315	247	2,37*10 ⁶	629	99,6	0,53	0,34	0,33*10 ³	5,25*10 ³	2,82
10	4,06*10 ⁶	289	1,43	311	240	2,14*10 ⁶	616	99,6	0,49	0,34	0,30*10 ³	5,55*10 ³	3,16
									7,77	3,16			

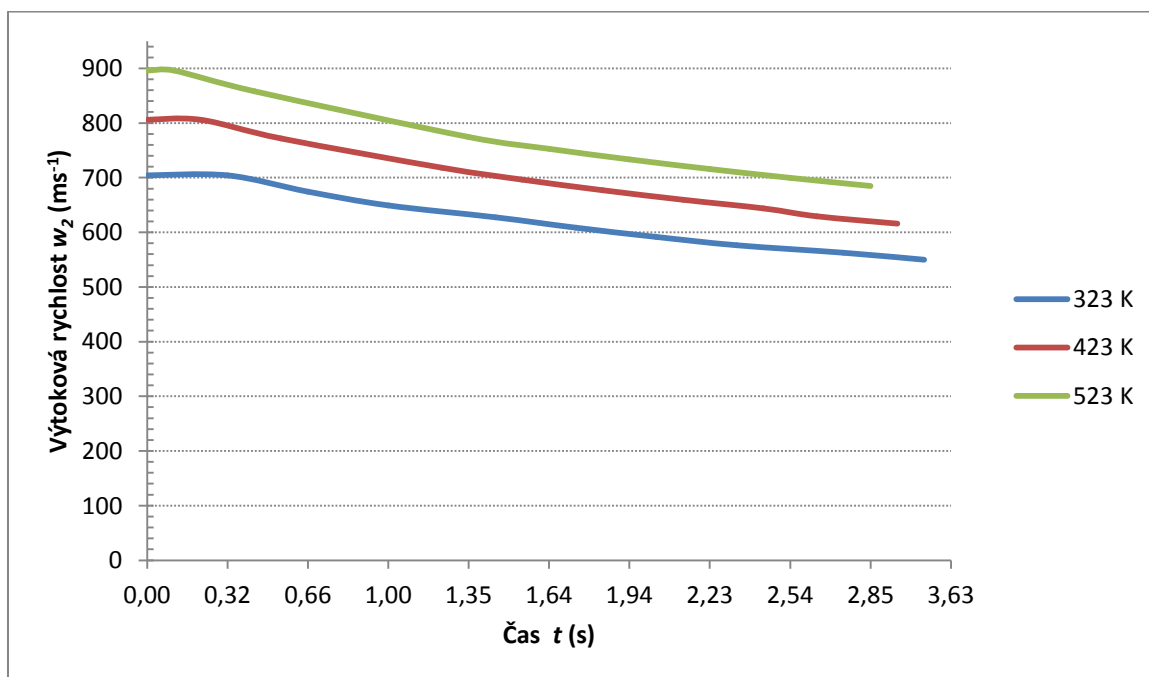
Tab. 6. Tlak v tlakové nádobě 15,5 MPa, teplota 523K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	1,55*10 ⁷	523	4,05	419	436	8,19*10 ⁶	896	123	1,03	0,26	0,92*10 ³	0,92*10 ³	0,26
2	1,23*10 ⁷	490	3,32	405	408	6,51*10 ⁶	858	123	0,88	0,26	0,75*10 ³	1,67*10 ³	0,52
3	1,01*10 ⁷	463	2,80	394	386	5,34*10 ⁶	826	123	0,76	0,27	0,63*10 ³	2,30*10 ³	0,79
4	8,51*10 ⁶	441	2,40	384	367	4,50*10 ⁶	799	123	0,67	0,28	0,54*10 ³	2,84*10 ³	1,07
5	7,30*10 ⁶	422	2,10	376	351	3,85*10 ⁶	774	123	0,60	0,28	0,46*10 ³	3,30*10 ³	1,35
6	6,35*10 ⁶	405	1,88	368	338	3,36*10 ⁶	753	123	0,55	0,29	0,41*10 ³	3,71*10 ³	1,64
7	5,60*10 ⁶	391	1,69	362	326	2,96*10 ⁶	733	123	0,50	0,30	0,37*10 ³	4,08*10 ³	1,94
8	4,99*10 ⁶	378	1,53	356	315	2,63*10 ⁶	716	123	0,46	0,30	0,33*10 ³	4,41*10 ³	2,24
9	4,48*10 ⁶	367	1,40	351	306	2,37*10 ⁶	700	123	0,43	0,31	0,30*10 ³	4,71*10 ³	2,55
10	4,06*10 ⁶	357	1,28	346	297	2,14*10 ⁶	685	123	0,40	0,31	0,27*10 ³	4,98*10 ³	2,86
									6,28	2,86			

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

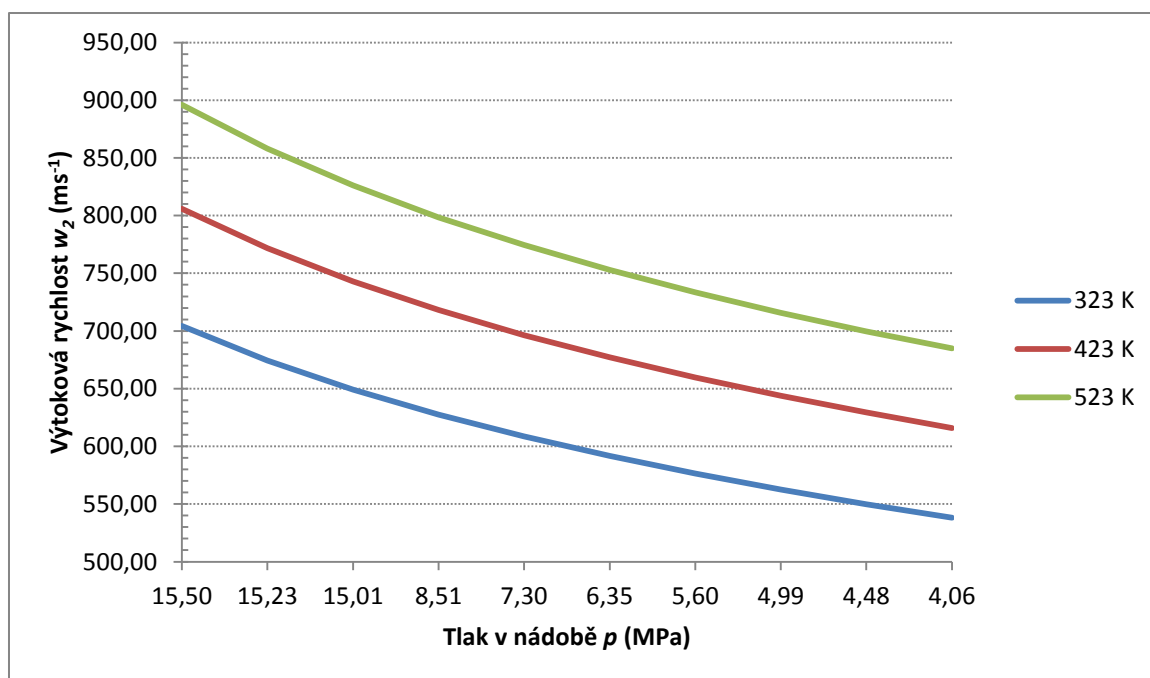


Obr. 27 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby

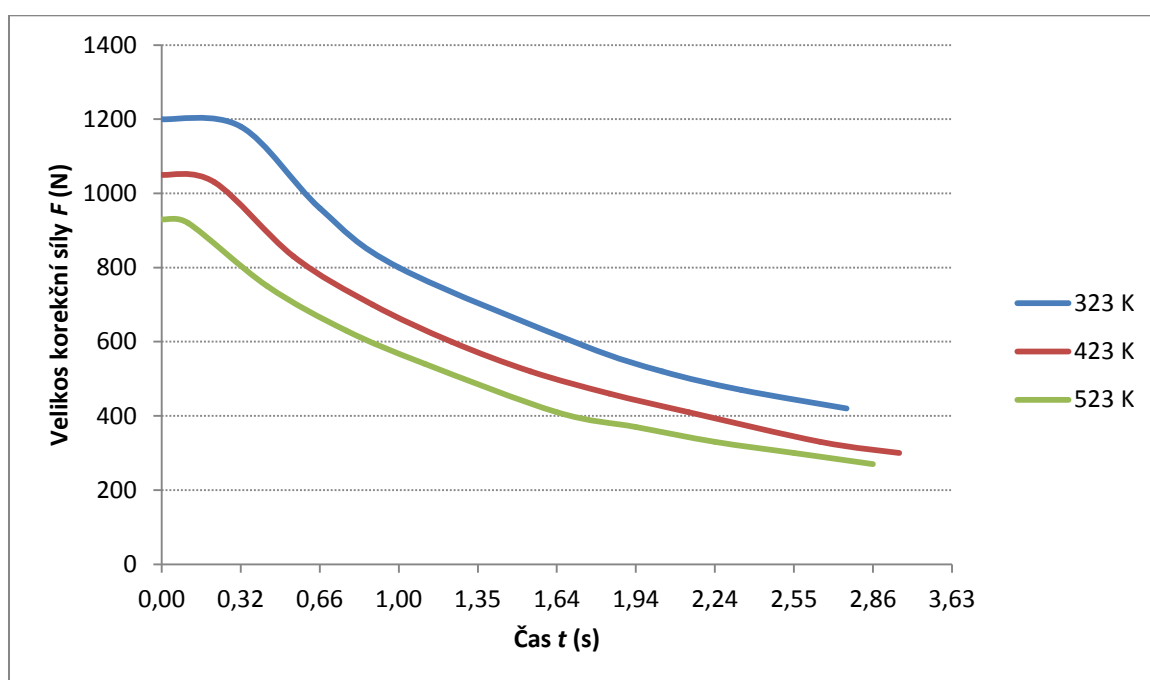


Obr. 28 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu (ms⁻¹) na čase (s) při vyfukování vzduchu z trysky

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků



Obr. 29 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu z trysky ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) na tlaku v tlakové nádobě (Pa)



Obr. 30 Graf závislosti velikosti korekční síly na čase (vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích)

Na obr. 27 je znázorněna závislost tlaku vzduchu v tlakové nádobě na čase podle průběhu jednotlivých diferenčních kroků. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Čas vyfukování v deseti diferenčních krocích je 3,63 s, 3,16 s a 2,86 s podle vstupní teploty vzduchu.

Na obr. 28 je znázorněna závislost výstupní rychlosti vyfukovaného stlačeného vzduchu tryskou na čase. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Pokles rychlosti vyfukování vzduchu je dán postupným snižováním tlaku vzduchu v tlakové nádrži vozidla. Vstupní tlak v tlakové nádrži je 15,5 MPa.

Na obr. 29 je znázorněna závislost výstupní rychlosti stlačeného vzduchu z trysky na tlaku v tlakové nádobě. Dosažené rychlosti výtoky vzduchu se liší podle vstupní teploty - na vstupu do trysky 704, 806 a 896 m . s⁻¹, resp. 538, 616 a 685 m . s⁻¹ na výstupu z trysky.

Na obr. 30 je znázorněna závislost získané korekční síly v čase, resp. jejího poklesu v jednotlivých na sebe navazujících diferenčních krocích. První krok má největší hodnotu, protože je největší tlak stlačeného vzduchu v tlakové nádobě a také největší rychlost vyfukovaného vzduchu. V následujících diferenčních krocích velikost obou výše zmíněných veličin klesá, a proto jsou další přírůstky získané korekční síly stále menší (v tomto měřítku grafu nelze otevření ventilu v čase 20 ms graficky znázornit).

Obdobně i v tomto případě zjistíme, že výsledná hodnota korekční síly je pro variantu s počátečním tlakem $p_0 = 15,5$ MPa a počáteční teplotou $T_0 = 323$ K rovna hodnotě $6,29 \cdot 10^3$ N, pro prostřední variantu s počáteční teplotou $T_0 = 423$ K je rovna hodnotě $5,55 \cdot 10^3$ N a pro variantu s počáteční teplotou $T_0 = 523$ K je rovna hodnotě pouze $4,98 \cdot 10^3$ N.

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Tab. 7. Tlak v tlakové nádobě 20 MPa, teplota 323K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	2,00*10 ⁷	323	6,65	329	269	1,06*10 ⁷	712	70,7	2,16	0,33	1,54*10 ³	1,54*10 ³	0,33
2	1,59*10 ⁷	303	5,46	318	252	8,40*10 ⁶	682	70,7	1,83	0,34	1,25*10 ³	2,79*10 ³	0,67
3	1,31*10 ⁷	286	4,60	309	238	6,89*10 ⁶	657	70,7	1,59	0,35	1,05*10 ³	3,84*10 ³	1,02
4	1,10*10 ⁷	272	3,97	302	227	5,80*10 ⁶	636	70,7	1,40	0,35	0,89*10 ³	4,73*10 ³	1,37
5	9,41*10 ⁶	260	3,48	295	217	4,97*10 ⁶	617	70,7	1,26	0,36	0,78*10 ³	5,51*10 ³	1,73
6	8,20*10 ⁶	250	3,09	290	209	4,33*10 ⁶	601	70,7	1,14	0,37	0,68*10 ³	6,19*10 ³	2,10
7	7,22*10 ⁶	242	2,78	284	201	3,82*10 ⁶	586	70,7	1,04	0,38	0,61*10 ³	6,80*10 ³	2,48
8	6,44*10 ⁶	234	2,51	280	195	3,40*10 ⁶	572	70,7	0,96	0,38	0,55*10 ³	7,35*10 ³	2,86
9	5,78*10 ⁶	227	2,29	275	189	3,06*10 ⁶	560	70,7	0,89	0,39	0,50*10 ³	7,85*10 ³	3,25
10	5,24*10 ⁶	220	2,10	272	184	2,77*10 ⁶	548	70,7	0,83	0,39	0,45*10 ³	8,30*10 ³	3,64
									13,1	3,64			

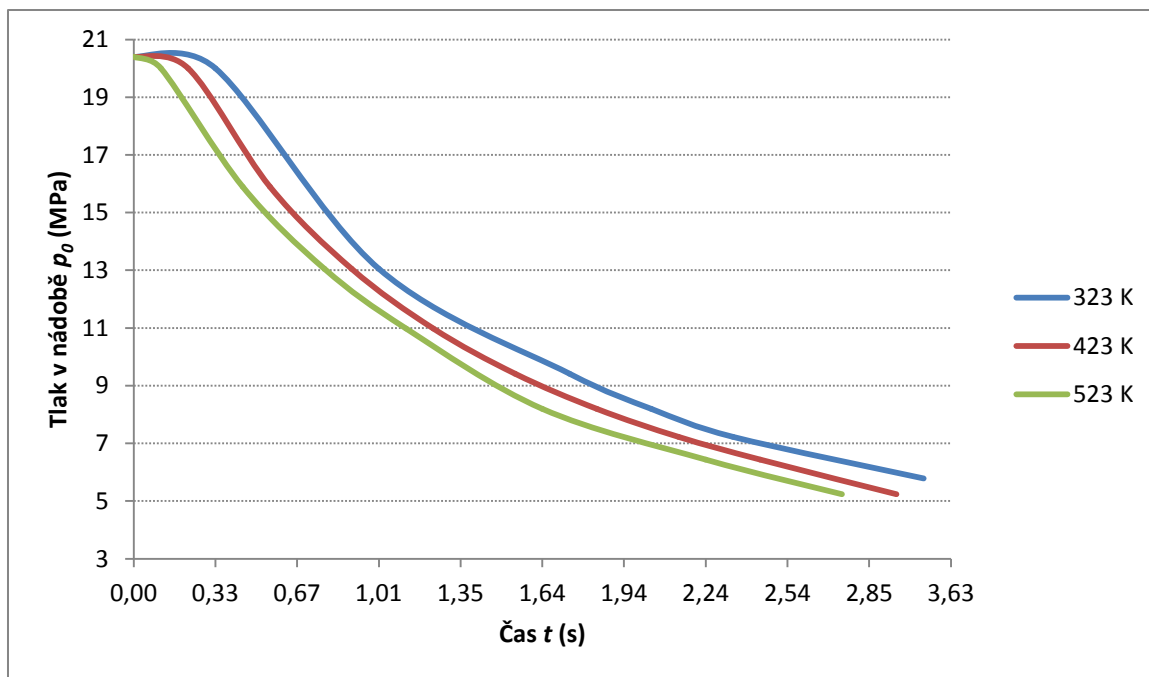
Tab. 8. Tlak v tlakové nádobě 20 MPa, teplota 423K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	2,00*10 ⁷	423	5,81	376	353	1,06*10 ⁷	815	92,6	1,65	0,28	1,34*10 ³	1,34*10 ³	0,28
2	1,59*10 ⁷	396	4,77	364	330	8,40*10 ⁶	781	92,6	1,40	0,29	1,09*10 ³	2,43*10 ³	0,57
3	1,31*10 ⁷	374	4,03	354	312	6,89*10 ⁶	752	92,6	1,21	0,30	0,91*10 ³	3,34*10 ³	0,87
4	1,10*10 ⁷	356	3,47	345	297	5,80*10 ⁶	728	92,6	1,07	0,31	0,78*10 ³	4,12*10 ³	1,18
5	9,41*10 ⁶	341	3,04	338	284	4,97*10 ⁶	706	92,6	0,96	0,32	0,68*10 ³	4,80*10 ³	1,50
6	8,20*10 ⁶	328	2,70	331	273	4,33*10 ⁶	687	92,6	0,87	0,32	0,60*10 ³	5,40*10 ³	1,82
7	7,22*10 ⁶	316	2,43	325	264	3,82*10 ⁶	670	92,6	0,80	0,33	0,53*10 ³	5,93*10 ³	2,15
8	6,44*10 ⁶	306	2,20	320	255	3,40*10 ⁶	655	92,6	0,73	0,33	0,48*10 ³	6,41*10 ³	2,48
9	5,78*10 ⁶	297	2,00	315	247	3,06*10 ⁶	640	92,6	0,68	0,34	0,44*10 ³	6,85*10 ³	2,82
10	5,24*10 ⁶	289	1,84	311	240	2,77*10 ⁶	627	92,6	0,63	0,34	0,40*10 ³	7,25*10 ³	3,16
									10,0	3,16			

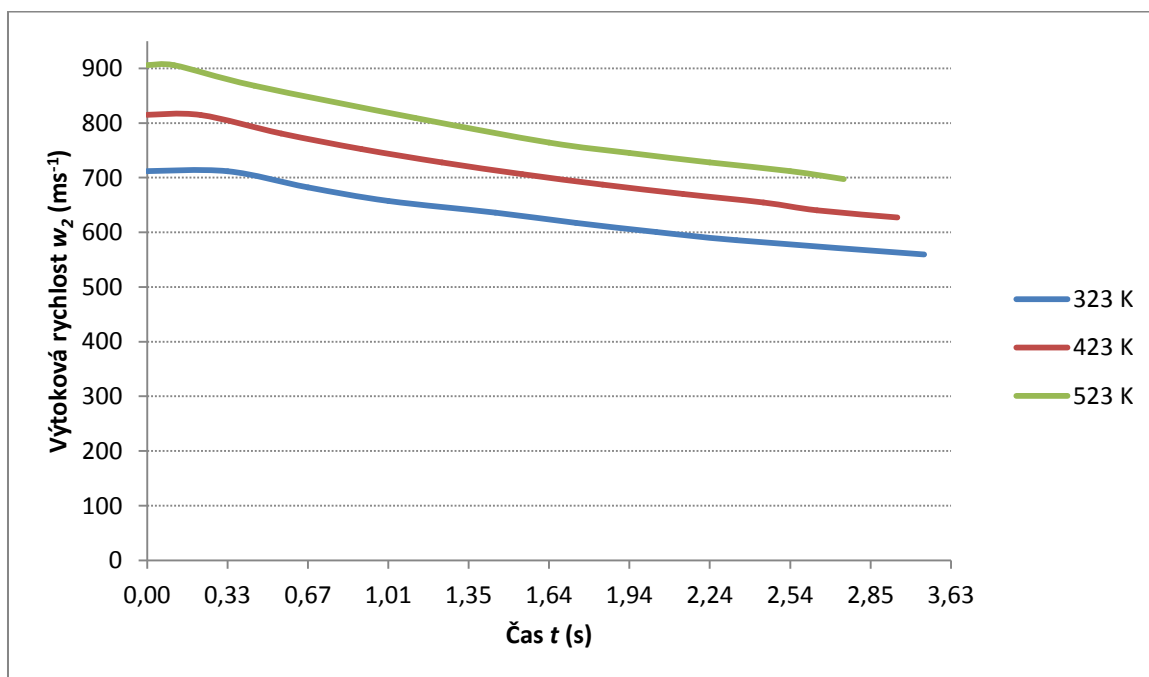
5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

Tab. 9. Tlak tlakové nádobe 20 MPa, teplota 523K

	p_o (Pa)	T_o (K)	m_{krit} (kg · s ⁻¹)	w_{krit} (m · s ⁻¹)	T_{krit} (K)	p_{krit} (Pa)	w_2 (m · s ⁻¹)	T_2 (K)	d_m (kg)	d_t (s)	F (N)	F_{celk} (N)	t_{celk} (s)
1	2,00*10 ⁷	523	5,20	418	436	1,06*10 ⁷	906	114	1,33	0,26	1,20*10 ³	1,20*10 ³	0,26
2	1,59*10 ⁷	490	4,29	405	408	8,40*10 ⁶	868	114	1,13	0,26	0,98*10 ³	2,18*10 ³	0,52
3	1,31*10 ⁷	463	3,60	394	386	6,89*10 ⁶	837	114	0,98	0,27	0,82*10 ³	3,00*10 ³	0,79
4	1,10*10 ⁷	441	3,10	384	367	5,80*10 ⁶	809	114	0,87	0,28	0,70*10 ³	3,70*10 ³	1,07
5	9,41*10 ⁶	422	3,86	376	351	4,97*10 ⁶	786	114	0,78	0,28	0,61*10 ³	4,31*10 ³	1,35
6	8,20*10 ⁶	405	2,40	368	338	4,33*10 ⁶	764	114	0,70	0,29	0,53*10 ³	4,84*10 ³	1,64
7	7,22*10 ⁶	391	2,18	362	326	3,82*10 ⁶	745	114	0,64	0,30	0,48*10 ³	5,32*10 ³	1,94
8	6,44*10 ⁶	378	1,98	356	315	3,40*10 ⁶	728	114	0,59	0,30	0,43*10 ³	5,75*10 ³	2,24
9	5,78*10 ⁶	367	1,80	351	306	3,06*10 ⁶	712	114	0,55	0,30	0,39*10 ³	6,14*10 ³	2,54
10	5,24*10 ⁶	357	1,66	346	297	2,77*10 ⁶	697	114	0,51	0,31	0,36*10 ³	6,50*10 ³	2,85
									8,08	2,85			

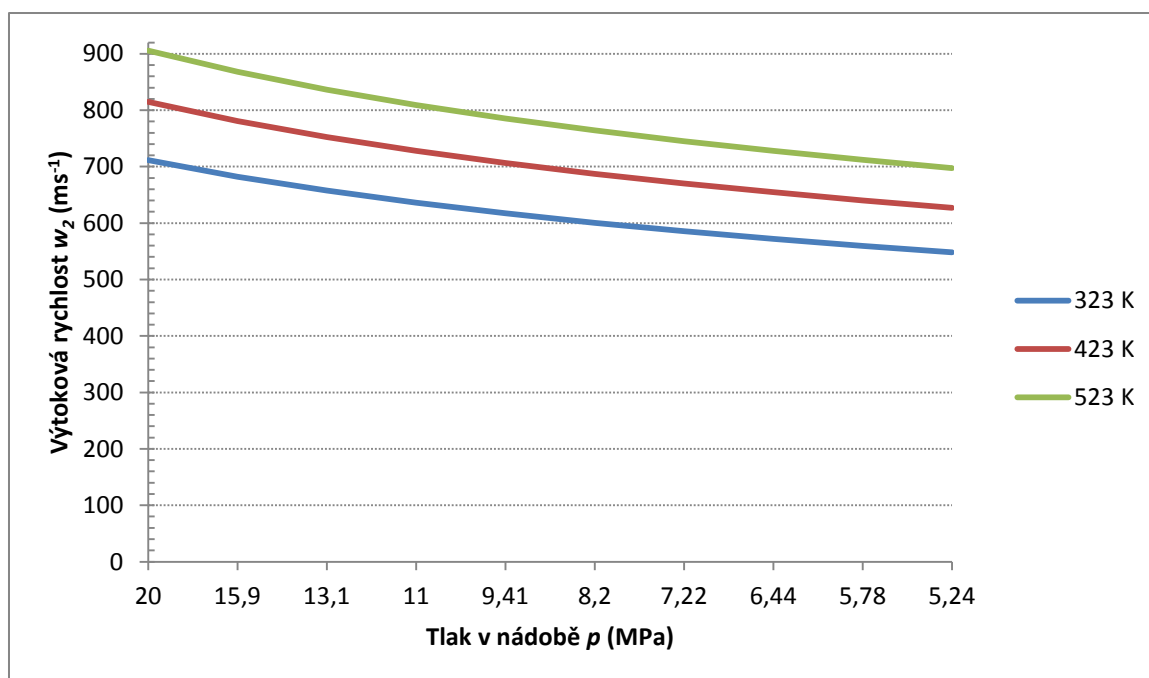


Obr. 31 Graf závislosti tlaku vzduchu v tlakové nádobě (MPa) na čase (s) při vyfukování vzduchu z tlakové nádoby

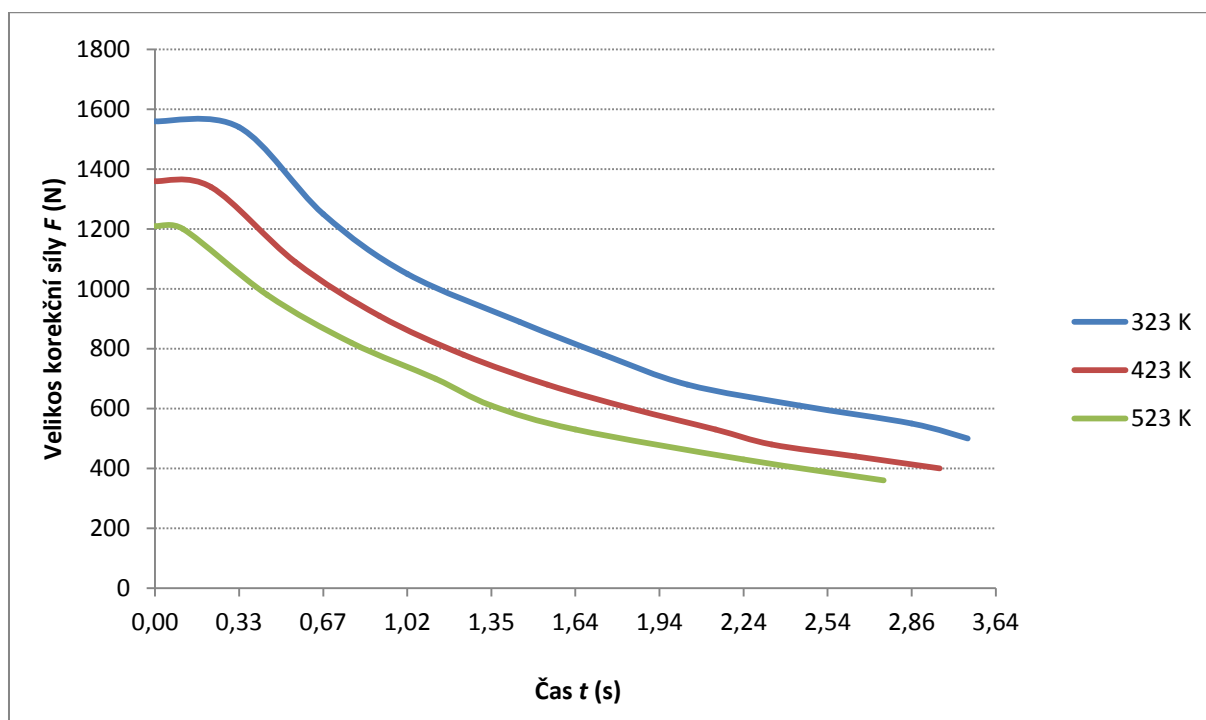


Obr. 32 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu (ms^{-1}) na čase (s) při vyfukování vzduchu z trysky

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků



Obr. 33 Graf závislosti výstupní rychlosti vzduchu z trysky (m.s^{-1}) na tlaku v tlakové nádobě (Pa)



Obr. 34 Graf závislosti velikosti korekční síly na čase (vyjádření jejího poklesu v jednotlivých diferenčních krocích)

Na obr. 31 je znázorněna závislost tlaku vzduchu v tlakové nádobě na čase podle průběhu jednotlivých diferenčních kroků. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Čas vyfukování v deseti diferenčních krocích je 3,64 s, 3,16 s a 2,85 s podle vstupní teploty vzduchu.

Na obr. 32 je znázorněna závislost výstupní rychlosti vyfukovaného stlačeného vzduchu tryskou na čase. Vstupní teploty jsou barevně rozlišeny - viz. legenda v grafu. Pokles rychlosti vyfukování vzduchu je dán postupným snižováním tlaku vzduchu v tlakové nádobě vozidla. Vstupní tlak v tlakové nádrži je 20 MPa.

Na obr. 33 je znázorněna závislost výstupní rychlosti stlačeného vzduchu z trysky na tlaku v tlakové nádobě. Dosažené rychlosti výtoku vzduchu se liší podle vstupní teploty - na vstupu do trysky 712, 815 a 906 m . s⁻¹, resp. 548, 627 a 697 m . s⁻¹ na výstupu z trysky.

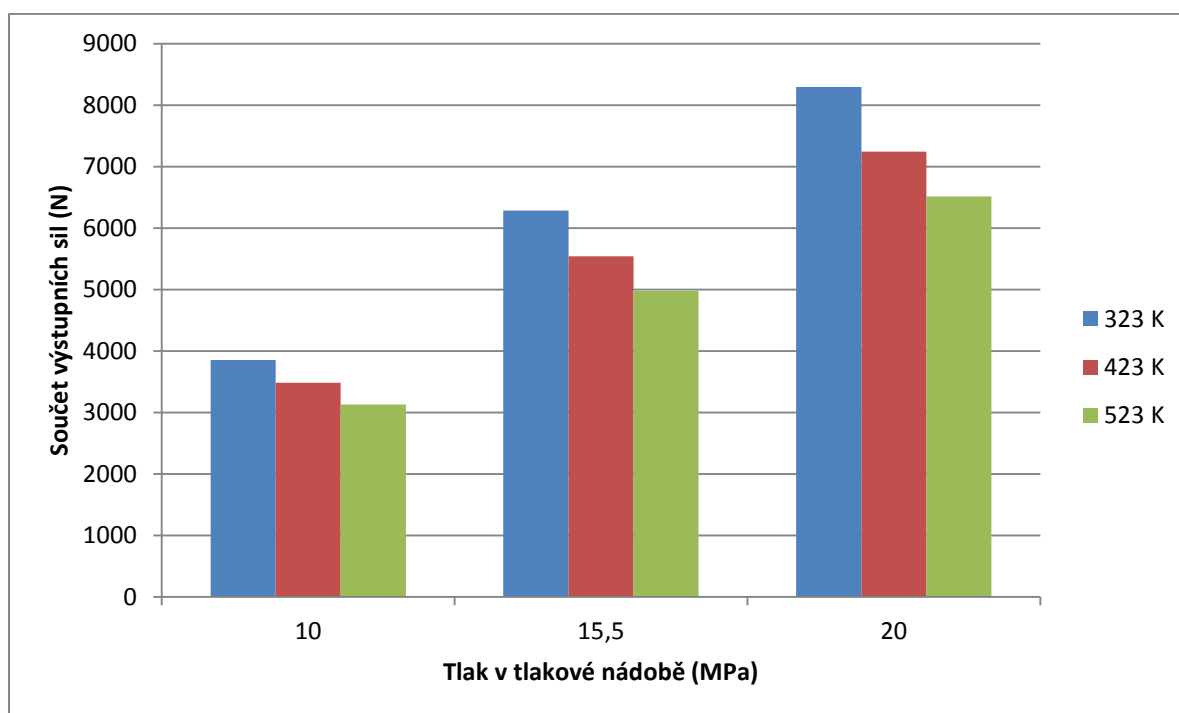
Na obr. 34 je znázorněna závislost získané korekční síly v čase, resp. jejího poklesu v jednotlivých na sebe navazujících diferenčních krocích. První krok má největší hodnotu, protože je největší tlak stlačeného vzduchu v tlakové nádobě a také největší rychlost vyfukovaného vzduchu. V následujících diferenčních krocích velikost obou výše zmíněných veličin klesá, a proto jsou další přírůstky získané korekční síly stále menší (v tomto měřítku grafu nelze otevření ventilu v čase 20 ms graficky znázornit).

Také v tomto případě porovnáním výsledků zjistíme, že výsledná hodnota korekční síly je pro variantu s počátečním tlakem $p_0 = 20$ MPa a počáteční teplotou $T_0 = 323$ K rovna hodnotě $8,30 \cdot 10^3$ N, pro variantu s počáteční teplotou $T_0 = 423$ K je rovna hodnotě $7,25 \cdot 10^3$ N a pro poslední variantu s počáteční teplotou $T_0 = 523$ K je rovna hodnotě $6,50 \cdot 10^3$ N.

V následující tabulce a na obr. 35 jsou přehledně a souhrně vyjádřeny dosažené korekční síly v závislosti na vstupním tlaku vzduchu v tlakové nádobě a vstupní teplotě tohoto stlačeného vzduchu. Vstupní teploty stlačeného vzduchu jsou v grafu opět barevně rozlišeny.

Tab. 10 Závislost součtů všech výstupních sil (N) z trysky na tlaku (Pa) a teplotě stlačeného vzduchu (K) v tlakové nádobě

p (MPa)	T (K)	ΣF (N)
10	323	3980
	423	3500
	523	3130
15,5	323	6290
	423	5550
	523	4980
20	323	8300
	423	7250
	523	6500



Obr. 35 Graf závislosti součtů všech výstupních sil (N) z trysky (vyneseno na svislé ose) na tlaku v tlakové nádobě (Pa) a teplotě (K) v tlakové nádobě

Tab. 11 Vypočtené ideální průměry na konci trysky v závislosti na tlaku vzduch v tlakové nádobě

Tlak v tlakové nádobě (MPa)	Ideální průměr na konci trysky (mm)									
	10	39,3	36,5	34,2	32,3	30,8	29,4	28,3	27,2	26,3
15,5	45,5	42,2	39,5	37,3	35,5	33,9	32,5	31,3	30,3	29,3
20	49,6	45,9	43,0	40,6	38,6	36,8	35,3	34,0	32,9	31,8

Z údajů uvedených v tab. 11 byl zvolen výstupní průměr trysky 35 mm jako kompromis s ohledem na vyšší účinnost trysky ve střední části uvažovaného časového intervalu celkového výfuku vzduchu z tlakové nádoby.

Závislost odstředivé síly působící na vozidlo na poloměru zatáčky

$$F_{odstř} = m \cdot \frac{w^2}{r}$$

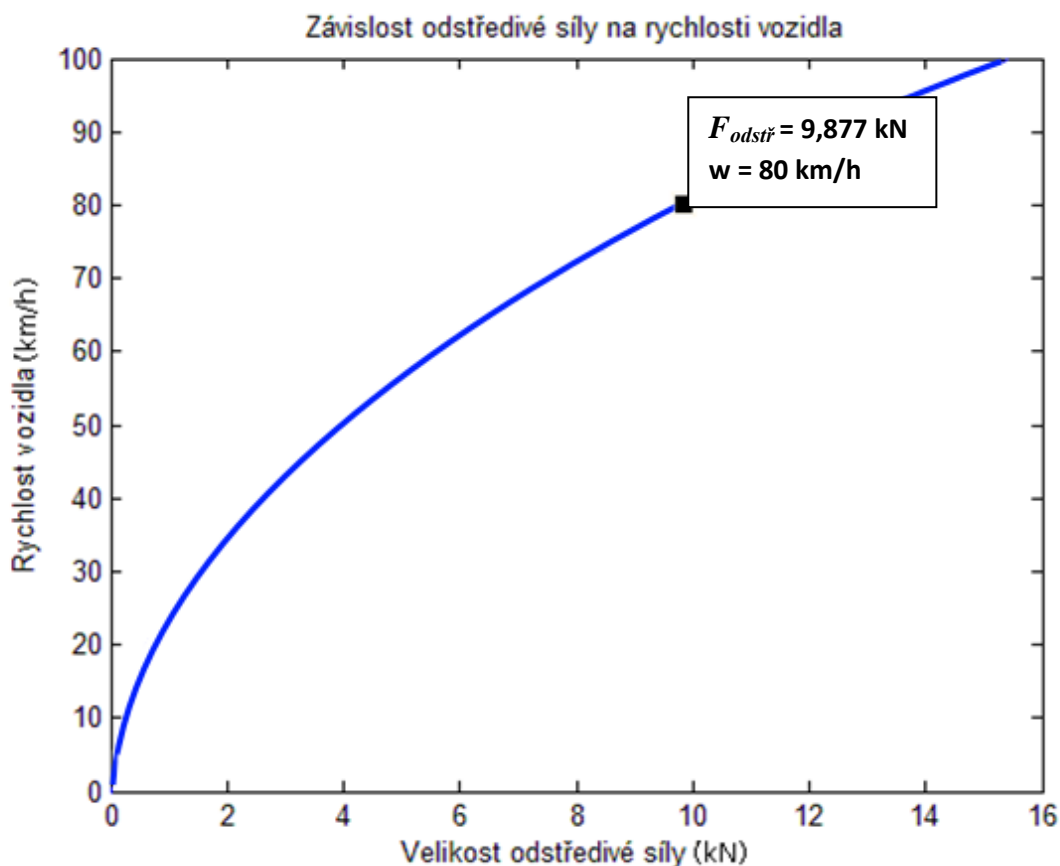
kde

$F_{odstř}$ (N) = odstředivá síla

m (kg) = hmotnost vozidla

w (m . s⁻²) = rychlost vozidla

r (m) = poloměr zatáčky

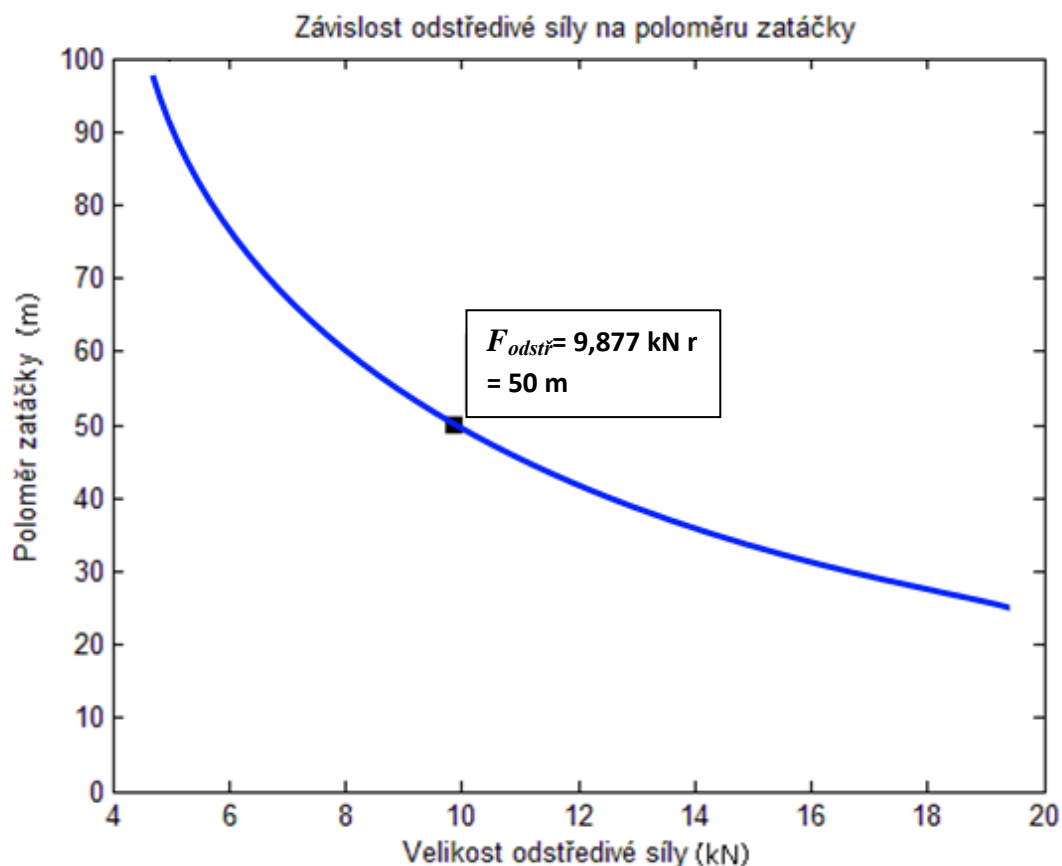


Obr. 36 Graf závislosti odstředivé síly na rychlosti vozidla o hmotnosti 1000kg při poloměru zatáčky 50 m

Na obr. 36 a obr. 37 je znázorněna velikost odstředivé síly uvažovaného vozidla při poloměru zatáčky 50 m, rychlosti vozidla $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, resp. $22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a hmotnosti vozidla 1000kg.

Obr. 36 vyjadřuje závislost odstředivé síly na rychlosti vozidla při konstantním poloměru zatáčky (zde 50m). Výsledkem je odstředivá síla 9877 N, v grafu veličina $F_{odstř}$, veličina w vyjadřuje zvolenou vstupní rychlost vozidla.

Obr. 37 vyjadřuje závislost odstředivé síly na poloměru zatáčky při konstantní rychlosti. Veličina $F_{odstř}$ je opět výsledná odstředivá síla, veličina r vyjadřuje poloměr zatáčky zvolený pro tento modelový případ.

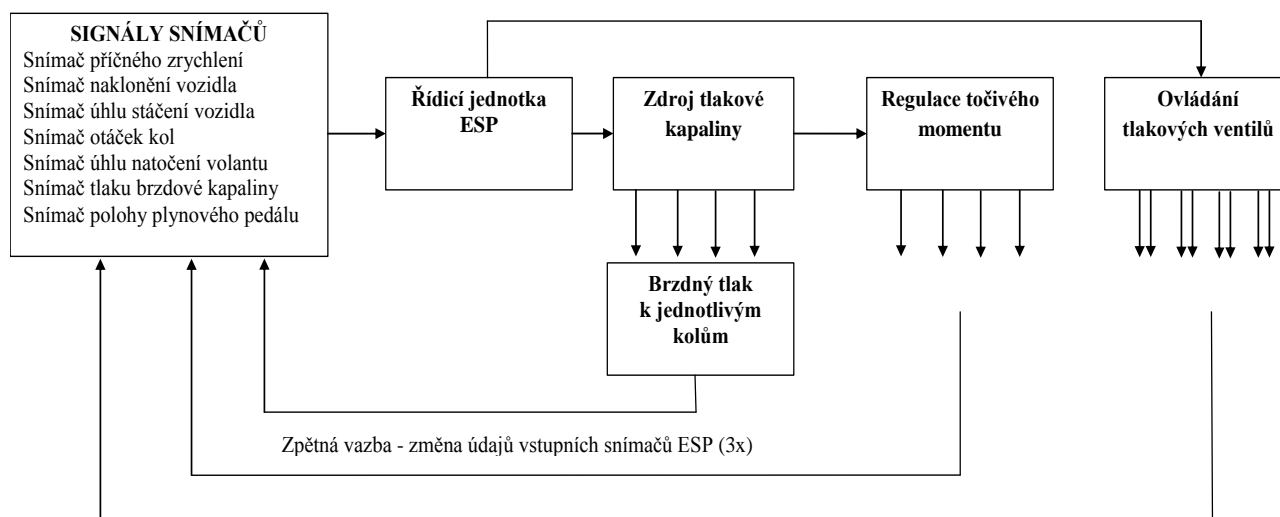


Obr. č. 37 Graf závislosti odstředivé síly vozidla o hmotnosti 1000kg na poloměru zatáčky při rychlosti $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Na obr. 38 je nakresleno základní blokové schéma možného napojení prvků pneumatické stabilizace do systému ESP. Jde o myšlenku postupného zvyšování intenzity zásahu řídicí jednotky ESP podle toho, jak velká míra hrozícího nebezpečí byla řídicí jednotkou vyhodnocena. Získané informace o chování vozidla od snímačů jdou ve schématu zleva do řídicí jednotky a ta ve většině případů nejprve použije klasický adhezní způsob zásahu - přibrzdění jednotlivých kol, případně u kvalitnějších systémů také úpravu točivého momentu motoru u jednotlivých kol.

Pokud tento zásah pro korekci nežádoucí dráhy vozidla nepostačuje, vydá řídicí jednotka povel k zapojení pneumatického systému, jakožto nadstavby výše popsané činnosti a rychlým otevřením příslušného ventilu (ventilů) cíleně zapůsobí proti odstředivé síle jedoucího vozidla.

Všechny tři možnosti zásahu řídicí jednotky (přibrzdění jednotlivých kol, regulace točivého momentu motoru a činnost pneumatické stabilizace) jsou pomocí zpětné vazby přes vstupní změnu údajů snímačů systému ESP průběžně vyhodnocovány a po odstranění kolizní situace přechází systém ESP opět do pohotovostního režimu.



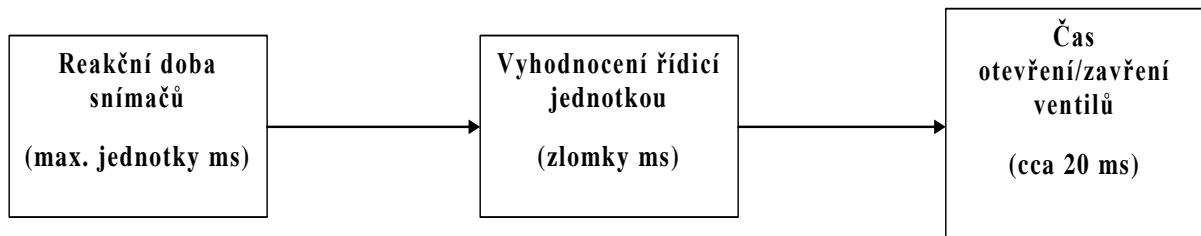
Obr. 38 Základní blokové schéma možného napojení prvků pneumatické stabilizace do systému ESP

Na obr. 39 je přibližná časová osa reakční doby zapůsobení pneumatické stabilizace. Podle technických údajů výrobce běžně používaných snímačů [42], např. nové 3D akcelerometry Freescale řady MMA73xxL mají reakční dobu 0,5 ms. Obecně lze říci, že rychlost reakce snímače je v závislosti na jeho citlivosti. Čím je citlivější, tím musí za jednotku času zpracovat více informací, a tím je jeho reakční doba delší.

5. Výsledky disertační práce s uvedením nových poznatků

V praxi bude vždy záležet na konkrétním typu použitého snímače a jeho vlastnostech daných výrobcem, ale v průměru budou reakční doby vždy v řádu zlomků, maximálně jednotek ms.

Vyhodnocení údajů řídicí jednotkou ESP je velmi rychlé (dáno použitou datovou sběrnici, např. CAN - BUS a dnes již běžně vysokým výpočetním výkonem) a je v řádu zlomků ms. Z toho je zřejmé, že výsledný reakční čas celého pneumatického systému (součet časů všech zúčastněných prvků) bude hlavně záviset na rychlosti otevírání a zavírání ventilů, tedy řádově okolo 20 ms [44].



Obr. 39 Časová osa reakční doby pneumatického systému

6. Diskuze

Pokud jde o možnost aplikace raketových principů pro stabilizaci vozidel, je třeba vyjít z požadavku, aby systém produkoval požadovaný tah s ohledem na mechaniku jízdy vozidla při ztrátě adheze pneumatik s vozovkou při jízdě na mokré, zledovatělé či jinak kluzkými látkami kontaminované vozovce. Využívá se přitom známých teoretických znalostí z průtoku stlačitelné tekutiny tryskami včetně návrhových metod pro jejich geometrický tvar[48]. Vzhledem k požadavku možnosti opakované iniciace systému je vhodné jako propulzní látku použít atmosférický vzduch[42]. Příbuzné stabilizační systémy kolmo vzlétajícími a kolmo přistávajícími bitevními letadly pracují kontinuálně s výrazně vyšším hmotnostním průtokem vzduchu o poměrně nižším tlaku poskytovaném lopatkovým kompresorem s cílem zajistit potřebné stabilizační síly v delší době a s možností jejich rychlého řízení automatickým regulačním systémem[51]. Aplikace tohoto principu na stabilizaci vozidla není možná pro naprosto odlišný typ pohonu a potřebu minimalizovat rozměry i hmotnost vozidlového pneumatického stabilizačního systému.

Pro stabilizaci vozidla při jízdě zatáčkou je třeba vyvinout po velmi krátký časový okamžik korekční síly řádu hmotnosti vozidla. Jde o akumulární princip, kdy propulzní látka, stlačitelná tekutina, v tomto případě vzduch, je stlačena na velmi vysoký tlak do tlakové nádoby, z které je tlakovým potrubím rozvedena k tryskám, jež jsou opatřeny ventily regulující množství vzduchu, který expanduje tryskami.

Je zřejmé, že konkrétní provedení a vývoj celého systému představuje komplexní problém, zahrnující oblast dynamiky jízdy vozidla za různých adhezních podmínek a jízdních vlastností, vlastní výzkum a vývoj pneumatického reaktivního systému, bezpečných tlakových nádob, tlakového potrubí rozvádějícího stlačený vzduch, rychlých elektricky ovládaných ventilů, (podrobnější popis je uveden na str. 40), vlastních konvergentně divergentních trysek, vícestupňový vysokotlaký pístový kompresor s mezichladiči stlačovaného vzduchu a vývoj vlastního regulačního systému s příslušnými snímači a jeho spolupráce s elektronickým stabilizačním systémem ESP, (struktura ESP je uvedena na str. 15). Vývoj představuje vedle jeho návrhové optimalizace jednotlivých prvků závažný úkol integrace systému do vozidla (princip činnosti ESP je uveden na str. 21). a návrh příslušného softwaru a propojení se systémem ESP a zajištění integrity celého systému (možnost začlenění prvků pneumatického stabilizačního systému do ESP je uvedena na obr. 38 na str. 77). Vedle uvedeného je třeba

dále vyřešit problematiku zajištění bezpečnosti systému a omezení hluku generovaného silnými tlakovými impulzy a směřováním nadzvukového paprsku vzduchu za tryskami s okolní atmosférou. (Možným řešením by mohlo být snížení hluku na principu tlumiče střelných zbraní, případně sklonění trysek na vozidle mírně k zemi).

Na samém začátku úvah o tomto tématu disertační práce byla zajímavá myšlenka o jiné konstrukční variantě, která spočívá ve využití pyropatron přímo u trysek v rozích karoserie. Výhodou by byla jednoduchost a nižší cena, odpadla by tlaková nádoba, tlaková potrubí, ventily a vysokotlaký kompresor, což při současné snaze o snižování hmotnosti vozidel stojí za úvahu. Výraznou nevýhodou je ale pouze jednorázové použití (podobně jako u airbagu) s nutností návštěvy servisu po každém použití a také zřejmě vyšší hlučnost při činnosti systému. Další nevýhodou je velmi obtížná regulace získané korekční síly v závislosti na aktuální potřebě stabilizace vozidla podle okamžitého vyhodnocení velikosti a nebezpečnosti smyku automobilu řídicí jednotkou.

Variantou k výše popsanému řešení (při uvažování pneumatické reaktivní stabilizace vozidla pouze jako jednorázově použitelný záchranný prostředek) by bylo použití více výrazně menších tlakových nádob například sférického tvaru, které by byly umístěny u trysek v rozích vozidla. Zvýšení účinnosti by bylo možné zajistit použitím xenonu, který má více než 4,5 krát větší hustotu, než vzduch a v některých typech raketových motorů se v současnosti využívá[51]. Odpadl by vysokotlaký kompresor, centrální tlaková nádoba a tlaková potrubí od této nádoby k ventilům a tryskám. Nevýhodou je cena a horší dostupnost xenonu proti vzduchu. (Dle sdělení firmy Linde Gas a.s. stojí tlaková láhev xenonu 1 litr / 100 litrů stlačeného plynu přes 36 000 Kč. Při použití kryptonu, který má hustotu jen asi 2,9 krát větší, než vzduch, vychází cena výrazně příznivěji - tlaková láhev 1 litr / 200 litrů stlačeného plynu stojí asi 3700 Kč)[52]. Obě varianty jsou ovšem neporovnatelně dražší, než stlačený vzduch a proto jde podle mého názoru pouze o teoretickou úvahu bez výrazné vhodnosti k praktické realizaci.

Silnou stránkou v této disertační práci navrženého řešení je novost a inovativnost tohoto řešení a velmi dobré získané výsledky pomocí zpracování výpočtů v programu Matlab. Slabou stránkou řešení je omezení získaných korekčních sil a doba jejich produkce, což je dáno omezenými možnostmi zástavbových rozměrů navrženého systému ve vozidle. Nelze také pominout zvýšení hmotnosti vozidla a akustický projev při činnosti systému. V každém

případě je zde ale příležitost k uplatnění navrhované technologie a také případné uplatnění autorských práv. Teoretickou hrozbou v této souvislosti by mohlo být případné objevení dosud neznámé publikace nebo patentu pojednávající o stejné či velmi podobné věci.

Vlastní použití navrženého pneumatického reaktivního stabilizačního systému bude možné až po provedení provozních zkoušek tohoto systému a jeho certifikace v souladu s legislativou.

V této disertační práci jsou uvažovány ventily s reakční rychlostí 20 ms. Za tuto dobu vozidlo v modelovém případě ($80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, resp. $22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) ujede 0,44 metru. Je proto zřejmé, že vyvinutí rychlejších ventilů, řádově s poloviční reakční dobou, by bylo další přispění k bezpečnosti provozu.

Ve všech variantách, v této práci uvažovaných, vycházejí nejlepší vypočítané výsledky s nejnižšími vstupními teplotami (zde ve výpočtech byla zvolena vstupní teplota 323 K), takže v následujícím shrnutí výsledků v přehledných tabulkách jsou uvedeny vypočítané výsledky právě s touto teplotou.

Tab. 12 Shrnutí nejdůležitějších dosažených výsledků pro hlavní variantu se vstupním tlakem v tlakové nádobě 15,5 MPA

Pořadové číslo diferenčního kroku	P_0 (Pa) Vstupní tlak v tlakové nádobě	T_0 (K) Teplota v tlakové nádobě	F (N) Korekční síla získaná v diferenčním kroku	$F_{celk.}$ (N) Součet všech získaných korekčních sil	$T_{celk.}$ (s) Součet časů všech diferenčních kroků
1	$1,55 \cdot 10^7$	323	$1,18 \cdot 10^3$	$1,18 \cdot 10^3$	0,32
2	$1,23 \cdot 10^7$	303	$0,96 \cdot 10^3$	$2,14 \cdot 10^3$	0,66
3	$1,01 \cdot 10^7$	286	$0,80 \cdot 10^3$	$2,94 \cdot 10^3$	1,00
4	$8,51 \cdot 10^6$	272	$0,68 \cdot 10^3$	$3,62 \cdot 10^3$	1,36
5	$7,30 \cdot 10^6$	260	$0,59 \cdot 10^3$	$4,21 \cdot 10^3$	1,72
6	$6,35 \cdot 10^6$	250	$0,52 \cdot 10^3$	$4,73 \cdot 10^3$	2,09
7	$5,60 \cdot 10^6$	242	$0,47 \cdot 10^3$	$5,20 \cdot 10^3$	2,46
8	$4,99 \cdot 10^6$	234	$0,42 \cdot 10^3$	$5,62 \cdot 10^3$	2,85
9	$4,48 \cdot 10^6$	227	$0,38 \cdot 10^3$	$6,00 \cdot 10^3$	3,23
10	$4,06 \cdot 10^6$	220	$0,29 \cdot 10^3$	$6,29 \cdot 10^3$	3,63

Tab. 13 Shrnutí nejdůležitějších dosažených výsledků pro variantu se vstupním tlakem v tlakové nádobě 20 MPa

Pořadové číslo diferenčního kroku	P_0 (Pa) Vstupní tlak v tlakové nádobě	T_0 (K) Teplota v tlakové nádobě	F (N) Korekční síla získaná v diferenčním kroku	$F_{celk.}$ (N) Součet všech získaných korekčních sil	$T_{celk.}$ (s) Součet časů všech diferenčních kroků
1	$2,00 \cdot 10^7$	323	$1,54 \cdot 10^3$	$1,54 \cdot 10^3$	0,33
2	$1,59 \cdot 10^7$	303	$1,25 \cdot 10^3$	$2,79 \cdot 10^3$	0,67
3	$1,31 \cdot 10^7$	286	$1,05 \cdot 10^3$	$3,84 \cdot 10^3$	1,02
4	$1,10 \cdot 10^7$	272	$0,89 \cdot 10^3$	$4,73 \cdot 10^3$	1,37
5	$9,41 \cdot 10^6$	260	$0,78 \cdot 10^3$	$5,51 \cdot 10^3$	1,73
6	$8,20 \cdot 10^6$	250	$0,68 \cdot 10^3$	$6,19 \cdot 10^3$	2,10
7	$7,22 \cdot 10^6$	242	$0,61 \cdot 10^3$	$6,80 \cdot 10^3$	2,48
8	$6,44 \cdot 10^6$	234	$0,55 \cdot 10^3$	$7,35 \cdot 10^3$	2,86
9	$5,78 \cdot 10^6$	227	$0,50 \cdot 10^3$	$7,85 \cdot 10^3$	3,25
10	$5,24 \cdot 10^6$	220	$0,45 \cdot 10^3$	$8,30 \cdot 10^3$	3,64

V obou předchozích tabulkách je názorně vidět, jak rychle při vyfukování klesá tlak v tlakové nádobě a současně s ním klesá teplota vlivem adiabatické expanze stlačeného vzduchu do okolního prostoru.

Podobně je ve čtvrtém sloupci patrné, jak s poklesem tlaku v tlakové nádobě klesá získaná korekční síla v každém diferenčním kroku, zatímco časy jednotlivých diferenčních kroků mírně narůstají, což je dáno klesající rychlostí vzduchu vytékajícího z trysky.

Výsledná získaná korekční síla 6290N, resp. 8300N, je velmi povzbuzující výsledek pro praktická měření na skutečném vozidle, což se ale pro obrovskou finanční náročnost zcela vymyká možnostem jak mým, tak i Technické fakulty ČZU a bez aktivní účasti zainteresované automobilky je prakticky nemožné. To se týká i případného zhotovení modelu.

Tato disertační práce obsahuje mojí zcela novou myšlenku nadstavby současných ryze adhezních způsobů řešení stabilizace vozidel při jejich začínajícím smyku pomocí

pneumatického reaktivního stabilizačního systému umístěného ve vozidle. Výhodou je možnost zakomponování do činnosti stávajících systémů ESP, které jsou řízeny centrální výkonnou řídicí jednotkou[14],[15]

Pomocí výpočtů byla ověřena myšlenka využití tohoto systému v praxi s pozitivními výsledky – byly získány odpovědi na základní otázku: Jak velké odstředivé síly vznikající při průjezdu vozidla zatáčkou zvoleného poloměru danou rychlostí je možno tímto pneumatickým způsobem kompenzovat v technických a technologických mantinelech současnosti?

V modelovém případě (hmotnost vozidla 1000 kg, rychlost 80 km/hod, resp. $22,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a poloměr zatáčky 50 m) vychází odstředivá síla působící na vozidlo 9877 N.

Jako hlavní variantu jsem zvolil vstupní tlak v tlakové nádobě ve vozidle 15,5 MPa a teplotu 323 K. Velikost těchto vstupních veličin je prakticky dosažitelná a z hlediska výsledků dává velmi dobré hodnoty.

Maximální dosažitelná velikost kompenzační síly, generované výše popsaným a navrženým pneumatickým systémem proti síle odstředivé u jedoucího vozidla, je v tomto modelovém případě 6290 N, (tab. 4 na str. 63), což je 63,7 % vypočtené odstředivé síly působící na vozidlo.

Získaný výsledek je výborně využitelnou hodnotou, neboť dává velmi široké mantinely pro možnosti praktického využití s korekcemi odstředivých sil v reálném čase. Navíc je zřejmé, že adhezní síla na jednotlivých kolech (zvláště při použití zimních pneumatik) nikdy nebude nulová, a to ani při zcela zledovatělém povrchu vozovky.

Varianta se vstupním tlakem v tlakové nádobě sníženým na 10 MPa slouží k porovnání efektivity celého pneumatického stabilizačního systému v závislosti na zvoleném vstupním tlaku v tlakové nádobě ve vozidle.

Výsledkem je 3980 N (tab. 1 na str. 58) využitelných pro kompenzaci odstředivé síly, působící na jedoucí vozidlo v tomto modelovém případě, což je 40,3% vypočtené odstředivé síly působící na vozidlo. Z výsledku je zřejmé, že snížení vstupního tlaku v tlakové nádobě ve

vozidle o 35,5 % proti hlavní variantě přinese snížení využitelných kompenzačních sil o plných 58 %.

Varianta se vstupním tlakem v tlakové nádobě zvýšeným na 20 MPa představuje nejnáročnější variantu z hlediska použitých komponentů, ale vypočítané hodnoty korekčních sil jsou v tomto případě jednoznačně nejlepší a proto doporučuji soustředit pozornost právě na toto řešení.

Výsledkem je 8300 N (tab. 7 na str. 68) využitelných pro kompenzaci odstředivé síly, působící na jedoucí vozidlo v tomto modelovém případě, což je dokonce 84 % vypočtené odstředivé síly působící na vozidlo a dále to významně zvyšuje praktickou využitelnost celého pneumatického stabilizačního systému ve vozidlech. Z výsledku je patrné, že zvýšení vstupního tlaku v tlakové nádobě ve vozidle o 29 % proti hlavní variantě přinese zvýšení využitelných kompenzačních sil o dalších 32 %.

V současné době se pro pohon vozidel běžně používají tlakové nádoby se stlačeným plynem (CNG) nebo s plynem kapalným (LPG). Přeprava stlačeného vzduchu je ještě bezpečnější, odpadá riziko vznícení nebo dokonce výbuchu. Při případné nehodě je výhodou, že homologovaná tlaková nádoba na stlačený vzduch je umístěna ve středu vozidla, což u tlakových nádob na plynná paliva často nebývá, obvykle jsou umístěny v zadní části automobilu.

7. Závěry a doporučení pro využití poznatků v praxi nebo pro další rozvoj vědního oboru

Pro využití těchto poznatků a teoretických výsledků v praxi doporučuji věnovat se především hlavní variantě se vstupním tlakem v tlakové nádobě 15,5 MPa, která poskytuje velmi dobré výsledky dosažitelné s dostupným typem kompresoru (např. řady Trident nebo Astra, případně kompresor MCH 6/SH Silent). Dále pak poslední variantě se vstupním tlakem v tlakové nádobě 20 MPa, která poskytuje absolutně nejlepší výsledky ze všech v této práci uvažovaných a vypočtených variant, s největším součtem prakticky využitelných korekčních sil pro udržení původní trajektorie vozidla před počátkem smyku.

Vzhledem k tomu, že nejlepší vypočítané výsledky vycházejí s co nejnižšími vstupními teplotami stlačeného vzduchu, doporučuji věnovat hlavní pozornost právě variantě s teplotou 323 K.

Po prostudování vypočtených výsledků je nutno pro praktické využití doporučit sušení nasávaného vzduchu do kompresoru, neboť výstupní teploty na trysce jsou nízké a hrozilo by její zamrzání v důsledku vzdušné vlhkosti běžně obsažené ve vzduchu.

V předchozí kapitole je popsána varianta řešení problematiky pneumatické reaktivní stabilizace vozidel pomocí pyropatron u trysek v rozích karoserie vozidla a možnost využití xenonu (případně kryptonu) pro zvýšení účinnosti celého systému s uvedením kladů i záporů tohoto jednorázového řešení. Z těchto důvodů jsem zvolil v této práci uvedenou a pomocí výpočtů zpracovanou variantu se všemi výše jmenovanými komponenty, kterou považuji za univerzálnější a lepší. Nicméně doporučuji možnosti využití jednoduchého systému s pyropatronami jako vhodné pro další prozkoumání.

Doporučuji také prozkoumání využití systému GPS v souvislosti s informováním řídicí jednotky o profilu trasy a parametrů vozovky před vozidlem (poloměr nadcházející zatáčky, její sklon, klesání či stoupání), doplnění o aktuální signály snímačů na vozidle (teplota, příp. tlak vzduchu či rosný bod a s tím spojené riziko námrazy na vozovce) případně také doplnění o informace z kamer v přední části automobilu (v současné době systém vozidel Mercedes Benz třídy S pro maximální komfort při použití vzduchového pérování).

8. Seznam odborné literatury

- [1] Zhao, J., Zhang, J., Zhu, B.: *Development and Verification of the Tire/Road Friction Estimation Algorithm for Antilock Braking System*, Mathematical problems in engineering, Article Number: 786492, 2014, ISSN: 1024-123X
- [2] Gscheidle, R.: *Příručka pro automechaniky*, Praha, Europa Sobotáles, 2007, ISBN 978-80-86706-17-7.
- [3] Gscheidle, R. a kol.: *Příručka pro automechanika*, Praha, Europa Sobotáles, 2001, ISBN: 80-85920-76-X.
- [4] Vlk, F.: *Dynamika motorových vozidel*, Brno, Nakladatelství a zasilatelství Vlk, 2001, ISBN 80-238-5273-6
- [5] Berlemann, M., Matthes, A.: *Positive externalities from active car safety systems a new justification for car safety regulations*, Journal of policy modeling, Vol.: 36, Issue: 2, 2014, pp: 313-329, ISSN: 0161-8938
- [6] Xia, C. G., Wang, J. L.: *A Study of Vehicle Dynamics Stability Based on Fuzzy Control* Mems, nano and smart systems, PTS 1-6 Book Series: Advanced Materials Research 2012, Vol.: 403-408, pp: 5107-5111, ISSN: 1022-6680
- [7] Park, J. H., Ho, K. S.: *A Study on Improving Driving Stability System by Yaw Moment Control*, Journal of the Korea institute of information and communication engineering, Vol.: 10, Issue: 2, 2006, pp: 392 397, ISSN: 2234-4772
- [8] Zhao, L. H., Fan, A. M., Qin, L.: *The Optimization Research on Vehicle ESP Control Strategy*, Yh mechatronics and industrial informatics, PTS 1-4 Book Series: Applied Mechanics and Materials, 2013, Vol.: 321-324 pp: 1548-1553, ISSN: 1660-9336
- [9] Pacejka, B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*, Oxford, Butterworth-Heinemann, 2002, ISBN 0-7506-5141-5
- [10] Li, S. K., Yang, L. X., Gao, Z. Y., Li, K. P.: *Stabilization strategies of a general nonlinear car-following model with varying reaction-time delay of the drivers*, Isa transactions, 2014, Vol.: 53, Issue: 6, pp: 1739-1745, ISSN: 0019-0578
- [11] Toolingu. *Hydraulics and Pneumatics training*. [online]. (citováno 22.2.2012) Dostupný na <<http://www.toolingu.com/definition-570120-31776-reducing-valve.html>>.
- [12] Cerha, J.: *Hydraulické a pneumatické mechnismy I*. Liberec, Technická univerzita v Liberci, 2010, ISBN 80-7372-560-0.
- [13] Valášek, M. a kol.: *Mechatronika*, Praha, Vydavatelství ČVUT, 1996
- [14] Karnopp, D.: *Vehicle Stability*, University of California, 2004, ISBN 0-8247-5711-4

- [15] Gregora, S. a kol.: *Elektronické a mechatronické systémy v konstrukci silničních vozidel*, Pardubice, 2008, ISBN: 978-80-7194-982-8
- [16] Vémola, A.: *Dynamika jízdy vozidel*. [online]. [citováno 19.2.2013]. < Dostupný na <http://opvk.cdvinfo.cz/file/dynamika-jizdy-vozidel/> >
- [17] Dusil, T.: *Systémy ABS*, Autotip, Vol.: 23, Issue: 26, 2013, pp 44-45, ISSN 1210-1087
- [18] Zhang, L., Wang, G. Y., Yu, F. Z., Zhang, Z. F.: *The vehicles ESP safe test system based on aid wheels breaking control vehicle systém*, Advanced designs and researches for manufacturing, PTS 1-3 Book Series: Advanced Materials Research, 2013, Vol.: 605-607, pp: 1710-1716, ISSN: 1022-6680
- [19] *Perspektivy mechatroniky*, sborník konference, SOŠ a SOU Lanškroun, 2007
- [20] Koláček, S., Černý, M.: *Automotive sensors and measuring their signals*, In International Ph.D. Students, Conference on MendelNet, 2011, Mendel Univerzity Brno, pp: 862-872
- [21] Das, S.: *Mechatronic Modeling and Simulation Using Bond Graphs*. Taylor & Francis Group, 2009, ISBN 978-1-4200-7314-0
- [22] Bosch, R.: *Regulace jízdní dynamiky ESP*, Technická příručka Bosch, 2001, ISBN 80-902585-8-1
- [23] Wang, D. J., Wang, Y. Y., Feng, H. H., Wang, L. H., Liu, C.: *The Optimization of Braking Force Distribution Control Strategy for ESP System*, Information engineering for mechanics and materials science, pts 1 and 2 Book Series: Applied Mechanics and Materials, 2011, Vol.: 80-81, pp: 1065-1069, ISSN: 1660-9336
- [24] Tao, L., et al.: *Design of Electronic Hydraulic Brake System for the Hybrid Passenger vehicle*, In IEEE International Conference on Automation and Logistics (ICAL) 2012, Zhengzhou, pp: 218-221
- [25] Schindler, V.: *Future driver assistance systems*, In 6th International VDI Congress on Car Safety, 2007, Berlin, Vol.: 2013, pp: 19-33
- [26] Kunzel, G.: *Automobilová mechatronika*, ČZU, Power point prezentace
- [27] Zhao, J. Z., Zhang, L., Zhang, Z. F., Wang, G. Y., Chen, Y.: *The Vehicle Stability Test System Based on Active Brake Control for Overturning Prevention*, Manufacturing process and equipment, PTS 1-4 Book Series: Advanced Materials Research, 2013, Vol.: 694-697, pp: 1340-1348, ISSN: 1022-6680
- [28] Jarasuniene, A., Jakubauskas, G.: *Improvement of road safety using passive and active intelligent vehicle safety systems*, Transport, 2007, Vol.: 22, Issue: 4, pp: 284-289

- [29] Markkula, G., Benderius, O., Wahde, M.: *Comparing and validating models of driver steering behaviour in collision avoidance and vehicle stabilisation*, Vehicle system dynamics, 2014, Vol.: 52, Issue: 12, pp: 1658-1680, ISSN: 0042-3114
- [30] Gmitterko, A.: *Mechatronika – Hnacie faktory, charakteristika a koncipovanie mechatronických sústav*, Košice, Strojnícka fakulta TU, 2009, ISBN 80-8073-157-8
- [31] Kabeš, K., Vaculíková, E.: *Mechatronické systémy – Charakteristika, návrh, řízení, Automatizace*, 2006, Vol.: 49, Issue: 5, pp: 330-332
- [32] Hsiao, T., Liu, N. Ch., Chen, S. Y.: *Robust Estimation of the Friction Forces Generated by Each Tire of a Vehicle*, In American Control Conference (ACC), San Fransisco, 2011, pp: 5261-5266
- [33] Mizan, M., Karwowski, K.: *Laboratory station for testing of traction control of electric vehicle with separate wheel drives*, Przeglad elektrotechnicky, 2007, Vol.:83, Issue: 12, pp: 69-73
- [34] Chretien, B., Holzmann, F., Glasser, N., Glaser, S., Mammar, S.: *Development and assessment of the cooperation between drive line and stability control*, IEEE 2010 American control conference, 2010, pp: 6133-6138, ISSN: 0743-1619
- [35] Cristian, P., Catalina, M.: *Intelligent Safety Systems*, In 1st International Conference on Manufacturing Engineering, Quality and Production Systems, 2009, Transilvania Univerzity Brasov, pp: 420-425
- [36] Song, J. H.: *Development and Evaluation of ESP Systems for Enhancement of Vehicle Stability during Cornering (II)*, Transactions of the KSME, 2006, Vol.: 30, Issue: 12, pp: 1551-1556
- [37] Vogelgesang, B., Bauer, C., Rettig, R.: *Performance of GMR-elements in sensors for automotive application*, In 9th International Forum on Advanced Microsystems for Automotive Application, 2005, Berlin, pp: 435-446
- [38] Willig, R., Morbe, M.: *New generation of inertial sensor cluster for ESP- and future vehicle stabilizing systems in automotive applications*, In 7th International Conference on Advanced Microsystems for Automotive Applications, 2003, Berlin, pp: 113-125
- [39] Zhang, Z., Dai, R., Zhou, Ch.: *The Design and Simulation Test Research of Electrical Mechanical Brake*, In 2nd International Conference on Advances in Materials and Manufacturing Processes, 2011, Guilin, Vol.: 421, pp: 526-531
- [40] Autor neveden. *nd-skoda-volkswagen.cz* [online]. [cit. 12.4.2015]. Dostupný na WWW: <http://www.nd-skoda-volkswagen.cz/cz/autodily-skoda/octavia/elektrosoucasti/cidla-snimace/?from=30&pouzidily=1>

- [41] Drábková, S.: *Mechanika tekutin*, Ostrava, Ediční středisko VŠB-TUO 2007, ISBN 978-80-248-1508-4
- [42] Raen s.r.o. *Stlačený vzduch – snižování energetické náročnosti*. [online]. [citováno 21.2.2013]. Dostupný na < <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/2179.pdf>>.
- [43] Autor neuveden. *skoda - dily.cz* [online]. [cit. 14.4.2015]. Dostupný na WWW: <http://www.skoda-dily.cz/nahradni-dil/1j0907651-senzor-zrychleni-g200-oe-10306.html>
- [44] Camozzi, 2/2 - a 3/2- cestné ventily série A. [online]. [citováno 2013-02-25]. < Dostupný na <http://www.stasto.cz/data.aspx?data=76779b1e-8f85-4a17-9aa8-e64654abab3c>>.
- [45] Festo, *Rychlé ventily MH*. [online]. [citováno 26.2.2013]. < Dostupný na https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/7398/PSI_207_1_cs.pdf>.
- [46] Hornová, M.: *Pneumatické prvky a jejich aplikace u vozidel*, ČZU, Bakalářská práce
- [47] Vojáček, A.: *hw.cz* [online]. [cit.25.3.2015]. Dostupný na WWW: <http://www.hw.cz/soucastky/jak-pracuji-nove-3d-mems-akcelerometry-freescale.html>
- [48] Nožička, J.: *Dynamika plynů*, Praha, ČVUT, 2005, ISBN 80 – 01 – 03300 - 7
- [49] Argaláš, M.: *Vzduchové trysky*. [online]. [citováno 22.2.2013] < Dostupný na http://www.trysky.cz/produkty_vztrysky.php>.
- [50] Lechler, R.: *Vzduchové trysky*. [online]. [citováno 26.2.2013]. < Dostupný na http://www.hennlich.cz/uploads/CZ_vzduchov%C3%A9.pdf>.
- [51] Vítek, A., Lála, P.: *Malá encyklopedie kosmonautiky*, Praha, Mladá Fronta, 1982, ISBN 23 - 079 – 82
- [52] Autor neuveden. *Linde - technické plyny* [online]. [cit. 13.10.2015]. Dostupný na WWW: <http://www.linde-gas.cz/cs/index.html>

Příloha A Výpočet v programu Matlab pro hlavní variantu výpočtu – 15,5 MPa a 323K

Pro ostatní uvažované hodnoty tlaku a teploty v tlakové nádrži jsou výpočty obdobné.

MATLAB ZAČÁTEK:

```

disp('          ')
k=1.4; %kappa poissonova konstanta;
r=287;
dV=1e-2; %odfuk
%po=15.5e6; %tlak ve válci MPa
po=input ('Zadej tlak v nádrži [Pa] ');
%to=323; %teplota v nádrži K
to=input ('Zadej teplotu v nádrži [K] ');
pa=98e3; %atmosférický tlak
%Vz=0.0561; %objem nádrže
Vz=input ('Zadej objem nádrže [m3] ');
cp=1004;
Akr=0.0001766;%průřez v kritickém místě trysky

for i=1:10
    disp(' ')
    Xi = [num2str(i),'. řádek'];
    disp(Xi);
    disp(' ')
disp('*****Vstupní podmínky: *****')
    Xpo = ['Vstupní tlak v nádrži: ',num2str(po)];
    disp(Xpo);
    Xto = ['Vstupní teplota v nádrži: ',num2str(to)];
    disp(Xto);
    XVz = ['Vstupní objem nádrže: ',num2str(Vz)];
    disp(XVz);
    disp(' ')
disp('*****Výpočet v kritickém průřezu: *****')
    tkr = 2*to/(k+1);
    Xtkr = ['Teplota v kritickém místě: ', num2str(tkr),' K'];
    disp(Xtkr);
    pkr=po*((2/(k+1))^(k/(k-1)));
    Xpkr = ['Tlak v kritickém místě: ', num2str(pkr),' Pa ',,];
    disp(Xpkr);
    wkr=sqrt(k*r*tkr);
    wkrmach=wkr*3.6/1200;
    Xwkr = ['Rychlost v kritickém místě: ', num2str(wkr),' m/s ',, ' ==
', num2str(wkrmach), ' mach'];
    disp(Xwkr);
    srkr=(po/(r*to))*((2/(k+1))^(1/(k-1)));
    m=Akr*sqrt(k*r*(k/(k+1))*to)*srkr;

```

```

Xm = ['hmotnost. úbytek v krit. místě: ', num2str(m), ' kg/s'];
disp(Xm);
disp('
')
disp('*****Výpočet na výstupu trysky: *****')
t2=to*((pa/po)^((k-1)/k)); %disp('K')
% Xt2 = ['Výstupní teplota: ', num2str(t2), ' K'];
%disp(Xt2);
t2c=to*((pa/po)^((k-1)/k))-273.15; %disp('C');
Xt2c = ['Výstupní teplota: ', num2str(t2c), ' C ', ' =
', num2str(t2), ' K '];
disp(Xt2c);
sr2=pa/(r*t2);
w2=sqrt(2*cp*(to-t2));
w2mach=sqrt(2*cp*(to-t2))*3.6/1200;
Xw2 = ['Výstupní rychlost: ', num2str(w2), ' m/s', ' =
', num2str(w2mach), ' mach '];
disp(Xw2);
A2=m/(sr2*w2);
r2=sqrt(A2/pi)*100*2;
Xr2 = ['Průměr trysky na výstupu: ', num2str(r2), ' cm'];
disp(Xr2);
disp('
');
disp('ODFUK - výpočty')
sro=po/(r*to);
V=Vz+dV;
p=(po*Vz^k)/((Vz+dV)^k);
Xp = ['Nový tlak v nádobě: ', num2str(p), ' Pa'];
disp(Xp);
dm=dV*sro;
dt=dm/m;
Xdm = ['Hmotnost úbytek: ', num2str(dm), ' kg'];
disp(Xdm);
Xdt = ['časový interval: ', num2str(dt), ' s'];
disp(Xdt);
Tn=to*((p/po)^((k-1)/k));
Tnc=Tn-273.15;
XTn = ['Nová teplota v nádrži: ', num2str(Tn), ' K', ' ==
', num2str(Tnc), ' C'];
disp(XTn);
po=p;
to=Tn;
Vz=Vz+dV;

end

```

MATLAB KONEC

Vlastní průběh výpočtu:

(Výsledky jsou uváděny přesně podle programu Matlab a teprve vedle toho jsou zaokrouhleny na tři platné číslice stejně jako v přehledných tabulkách výsledků)

Zadat tlak v nádrži 15.5 MPa

Zadat teplotu v nádrži 323 K

Zadat objemtlakové nádoby včetně tlakového potrubí $0,0561 \text{ m}^3 \doteq 0,06 \text{ m}^3$

1. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $15500000 \text{ Pa} = 15,5 \text{ MPa}$

Počáteční teplota v tlakové nádobě: 323 K

Počáteční i objem tlakové nádoby: $0,0561 \text{ m}^3 \doteq 0,06 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $269,1667 \text{ K} \doteq 269 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: $8188367,7096 \text{ Pa} \doteq 8,19 \text{ MPa}$

Rychlost v kritickém místě: $328,8634 \text{ m.s}^{-1} = 0,98659 \text{ mach} \doteq 328,9 \text{ m.s}^{-1} \doteq 0,99 \text{ mach}$

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: $5,1505 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 5,16 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $704,2374 \text{ ms}^{-1} = 2,1127 \text{ mach} \doteq 704 \text{ m.s}^{-1} \doteq 2,11 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $45,529 \text{ mm} \doteq 45,5 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 12319629,8852 Pa \doteq 12,3 MPa

Hmotnostní úbytek: 1,672 kg \doteq 1,67 kg

Časový interval: 0,32464 s \doteq 0,32 s

Nová teplota v tlakové nádobě: 302,4873 K \doteq 302 K

2. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: 12319629,8852 Pa \doteq 12,3 MPa

Počáteční teplota v tlakové nádobě: 302,4873 K \doteq 302 K

Počáteční objem tlakové nádoby: 0,0661m³ \doteq 0,07 m³

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: 252,0727 K \doteq 252 K

Tlak v kritickém místě: 6508236,0997 Pa \doteq 6,51 MPa

Rychlost v kritickém místě: 318,2496 ms⁻¹ = 0,95475 mach \doteq 318 ms⁻¹ \doteq 0,95 mach

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: 4,2302 kg . s⁻¹ \doteq 4,23 kg . s⁻¹

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: 76,0128 K \doteq 76 K

Výstupní rychlost: 674,3595 ms⁻¹ = 2,0231 mach \doteq 674 ms⁻¹ \doteq 2,02 mach

Ideální průměr trysky na výstupu: 42,166 mm \doteq 42,2 mm

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 10114424,6755 Pa \doteq 10,1 MPa

Hmotnost úbytek: 1,4191 kg \doteq 1,42 kg

Časový interval: 0,33546 s \doteq 0,34 s

Nová teplota v tlakové nádobě: $285,9129 \text{ K} \doteq 286 \text{ K}$

3. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $10114424,6755 \text{ Pa} \doteq 10,1 \text{ MPa}$

Počáteční teplota v tlakové nádobě: $285,9129 \text{ K} \doteq 286 \text{ K}$

Počáteční objem tlakové nádoby: $0,0761 \text{ m}^3 \doteq 0,08 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $238,2608 \text{ K} \doteq 238 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: $5343266,3493 \text{ Pa} \doteq 5,34 \text{ MPa}$

Rychlost v kritickém místě: $309,4078 \text{ ms}^{-1} = 0,92822 \text{ mach} \doteq 309 \text{ ms}^{-1} \doteq 0,93 \text{ mach}$

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: $3,5723 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 3,57 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $649,2145 \text{ ms}^{-1} = 1,9476 \text{ mach} \doteq 649 \text{ ms}^{-1} \doteq 1,95 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $39,492 \text{ mm} \doteq 39,5 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: $8508936,6813 \text{ Pa} \doteq 8,51 \text{ MPa}$

Hmotnost úbytek: $1,2326 \text{ kg} \doteq 1,23 \text{ kg}$

Časový interval: $0,34505 \text{ s} \doteq 0,35 \text{ s}$

Nová teplota v tlakové nádobě: $272,1363 \text{ K} \doteq 272 \text{ K}$

4. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $8508936,6813 \text{ Pa} \doteq 8,51 \text{ MPa}$

Počáteční teplota v tlakové nádobě $272,1363 \text{ K} \doteq 272 \text{ K}$

Počáteční objem tlakové nádoby: $0,0861 \text{ m}^3 \doteq 0,09 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $226,7802 \text{ K} \doteq 227 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: $4495116,2816 \text{ Pa} \doteq 4,50 \text{ MPa}$

Rychlost v kritickém místě: $301,8614 \text{ ms}^{-1} = 0,90558 \text{ mach} \doteq 302 \text{ ms}^{-1} \doteq 0,91 \text{ mach}$

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: $3,0804 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 3,08 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $627,5476 \text{ ms}^{-1} = 1,8826 \text{ mach} \doteq 628 \text{ ms}^{-1} \doteq 1,88 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $37,3 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: $7295699,8949 \text{ Pa} \doteq 7,30 \text{ MPa}$

Hmotnost úbytek: $1,0894 \text{ kg} \doteq 1,09 \text{ kg}$

Časový interval: $0,35368 \text{ s} \doteq 0,35 \text{ s}$

Nová teplota v nádrži: $260,4344 \text{ K} \doteq 260 \text{ K}$

5. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $7295699,8949 \text{ Pa} \doteq 7,30 \text{ MPa}$

Počáteční teplota tlakové nádoby: $260,4344 \text{ K} \doteq 260 \text{ K}$

Počáteční objem tlakové nádoby: $0,0961 \text{ m}^3 \doteq 0,10 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $217,0286 \text{ K} \doteq 217 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: $3854185,3831 \text{ Pa} \doteq 3,85 \text{ MPa}$

Rychlost v kritickém místě: $295,3 \text{ ms}^{-1} = 0,8859 \text{ mach} \doteq 295 \text{ ms}^{-1} \doteq 0,86 \text{ mach}$

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: $2,6998 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 2,70 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $608,5381 \text{ ms}^{-1} = 1,8256 \text{ mach} \doteq 609 \text{ ms}^{-1} \doteq 1,83 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $35,461 \text{ mm} \doteq 35,5 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: $6351527,2614 \text{ Pa} \doteq 6,35 \text{ MPa}$

Hmotnost úbytek: $0,97608 \text{ kg} \doteq 0,98 \text{ kg}$

Časový interval: $0,36153 \text{ s} \doteq 0,36 \text{ s}$

Nová teplota v tlakové nádobě: $250,3234 \text{ K} \doteq 250 \text{ K}$

6. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $6351527,2614 \text{ Pa} \doteq 6,35 \text{ MPa}$

Počáteční teplota v tlakové nádobě: $250,3234 \text{ K} \doteq 250 \text{ K}$

Počáteční objem tlakové nádoby: $0,1061 \text{ m}^3 \doteq 0,11 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $208,6029 \text{ K} \doteq 209 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: 3355396,1764 Pa \doteq 3,36 MPa

Rychlost v kritickém místě: 289,511 ms⁻¹ = 0,86853 mach \doteq 290 ms⁻¹ \doteq 0,87 mach

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: 2,3974 kg · s⁻¹ \doteq 2,40 kg · s⁻¹

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: 76,0128 K \doteq 76 K

Výstupní rychlost: 591,6213 ms⁻¹ = 1,7749 mach \doteq 592 ms⁻¹ \doteq 1,77 mach

Ideální průměr trysky na výstupu: 33,89 mm \doteq 33,9 mm

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 5599053,2295 Pa \doteq 5,60 MPa

Hmotnostní úbytek: 0,88409 kg \doteq 0,88 kg

Časový interval: 0,36876 s \doteq 0,37 s

Nová teplota v nádrži: 241,4653 K \doteq 241 K

7. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: 5599053,2295 Pa \doteq 5,60 MPa

Počáteční teplota v tlakové nádobě: 241,4653 K \doteq 241 K

Počáteční objem tlakové nádobě: 0.1161 m³ \doteq 0,12 m³

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: 201,2211 K \doteq 201 K

Tlak v kritickém místě: 2957877,8496 Pa \doteq 2,96 MPa

Rychlost v kritickém místě: 284,3425 ms⁻¹ = 0,85303 mach \doteq 284 ms⁻¹ \doteq 0,85 mach

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: 2,1518 kg · s⁻¹ \doteq 2,15 kg · s⁻¹

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $576,3928 \text{ ms}^{-1} = 1,7292 \text{ mach} \doteq 576 \text{ ms}^{-1} \doteq 1,73 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $32,529 \text{ mm} \doteq 32,5 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: $4987450,3202 \text{ Pa} \doteq 4,99 \text{ MPa}$

Hmotnost úbytek: $0,80794 \text{ kg} \doteq 0,81 \text{ kg}$

Časový interval: $0,37547 \text{ s} \doteq 0,38 \text{ s}$

Nová teplota v nádrži: $233,6155 \text{ K} \doteq 234 \text{ K}$

8. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: $4987450,3202 \text{ Pa} \doteq 4,99 \text{ MPa}$

Počáteční teplota v tlakové nádobě: $233,6155 \text{ K} \doteq 234 \text{ K}$

Počáteční objem tlakové nádoby: $0,1261 \text{ m}^3 \doteq 0,13 \text{ m}^3$

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: $194,6796 \text{ K} \doteq 195 \text{ K}$

Tlak v kritickém místě: $2634779,713 \text{ Pa} \doteq 2,63 \text{ MPa}$

Rychlost v kritickém místě: $279,6824 \text{ ms}^{-1} = 0,83905 \text{ mach} \doteq 280 \text{ ms}^{-1} \doteq 0,84 \text{ mach}$

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: $1,9487 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \doteq 1,95 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: $76,0128 \text{ K} \doteq 76 \text{ K}$

Výstupní rychlost: $562,5533 \text{ ms}^{-1} = 1,6877 \text{ mach} \doteq 563 \text{ ms}^{-1} \doteq 1,69 \text{ mach}$

Ideální průměr trysky na výstupu: $31,334 \text{ mm} \doteq 31,3 \text{ mm}$

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 4482066,8386 Pa \doteq 4,48 MPa

Hmotnostní úbytek: 0,74387 kg \doteq 0,74 kg

Časový interval: 0,38172 s \doteq 0,38 s

Nová teplota v tlakové nádobě: 226,5919 K \doteq 227 K

9. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: 4482066,8386 Pa \doteq 4,48 MPa

Počáteční teplota v tlakové nádobě: 226,5919 K \doteq 227 K

Počáteční objem tlakové nádoby: 0,1361 m³ \doteq 0,14 m³

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: 188,8266 K \doteq 189 K

Tlak v kritickém místě: 2367794,2822 Pa \doteq 2,37 MPa

Rychlost v kritickém místě: 275,4461 ms⁻¹ = 0,82634 mach \doteq 275 ms⁻¹ \doteq 0,83 mach

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: 1,7782 kg . s⁻¹ \doteq 1,78 kg . s⁻¹

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: 76,0128 K \doteq 76 K

Výstupní rychlost: 549,8754 ms⁻¹ = 1,6496 mach \doteq 550 ms⁻¹ \doteq 1,65 mach

Ideální průměr trysky na výstupu: 30,275 cm \doteq 30,3 mm

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 4058535,9909 Pa \doteq 4,06 MPa

Hmotnostní úbytek: 0,68921 kg \doteq 0,69 kg

Časový Interval: 0,38759 s \doteq 0,39 s

Nová teplota v nádrži: 220,2559 K \doteq 220 K

10. řádek

Počáteční podmínky:

Počáteční tlak v tlakové nádobě: 4058535,9909 Pa \doteq 4,06 MPa

Počáteční teplota v tlakové nádobě: 220,2559 K \doteq 220 K

Počáteční objem tlakové nádoby: 0,1461 m³ \doteq 0,15 m³

Výpočet v kritickém průřezu:

Teplota v kritickém místě: 183,5466 K \doteq 184 K

Tlak v kritickém místě: 2144050,6488 Pa \doteq 2,14 MPa

Rychlost v kritickém místě: 271,5677 ms⁻¹ = 0,8147 mach \doteq 272 ms⁻¹ \doteq 0,81 mach

Hmotnostní úbytek v kritickém místě: 1,6331 kg . s⁻¹ \doteq 1,63 kg . s⁻¹

Výpočet na výstupu trysky:

Výstupní teplota: 76,0128 K \doteq 76 K

Výstupní rychlost: 538,1823 ms⁻¹ = 1,6145 mach \doteq 538 ms⁻¹ \doteq 1,61 mach

Ideální průměr trysky na výstupu: 29,327 mm \doteq 29,3 mm

ODFUK - výpočty

Nový tlak v tlakové nádobě: 3699266,6708 Pa \doteq 3,70 MPa

Hmotnostní úbytek: 0,64204 kg \doteq 0,64 kg

Časový interval: 0,39313 s \doteq 0,39 s

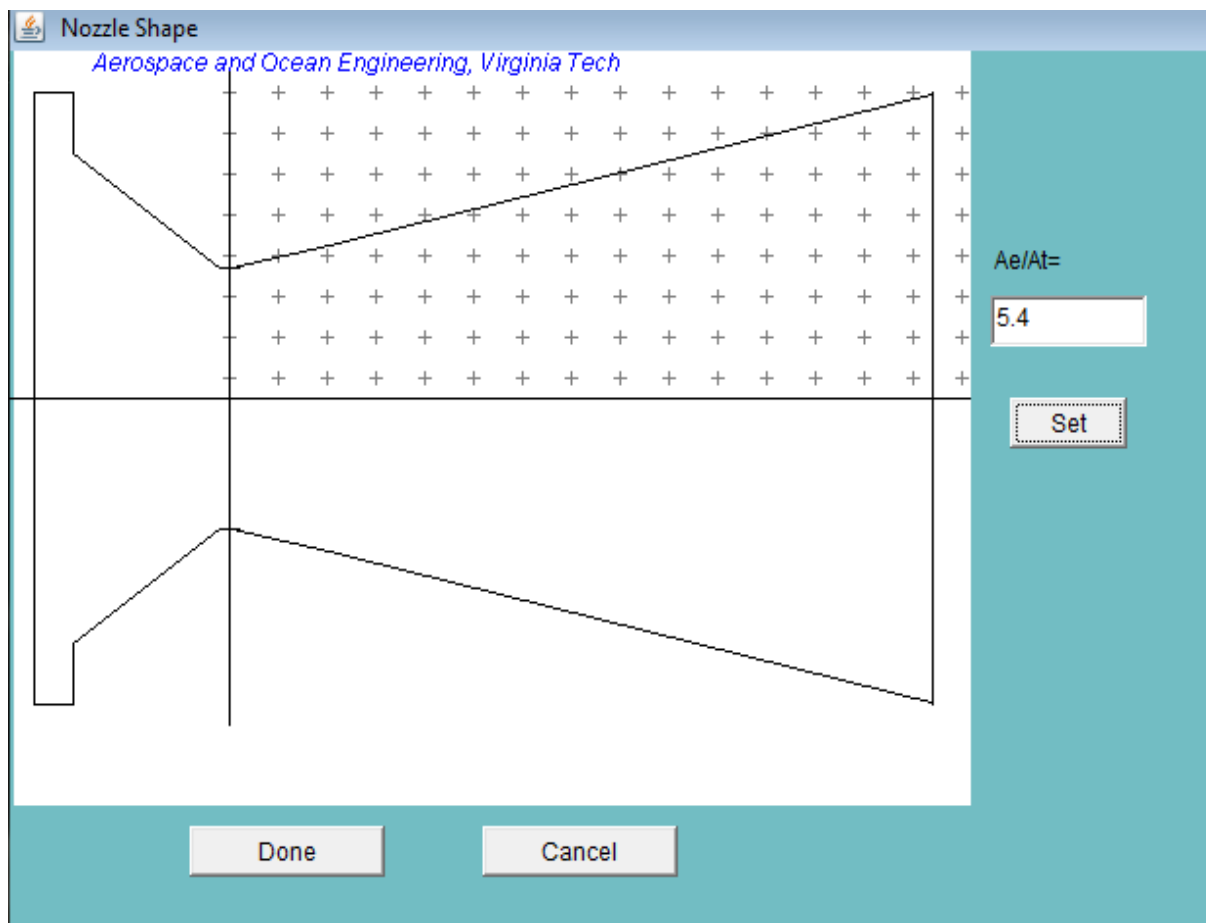
Nová teplota v nádrži: 214,4996 K \doteq 214 K

>>

Poznámka: Virtuální nárůst objemu tlakové nádoby je v důsledku adiabatické expanze vyfukovaného vzduchu v každém diferenčním kroku. Skutečný objem ani tvar tlakové nádoby se nijak nemění.

Příloha B Ukázky modelování trysky

Ukázky modelování trysky pomocí appletu (Aerospace and Ocean Engineering Virginia Tech) – zde použito pro rámcovou kontrolu výpočtů. Nejdříve je třeba provést návrh trysky, jak je zobrazeno na obr. B.1.



Obr. B.1. Návrh trysky

Na obr. B. 2. je zobrazeno ovládací rozhraní simulace průchodu vzduchu tryskou, což je grafické vyjádření změny teploty při průchodu vzduchu tryskou v závislosti na změně poměru tlaků v kritickém místě trysky a na výstupu trysky.

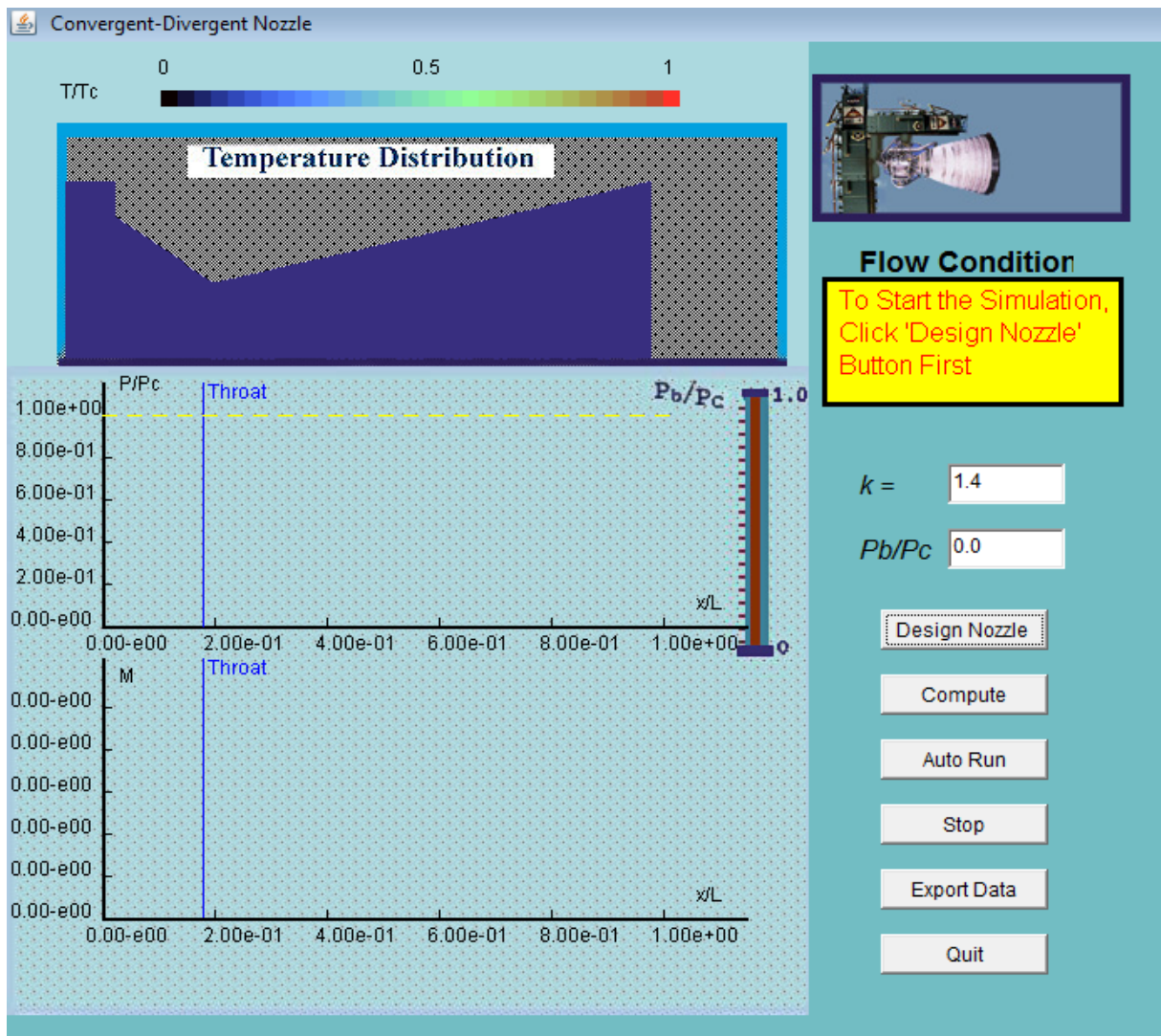
P = počáteční tlak vzduchu vstupujícího do trysky

P_b = tlak vzduchu v kritickém místě trysky

P_c = tlak vzduchu na výstupu trysky

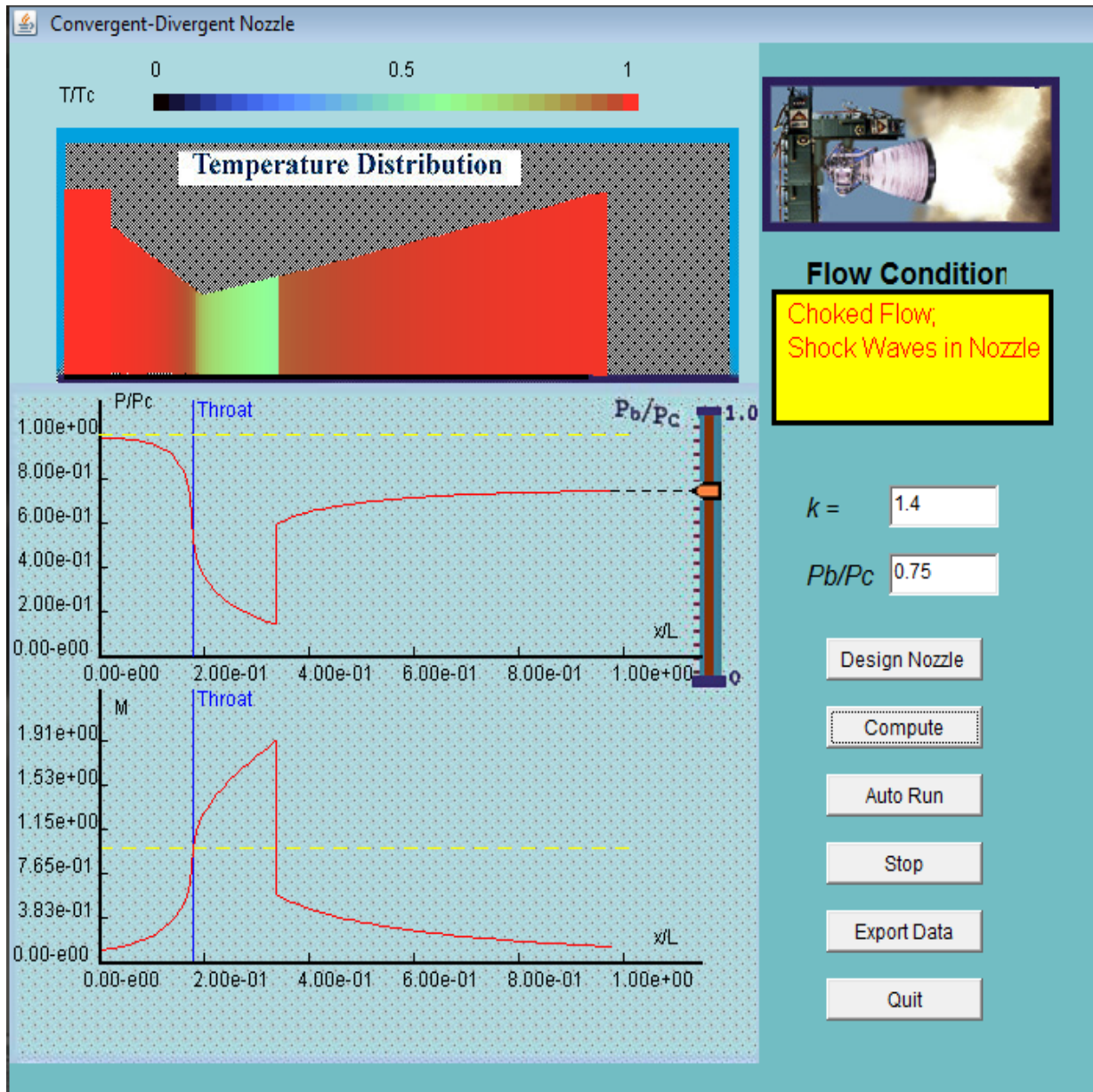
κ = Poissonovakonststa (pro vzduch = 1,4)

(v tomto appletu jsou tlaky označovány velkým písmenem)



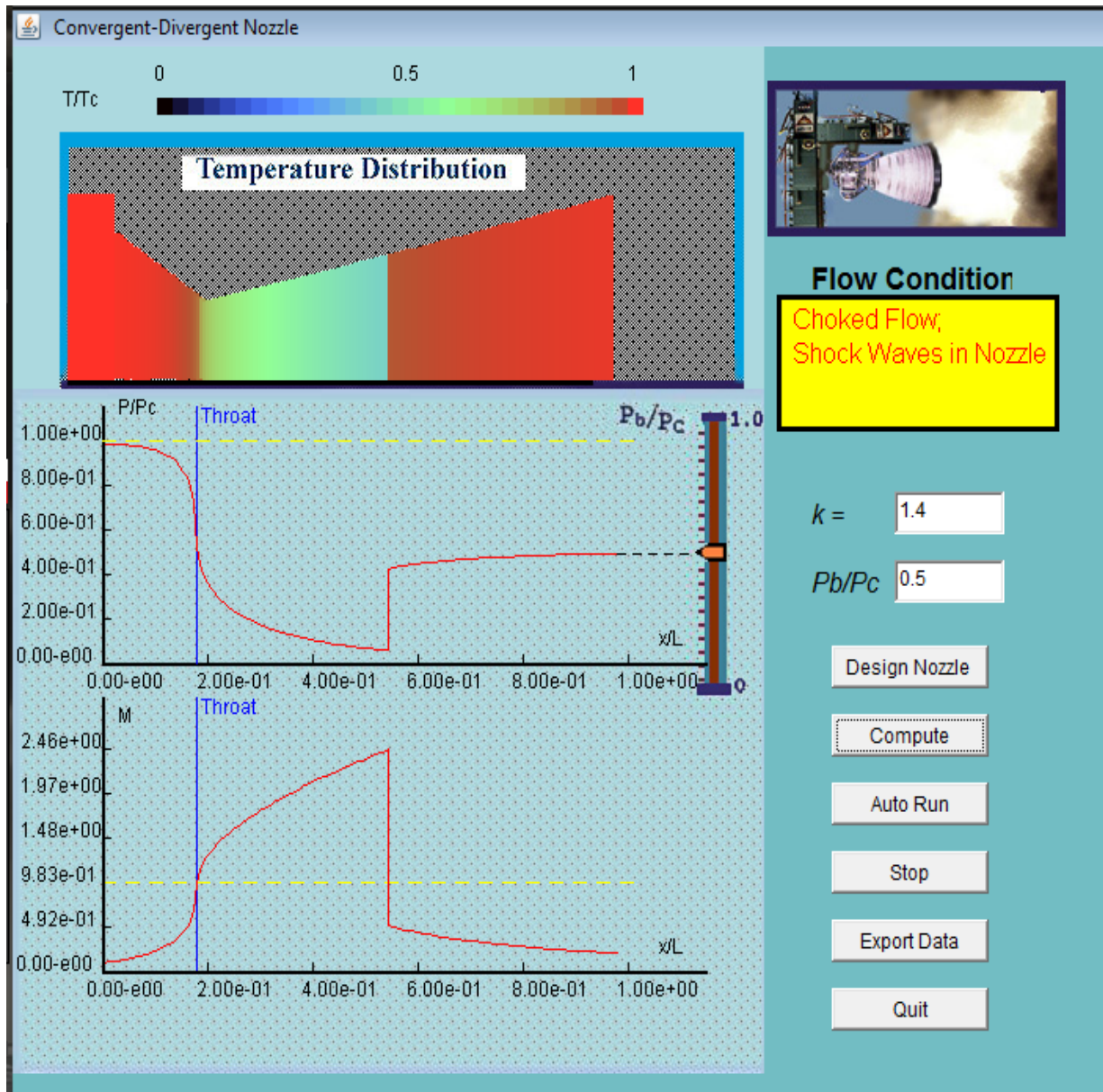
Obr. B. 2. Ovládací rozhraní simulace průchodu vzduchu tryskou

Na obr. B. 3. je zobrazena změna teploty v trysce při průchodu vzduchu v závislosti na změně poměru tlaků v kritickém místě trysky a na výstupu trysky (0,75).



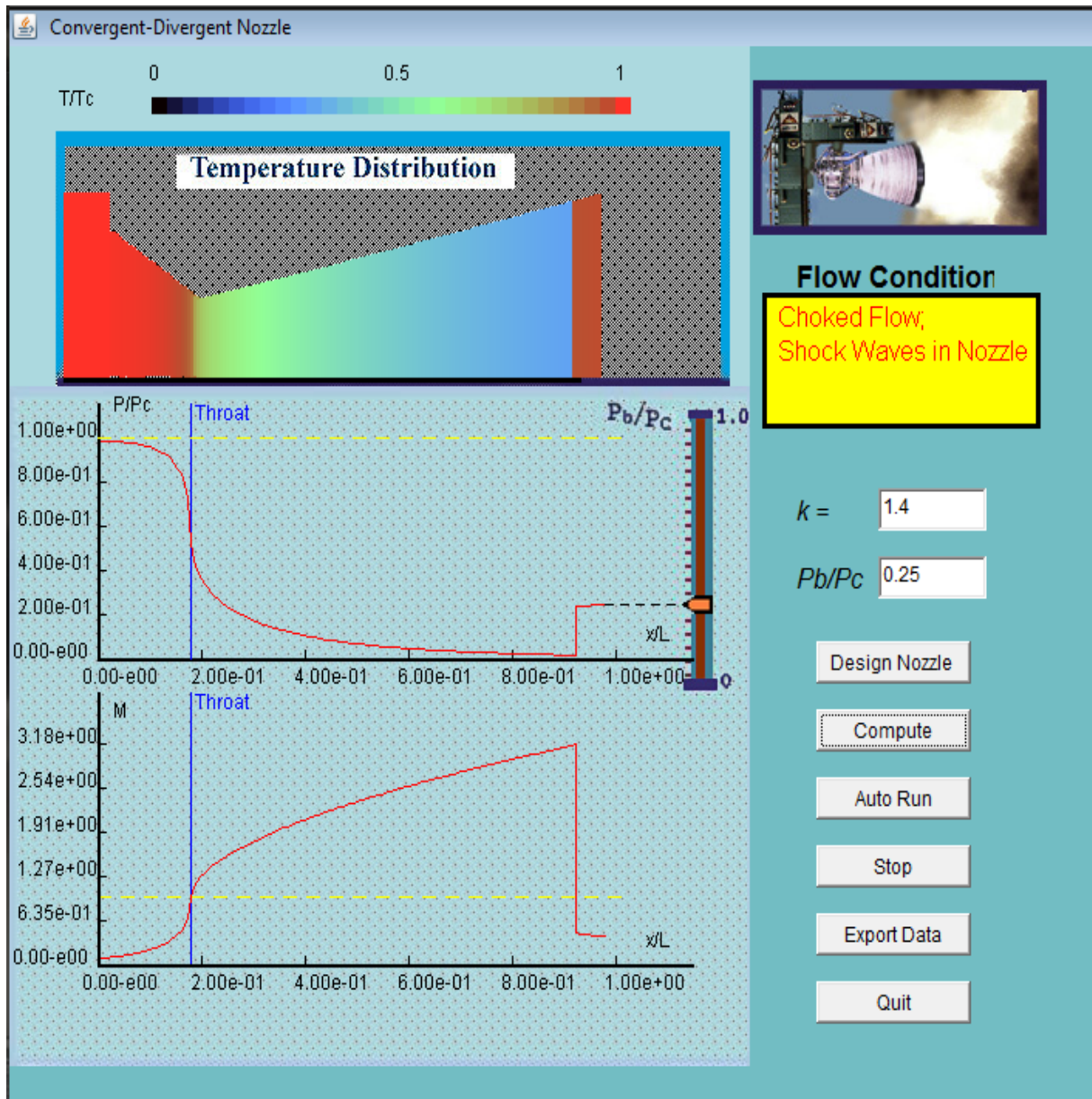
Obr. B. 3. Stav simulace při poměru tlaků $P_b/P_c = 0,75$

Na obr. B. 4. je zobrazena změna teploty v trysce při průchodu vzduchu v závislosti na změně poměru tlaků v kritickém místě trysky a na výstupu trysky (0,5).



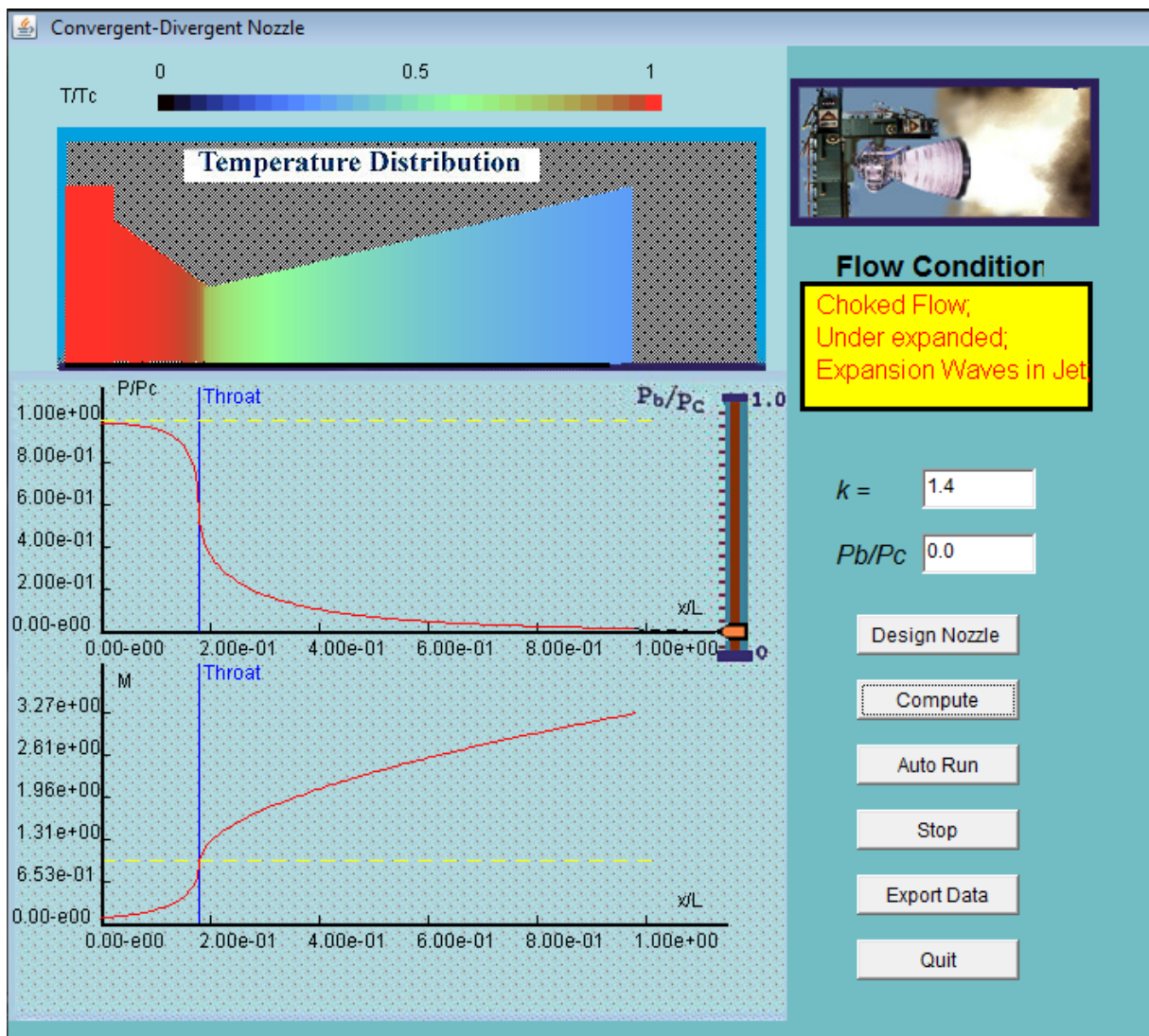
Obr. B. 4. Stav simulace při poměru tlaků $P_b/P = 0,5$

Na obr. B. 5. je zobrazena změna teploty v trysce při průchodu vzduchu v závislosti na změně poměru tlaků v kritickém místě trysky a na výstupu trysky (0,25).



Obr. B. 5. Stav simulace při poměru tlaků $P_b/P_c = 0,25$

Na obr. B. 6. je zobrazena změna teploty v trysce při průchodu vzduchu v závislosti na změně poměru tlaků v kritickém místě trysky a na výstupu trysky (0).



Obr. B. 6. Stav simulace při poměru tlaků $P_b/P_c = 0$