

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Virtuální model pro pneumatickou stabilizaci vozidla

diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Volf Jaromír, DrSc.

Diplomant: Bc. Monika Hornová

PRAHA 2015

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra elektrotechniky a automatizace

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Hornová Monika

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Virtuální model pro pneumatickou stabilizaci vozidla

Anglický název

The Virtual Model for Pneumatic Car Stabilization

Cíle práce

Navrhněte virtuální model stabilizace vozidla pneumatickou stabilizací ve spolupráci s elektronickým stabilizačním systémem.

Metodika

Seznamte se s prvky elektronické stabilizace vozidla a jejich funkcí. Navrhněte virtuální model stabilizace vozidla pneumatickou stabilizací ve spolupráci s elektronickým stabilizačním systémem.

Osnova práce

1. Úvod
2. Cíle a metodika práce
3. Přehled současných elektronických systémů stabilizace vozidla
4. Návrh modelu pro pneumatickou stabilizaci vozidla
5. Ověření modelu na simulovaných datech
6. Závěr
7. Přehled použité literatury

Rozsah textové části

cca 60 str.

Klíčová slova

stabilizace vozidla, smyk, pneumatická stabilizace

Doporučené zdroje informací

GSCHEIDLE, Rolf. Příručka pro automechaniky. 3. vydání. Praha: Europa Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.

VÉMOLA, A. Dynamika jízdy vozidel. [online]. [citováno 2013-02-19]. < <http://opvk.cdvinfo.cz/file/dynamika-jizdy-vozidel/> >

Zaplatílek, K., Doňar, B.: MATLAB - tvorba uživatelských aplikací. BEN, Praha 2004

Vedoucí práce

Volf Jaromír, prof. Ing., DrSc.

Konzultant práce

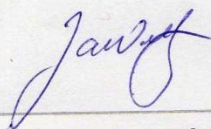
Ing. Jan Hurtečák, MBA

Termín zadání

listopad 2013

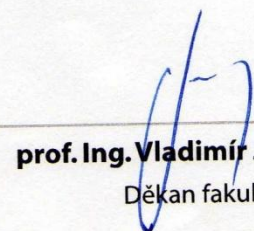
Termín odevzdání

duben 2015



prof. Ing. Jaromír Volf, DrSc.

Vedoucí katedry



prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan fakulty

V Praze dne 3.2.2014

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou prací na téma:

.....

vypracovala samostatně a použila jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědoma, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědoma, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědoma že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

.....

(podpis autora)

V dne

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala panu prof.Ing. Jaromíru Volfovi, DrSc. za zajímavé téma diplomové práce, za podporu při jejím psaní a za jeho cenné rady.

Dále bych ráda poděkovala panu Prof.Ing.Jiřímu Nožičkovi,CSc., panu Ing.Janu Hurtečákovi, MBA a panu Ing.Mariánu Zajíčkovi z firmy Festo za pomoc při hledání řešení systému a výpočtů.

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je navrhnout virtuální (matematický) model stabilizace vozidla pneumatickou stabilizací ve spolupráci s elektronickým stabilizačním systémem. V práci jsou uvedeny elektronické systémy, které zlepšují bezpečnost vozidel. Další část práce obsahuje návrh samotného modelu pro pneumatickou stabilizaci vozidla, v níž jsou popsány matematické i fyzikální procesy uvnitř daného systému. Poslední kapitola je zaměřená na ověření modelu na simulovaných datech, které byly vybrány pro konkrétní vozidlo a pro dané jízdní podmínky.

Klíčová slova:

stabilizace vozidla, smyk, pneumatická stabilizace.

Summary

The aim of this thesis is to propose a virtual (mathematical) model of vehicle stabilization by pneumatic stabilization in cooperation with the electronic stability system. The paper presents electronic systems that improve vehicle safety. Another part of this work contains a design of a model for a pneumatic stabilization of a vehicle, which describes the mathematical and physical processes inside the system. The last chapter is focused on the validation of the model on simulated data that were selected for a particular vehicle and the driving conditions.

Key words:

stabilization of the vehicle, skid, pneumatic stabilization.

Obsah

1. Úvod.....	9
2. Cíle a metodika práce	10
3. Elektronické systémy stabilizace ve vozidle.....	11
3.1. Základní principy elektronických systémů regulace podvozku.....	11
3.2. Protiblokovací systém ABS	12
3.2.1. Konstrukce systému ABS	13
3.2.2. Princip činnosti ABS.....	14
3.3. Protiskluzové zařízení ASR	16
3.4. Protiskluzové zařízení se zásahem brzd EDS	17
3.5. Elektronický stabilizační systém ESP.....	18
3.5.1. Konstrukce systému ESP	18
3.5.2. Princip činnosti systému ESP	18
4. Návrh modelu pro pneumatickou stabilizaci vozidla	21
4.1. Princip činnosti pneumatického stabilizačního systému	21
4.2. Fyzikální zákonitosti pro návrh pneumatického systému.....	22
4.2.1. Stav vzduchu uvnitř potrubí.....	22
4.2.2. Proudění plynu potrubím.....	23
4.2.3. Tlakové ztráty při proudění potrubím.....	24
4.2.4. Lavalova dýza	25
4.2.5. Velikost vzdušníku	26
4.3. Dynamika jízdy vozidel při průjezdu zatáčkou	28
5. Ověření modelu na simulovaných datech	29
5.1. První návrh matematického modelu	29
5.2. Druhý návrh matematického modelu.....	30
5.2.1. Výpočet odstředivé a adhezni síly působící na vozidlo	31

5.2.2.	<i>Potřebná síla proudu vzduchu</i>	32
5.2.3.	<i>Charakteristické veličiny uvnitř systému</i>	32
5.2.4.	<i>Návrh průměru trysky a potrubí</i>	33
5.2.5.	<i>Návrh vzdušníku a zhodnocení návrhu</i>	33
5.3.	Třetí návrh matematického modelu	35
5.3.1.	<i>Návrh pneumatické trysky</i>	37
5.3.2.	<i>Časový úsek vyprazdňování zásobníku</i>	38
5.3.3.	<i>Reakční síla vyvozená pneumatickou tryskou</i>	39
5.3.4.	<i>Návrh potrubí a výpočet tlakových ztrát</i>	39
5.4.	Čtvrtý návrh matematického modelu	42
6.	Závěr	44
7.	Přehled použité literatury	46
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	48
	SEZNAM OBRÁZKŮ	51
	SEZNAM TABULEK	52
	SEZNAM PŘÍLOH	53

1. Úvod

V běžném životě se občas každý řidič dostane do kritických situací, kdy je přinucen změnit směr a rychlost jízdy, nebo úplně zastavit vozidlo. Při intenzivním brzdění může dojít k zablokování kol, ke smýkání kol po vozovce, kdy se automobil stává neovladatelným. Vlastnosti a konstrukční opatření vozidla minimalizují příčiny vzniku dopravní nehody. Prvky aktivní bezpečnosti vozidla jsou aktivní v průběhu jízdy i před dopravní nehodou. V současné době technici usilovně věnují pozornost bezpečnosti vozidel. Hledají cesty k bezpečnému automobilu ve dvou hlavních směrech. Cílem prvního z nich je vytvářet vozy, které zabrání vlastní nehodě za použití vhodných konstrukčních prvků. Dalším směrem je zajistit v automobilu takové konstrukční prvky, které sníží následky pro všechny účastníky dopravních nehod, k nimž by mohlo dojít. Pro zajištění bezpečnosti na silnicích platí od 1.7. roku 2004, že v Evropě každé vozidlo, nově homologované a vyrobené, musí být standardně vybaveno protiblokovacím brzdovým systémem. Podle dohody Asociace evropských výrobců automobilů jsou všechny automobily prodávané v Evropě od 1.7. roku 2006 povinně vybaveny systémem ABS. Od 1.11. roku 2011 vstoupil v Evropské Unii v platnost nový zákon, který uvádí, že všechny nově uvedené modely automobilů na trzích členských států Evropské Unie musejí mít v základní výbavě systém ESP.

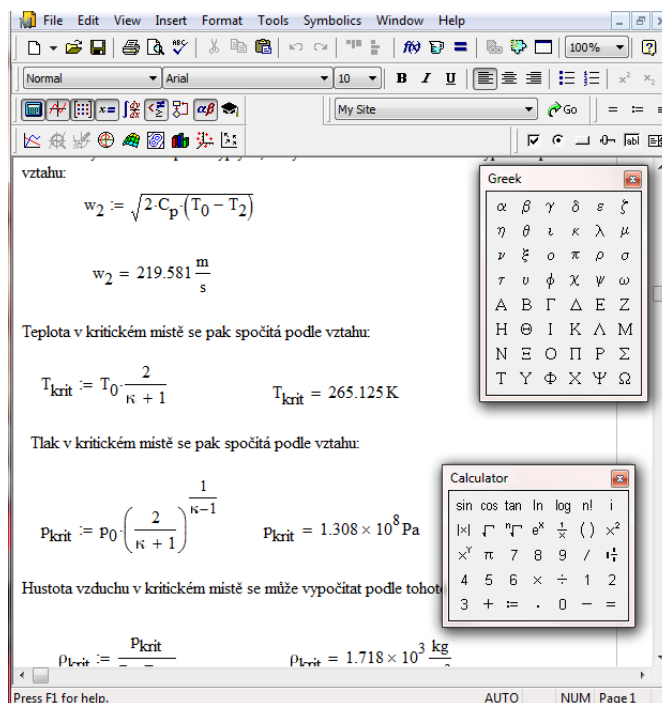
Stlačený vzduch je jedna z nejstarších forem energie, kterou lidé začali využívat ke zlepšení fyzické výkonnosti. V poměrně krátkém časovém období došlo k rozvoji pneumatiky, což vedlo k myšlence, řešit mnohé problémy jednoduše a hospodárně za pomoci pneumatických systémů. Tato diplomová práce se zaměří především na to, jak by systém stlačeného vzduchu mohl zlepšit bezpečnost při jízdě ve vozidle v kritických jízdních podmínkách.

2. Cíle a metodika práce

Cílem této diplomové práce je zaměřit se na zlepšení jízdní bezpečnosti vozidel za pomoci pneumatického stabilizačního systému. Model tohoto systému by upravoval jízdní vlastnosti především při jízdě v zatáčce, kdy by vozidlo dostalo smyk. V takové situaci novější vozidla využívají elektronický stabilizační systém ESP, který snižuje riziko smyku, popřípadě jej vyrovnává. Navrhovaný pneumatický systém by tedy spolupracoval se systémem ESP a v okamžiku, kdy by řídicí jednotka ESP vyhodnotila, že danou situaci není možné zvládnout, uvedl by se do funkčnosti i pneumatický systém.

Pneumatický systém je navržený tak, aby v okamžiku, kdy se vozidlo dostane do smyku, vyvinul potřebný točivý moment, kterým by se smyk vyrovnal a poté by se vozidlo vrátilo do přímého směru jízdy.

Virtuální model pro pneumatickou stabilizaci vozidla je implementován do prostředí Mathcad. Mathcad je počítačový software pro složité technické výpočty doplněné vestavěnými jednotkami, pracuje s datovými soubory, využívá statistické funkce a programuje rozsáhlé projekty. Grafické prostředí programu Mathcad je zobrazeno na Obr. 1.

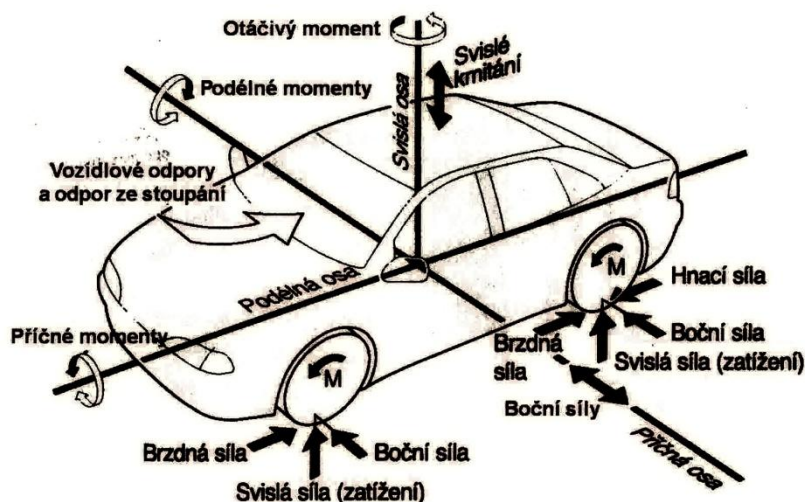


Obr. 1: Grafické prostředí programu Mathcad

3. Elektronické systémy stabilizace ve vozidle

3.1. Základní principy elektronických systémů regulace podvozku

Tření mezi pneumatikou a povrchem vozovky ve stykové ploše má důležitý význam při jízdě automobilu, ale i z hlediska jízdních vlastností a bezpečnosti provozu. Styková plocha má přenášet veškeré brzdné, hnací a boční vodící síly zobrazené na Obr. 2. Při dokonalém odvalování kola, bez prokluzu, je zajištěn bezpečný přenos sil. [1]

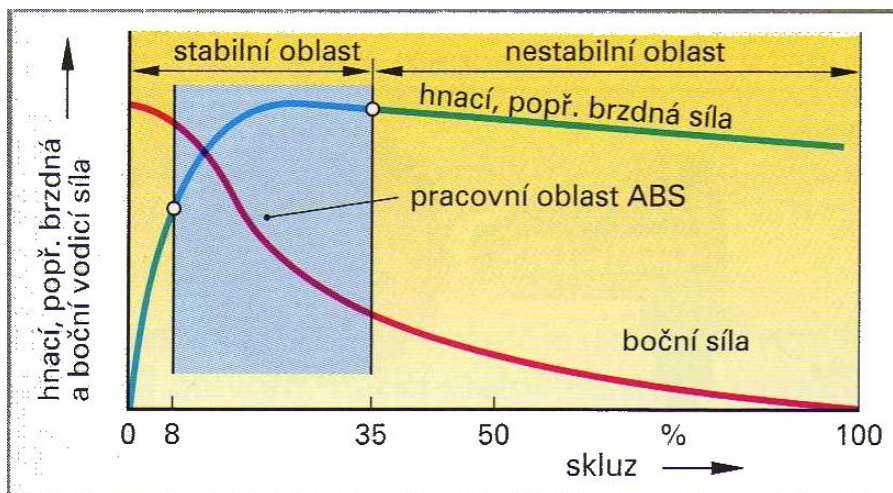


Obr. 2: Síly působící na vozidlo za jízdy [2]

Každého pohybu nebo změny pohybu lze dosáhnout silami, působících na pneumatiku. Tyto síly mohou být obvodové nebo hnací, působící síly v podélném směru pneumatik, dále boční síly způsobené větrem nebo rušivými vlivy, normálové síly vyvolané hmotností vozidla. Normálové síly působí vždy kolmo k rovině jízdní vozovky. Tyto velikosti sil jsou závislé na povrchu silnice, stavu a typu pneumatik a povětrnostních vlivech. Mezi pneumatikou a vozovkou při adhezním tření musí být síly optimálně přenášeny. Adhezní tření je závislé na součiniteli přilnavosti. Tento součinitel je určen dvojicí materiálů (pneumatika a vozovka) a aktuálními povětrnostními podmínkami.

Během odvalování pneumatiky dochází ke klouzání díky vznikající elastické deformaci. Tento jev se nazývá skluz. Pokud se zablokuje kolo, nebo se při pohonu neotáčí, dá se předpokládat, že skluz je 100 %. Přenos sil mezi vozovkou a pneumatikou bez skluzu

není možné zanedbat, protože pneumatika s vozovkou není spojena ozubením, díky tomu dochází při pohonu nebo brzdění k prokluzu. Závislost mezi hnací, brzdou, boční vodící silou a skluzem při jízdě je ve zjednodušené podobě zobrazena na Obr 3. [3]



Obr. 3: Síly na kole v závislosti na skluzu [3]

Ve stabilní oblasti zůstává kolo při jízdě říditelné a stabilní. V nestabilní poloze je hodnota skluzu příliš velká a vlivem této skutečnosti silně klesá boční vodící síla a vůz se stává neříditelný.

3.2. Protiblokovací systém ABS

Systém ABS byl vyvinut firmou BOSCH v roce 1978. Zkratka ABS pochází z počátečních písmen anglického spojení „Anti-lock Braking System“, což je protiskluzový brzdový systém. Cílem je zachovat řízení vozidla i při maximálním brzdění, zachovat stabilitu vozidla v jízdním směru a co nejvíce zkrátit brzdnou dráhu. Na mokré nebo kluzké vozovce, při nečekané reakci řidiče na určitý podnět, může dojít k intenzivnímu brzdění a k zablokování kol. V takovém případě systém ABS zamezuje blokaci kol a vozidlo tak zůstává nadále říditelné, se schopností dalšího vyhýbacího manévru (například vyhnutí se překážce). [4]

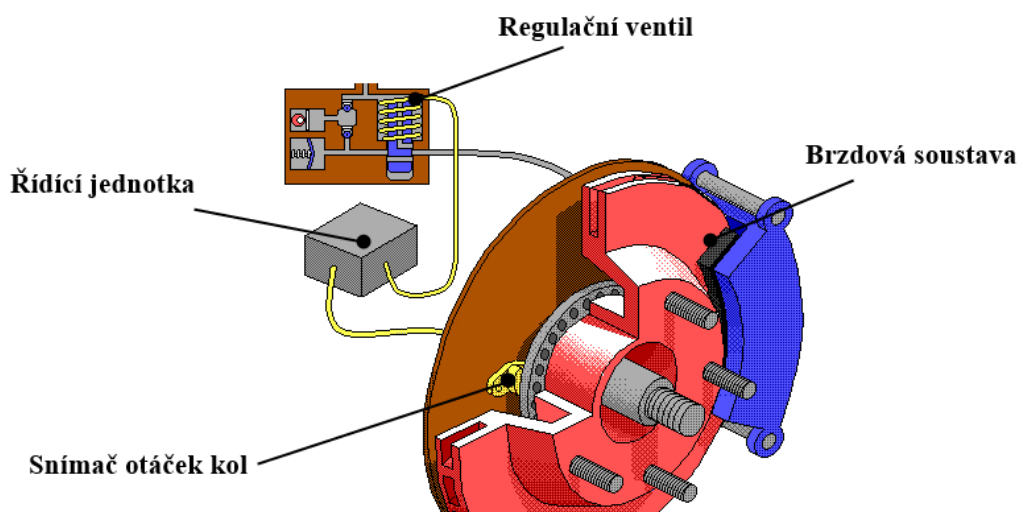
Systém ABS musí splňovat určité požadavky z hlediska stability jízdy a ovladatelnosti vozidel. Mezi tyto požadavky lze zahrnout:

- a) ABS musí při brzdění využívat součinitele adhezního tření mezi vozovkou a pneumatikou bez ohledu na reakci řidiče nebo bez ohledu rychlého či pomalého sešlápnutí brzdového pedálu,

- b) při všech stavech vozovky (mokrý či suchý vozovce) musí regulace brzdění zajistit stabilitu a říditelnost vozidla,
- c) regulace brzdné síly musí pracovat v celé rychlostní oblasti a musí se přizpůsobit adhezním změnám vozovky,
- d) při průjezdu zatáčkou a současném brzdění vozidlo musí zůstat říditelné a stabilní, jeho brzdná dráha musí být co nejkratší,
- e) systém musí obsahovat kontrolní funkci, která bude schopná rozpoznávat závadu ohrožující průběh brzdění a v takovém to případě musí být systém odstaven. [2]

3.2.1. Konstrukce systému ABS

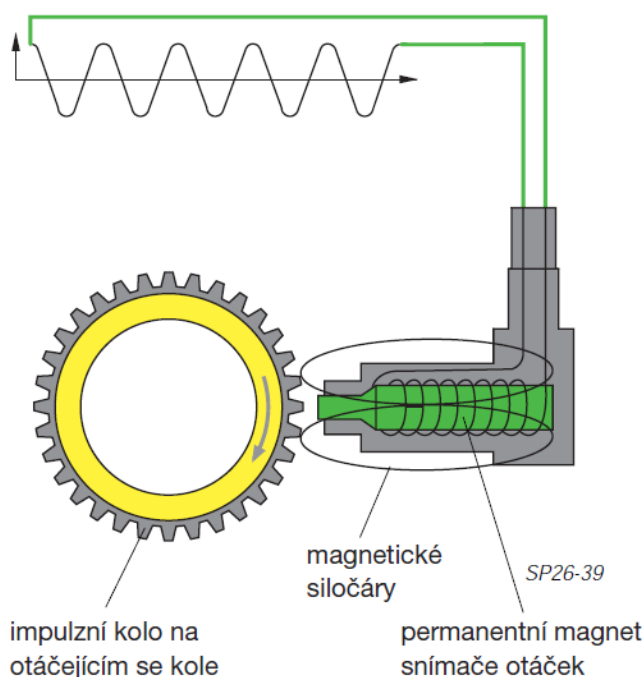
Na Obr. 4 jsou zobrazeny základní části systému ABS. U každého kola je indukční snímač otáček, který se nachází v blízkosti brzdového kotouče. Tento snímač předává informaci o rychlosti otáčení kola řídicí jednotce, která vyhodnocuje danou situaci. Tlak v brzdném systému je snižován díky pomocnému regulačnímu ventilu. [5]



Obr. 4: Základní části systému ABS [5]

3.2.2. Princip činnosti ABS

Snímač otáček (Obr. 5) je tvořen permanentním magnetem a cívkou, která je spojena s řídicí jednotkou ABS. Snímač otáček funguje na principu alternátoru. Pokud se před snímačem impulzní ozubené kolo otáčí, v cívce se začne indukovat sinusové střídavé napětí. Frekvence je závislá na otáčkách kola. Pomocí řídicí jednotky ABS se sinusové signály přeměňují a přepočítává se okamžitá rychlost otáčení kol vozidla.

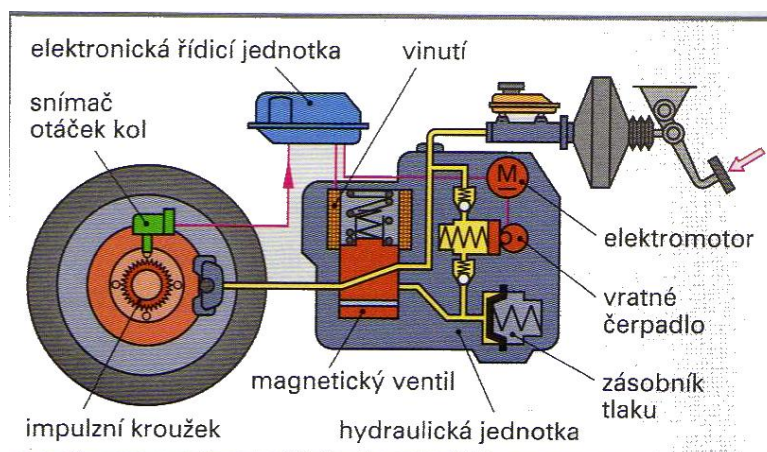


Obr. 5: Snímač otáček systému ABS [6]

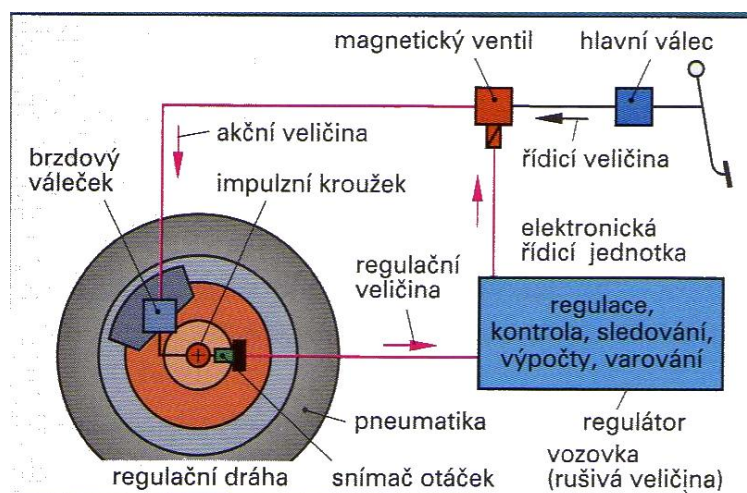
Vzduchová mezera mezi snímačem a impulzním kolem velice ovlivňuje funkci systému (především dobu kmitu). Vzduchová mezera se mění vlivem vůle v ložiskách kol a deformace nápravy. Pokud je tato mezera příliš velká, dojde k odpojení regulace ABS u daného kola. [6]

Elektronická řídicí jednotka zpracovává získané signály od snímačů a podle nich určuje a reguluje polohy magnetických ventilů. Funkci celého systému kontroluje vlastní diagnostika ABS. Pro správné funkční činnosti systému se při startu rozsvítí varovná kontrolka, která při výpadku regulace svítí nepřetržitě, a přesto lze vozidlo brzdit. Po celou dobu regulace systému je v činnosti též hydraulická jednotka (Obr. 6) s vratným čerpadlem. Tato regulace se skládá z ventilů pro řízení, zásobníku brzdové kapaliny pro každý okruh hlavního brzdového válce a elektricky poháněné vratné čerpadlo. [3]

Regulační obvod ABS je zobrazen na Obr. 7. Dvojice elektromagnetických ventilů je přepínána do tří různých poloh. V první poloze elektromagnetickým ventilem neprotéká proud a tím je zajištěno propojení mezi hlavním brzdovým válcem a brzdovým válečkem kola. Tlak v brzdě kola v této fázi roste. V druhé poloze prochází vinutím ventilu polovina maximálního proudu a dochází k oddělení brzdy kola od hlavního brzdového válce, kde tlak v brzdě kola zůstává konstantní. Ve třetí poloze protéká ventilem maximální proud, dochází k oddělení hlavního brzdového válce a dochází ke spojení brzdového válečku kola se zpětným tokem. V této fázi klesá brzdový tlak v brzdě kola a brzdová kapalina proudí přes zpětné ventily zpět do brzdového okruhu. [4]



Obr. 6: 3/3 magnetický ventil v hydraulické jednotce v poloze zvýšeného tlaku [3]

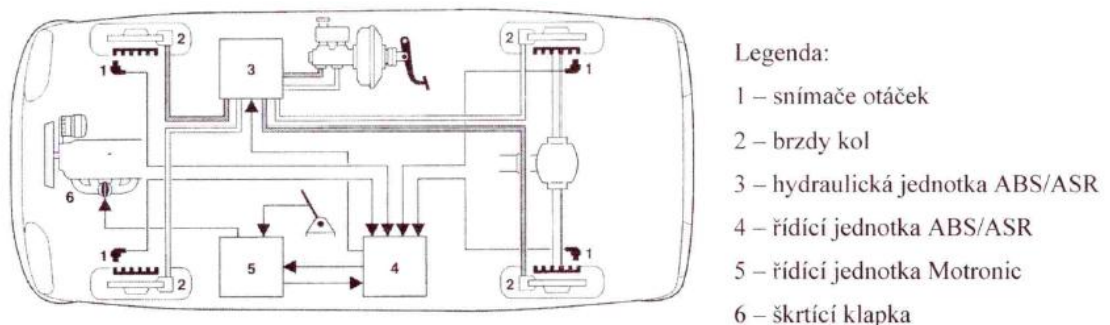


Obr. 7: Regulační obvod ABS [3]

3.3. Protiskluzové zařízení ASR

Protiskluzový systém ASR německého slova „Antriebsschlupfregelung“ je systém, který zajišťuje přenos hnacích sil od motoru na povrch vozovky. Je to systém regulace prokluzu, jež je rozšířením systému ABS. Toto zařízení má za úkol, při protočení poháněného kola a vlivem velké hnací síly ve styku kola s vozovkou, zredukovat danou sílu vhodným zásahem do činnosti poháněcí jednotky. Důvodem pro integraci s ABS je vhodné využití snímačů otáček kol ABS i pro ASR, ale i fakt, že při intenzivním protočení kola nestačí jen „ubrat“ plyn, ale je nutné rychle přibrzdit protáčeující se kolo. [1]

Systém ASR (Obr. 8) využívá stejné prvky jako systém ABS. Rozšířená je především funkce řídicí jednotky, která zpracovává signály od snímačů kol. Jednotka vyhodnotí kritický skluz a tím dojde k aktivaci hydraulické jednotky, která spustí odsávací čerpadlo. Tlakovým přepínacím ventilem se tlak přivádí do brzdového válečku k zabrzdění prokluzujícího kola. Prokluz lze snížit také omezením neseného momentu na hnací kola. Zde brzdový pedál musí být elektronicky ovládán. Řídicí jednotka pomocí výstupního signálu z pedálu zadá pokyn řídicí jednotce motoru. Zážehový motor zasáhne prostřednictvím řídicí klapky nebo délkou vstříku, vznětový motor zasáhne do činnosti vstřikem a tím se sníží moment motoru i jeho otáčky. [2]



Obr. 8: Regulace protiskluzu se zásahy brzdové soustavy a do polohy škrťací klapky [2]

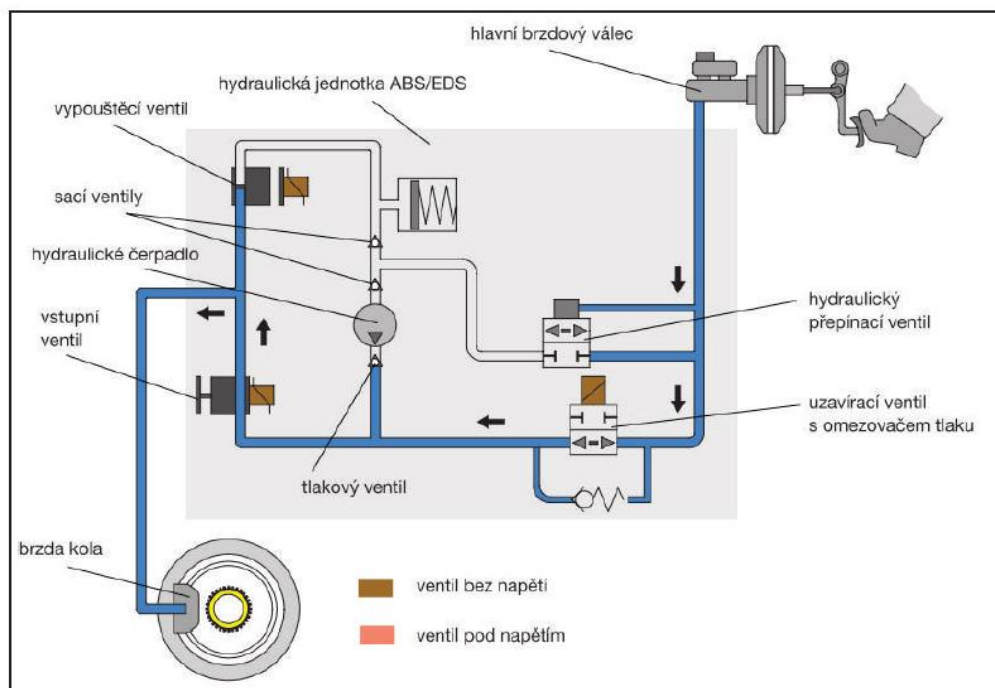
Rozlišujeme systémy ASR se zásahem motoru, se zásahem brzd (EDS systém) nebo se zásahem motoru a brzd.

Systém ASR zlepšuje trakci při rozjezdu a akceleraci, zvyšuje bezpečnost jízdy při vyšší hnací síle, přizpůsobuje moment motoru aktuální přilnavosti, informuje řidiče o dosažení hranic jízdní dynamiky.

3.4. Protiskluzové zařízení se zásahem brzd EDS

EDS (Obr. 9) je elektronický samosvorný diferenciál, který se využívá při rozjezdu vozidla. Aby bylo dosaženo lepší trakce, zablokuje se brzda na protáčejícím se kole. U diferenciálního pohonu působí na každém hnacím kole kolem 50 % hnacího momentu M_A . Pokud je povrch vozovky kluzký, pak je velikost hnacího momentu poloviční s nižším součinitelem tření.

Dojde-li k překročení přilnavosti, kolo se začne protáčet, to zaznamená snímač a informaci předá řídicí jednotce ABS/EDS. Řídicí jednotka dá podnět k mírnému a kontrolovanému přibrzdění kola. Jakmile řídicí jednotka rozpozná, na základě signálu ze snímače otáček kol, že kolo již není zrychlováno, odpojí nejprve hydraulické čerpadlo, aby se nezvyšoval tlak. Na vstupní ventil se přivede napětí a uzavře se. Vypouštěcí ventil je nadále uzavřen a otáčející se kolo je stále přibrzdováno. Jakmile řídicí jednotka dostane signál, že žádné z kol se už neprotáčí, přestane se na vstupní ventil přivádět napětí, ventil se otevře a s ním i uzavírací ventil. Tlak brzdové kapaliny klesá. Brzdová kapalina se šíří k hlavnímu brzdovému válci a tím je činnost EDS ukončena. [6]



Obr. 9: Regulační okruh jednoho kola pro ABS a EDS [6]

3.5. Elektronický stabilizační systém ESP

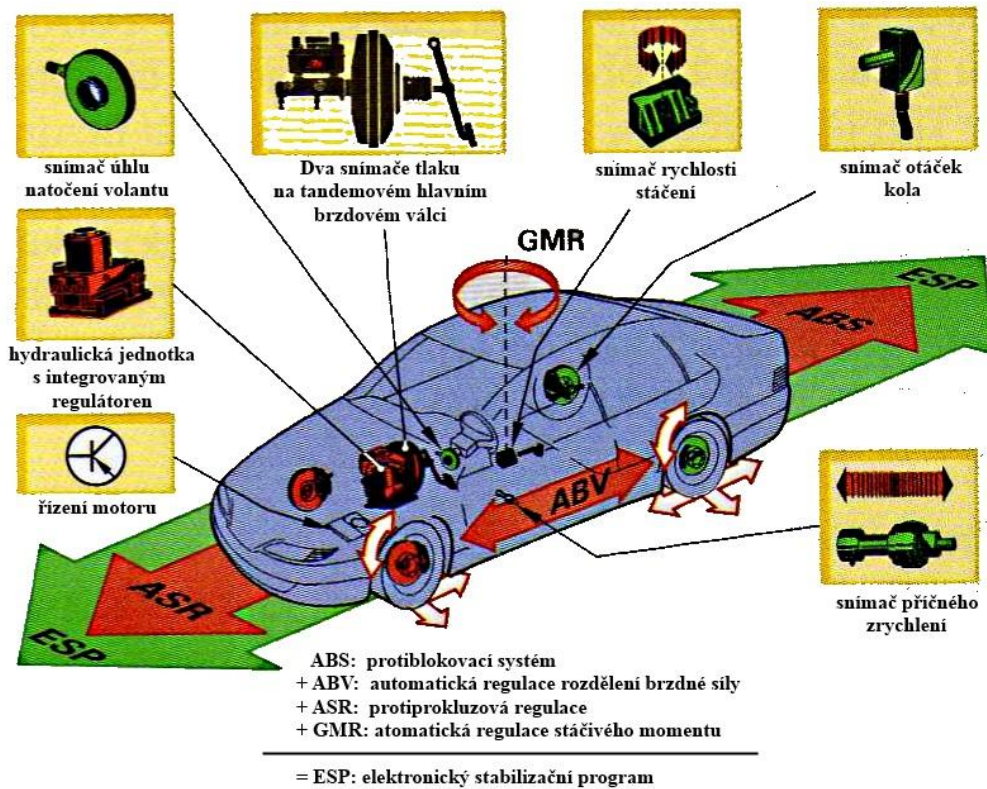
Zkratka ESP pochází z počátečních písmen anglického spojení „Electronic stability programme“. Objevení a následné zavedení systému znamenalo v automobilovém průmyslu převratný pokrok. V roce 1995 byl Mercedes první, který svůj vůz vybavil tímto systémem. Systém ESP přibrzdí jednotlivá kola, a tím zajistí optimální příčnou a podélnou stabilitu vozidla. To znamená, že za pomoci tohoto systému lze zamezit otáčení vozidla kolem své svislé osy. Celý systém spolupracuje s protiblokovacím systémem ABS, s automatickou regulací rozdělení brzdné síly ABV, s protiskluzovou regulací ASR, s regulací točivého momentu motoru MSR a s automatickou regulací stáčivého momentu GMR. [3]

3.5.1. Konstrukce systému ESP

Na obr. 10 jsou zobrazeny součásti systému ESP. Elektronický stabilizační systém obsahuje hydraulickou jednotku s integrovanou řídicí jednotkou, snímače příčného zrychlení kombinované se snímači pro míru otáčení kolem svislé osy, snímače polohy akceleračního pedálu, vstříkovací ventily, nastavovače škrtecí klapky, řídicí jednotky motoru a modul zapalování. Zásah brzd v závislosti na počtu otáček kol, úhlu řízení a brzděním tlaku regulují systémy spojené se sběrnici systému ESP.

3.5.2. Princip činnosti systému ESP

Aby systém ESP mohl správně fungovat, je velice důležité vědět, jakým směrem řidič točí volantem a jakým směrem se vozidlo opravdu pohybuje. Pro zajištění této skutečnosti využívá systém snímače pro získání informace o natočení volantu, otáčkách kol, poloze plynového pedálu, podélném a příčném zrychlení, dále informace o tlaku brzdové kapaliny a rotační rychlosti. Po získání těchto hodnot řídicí jednotka porovnává skutečnou dráhu vozidla s požadovanou a při odlišných parametrech vyhodnotí danou situaci za kritickou. Za krizové situace je možné považovat nedotáčení, přetáčení a vyhýbací manévry vozidla.



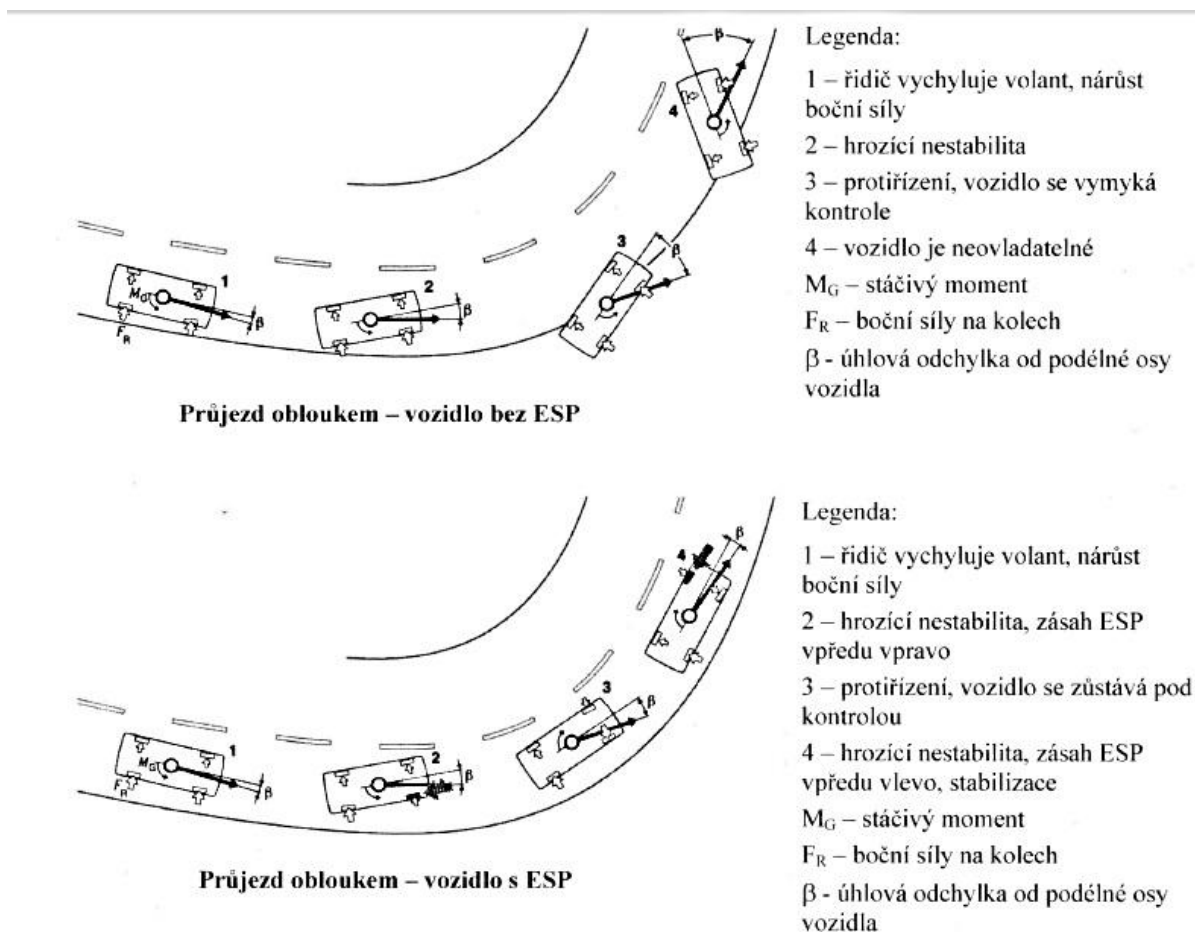
Obr. 10: ESP – součásti systému [3]

Pokud u vozidla při vyhýbacím manévru nebo při jízdě zatáčkou dochází k nedotáčení, znamená to, že se vozidlo posouvá rovně před přední nápravu. V této chvíli systém ESP pomocí předřadného čerpadla řídí brzdný tlak na zadní vnitřní kolo. Tato situace je znázorněná na Obr. 11. Předchozí akce vyvolá stáčivý moment, který otočí vozidlem kolem svislé osy, a tím působí proti nedotáčení.



Obr. 11: Nedotáčivost a přetáčivost vozidla [3]

Při přetáčení vozidla se dostane do smyku zadní náprava. Vyvolaný smyk je způsoben většinou prudkým zatočením vozidla. Tento stav vozidla je nebezpečnější než nedotáčivost, proto se intenzivně přibrzdí přední vnější kolo a dojde ke stabilizaci vozidla. Pokud by tento zásah nestačil, řídicí jednotka ESP nařídí krátkodobé přidání plynu. Na Obr. 12 je zobrazeno chování vozidla při průjezdu zatáčkou se systémem ESP a bez něho.



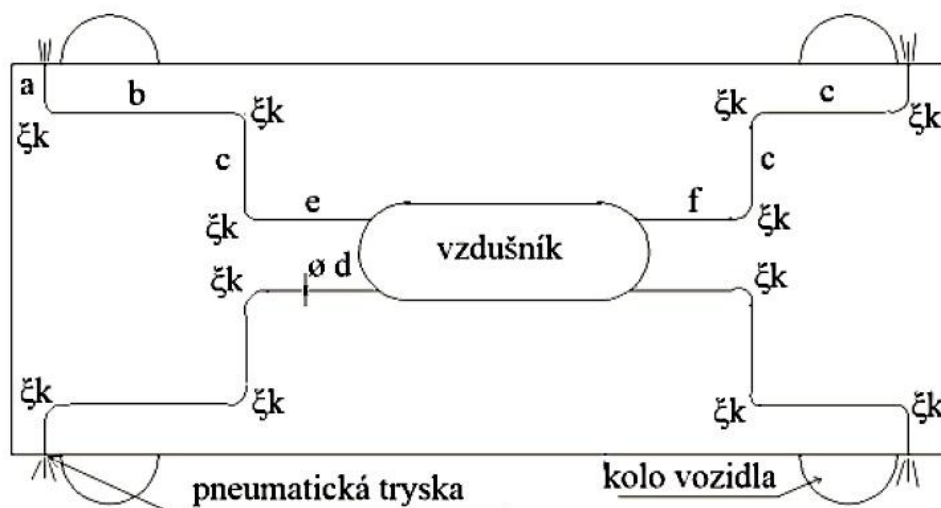
Obr. 12: Jízda vozidla zatáčkou s aktivní a pasivní činností ESP [2]

4. Návrh modelu pro pneumatickou stabilizaci vozidla

4.1. Princip činnosti pneumatického stabilizačního systému

Pneumatický stabilizační systém vozidla by spolupracoval se systémem ESP. Jednotka systému ESP by uvedla stabilizační systém do činnosti v okamžiku, pokud by vyhodnotila nezvládnutí smyku vozidla. Stlačený vzduch bude dopravován od kompresoru do vzdušníku. Jakmile řídicí jednotka ESP vyhodnotí nedostatečný zásah do řízení vozidla, pošle informaci elektro-pneumaticky ovládaným ventilům, které po otevření přivedou stlačený vzduch pneumatickým potrubím do trysek. Stlačený vzduch se pomocí trysek vyfoukne ze systému do okolního prostředí, ve kterém se vozidlo pohybuje. Vyfouknutí stlačeného vzduchu z trysky způsobí reakční sílu, které daný systém využívá.

Při smyku vozidla je udělen vozidlu točivý moment (pravotočivý, nebo levotočivý). Řídicí jednotka ESP podle dané situace otevře dva protilehlé ventily tak, aby tento točivý moment byl zmenšen nebo vyrovnán za pomoci dvojice reakčních sil, vyvolaných tryskajícím proudem vzduchu. Rozmístění částí systému a pneumatických prvků ve vozidle je zobrazeno na Obr. 13.



Obr. 13: Schématické znázornění rozmístění pneumatických prvků navrhovaného stabilizačního systému [7]

Použité zkratky na Obr. 9:

a, b, c, e, f - délky potrubí

ζ_k – ztráta na kolínku

$\varnothing d$ – průměr pneumatického potrubí

Vzdušník a kompresorová stanice budou umístěny ve středu vozidla pro lepší stabilitu. Pro umístění elektro-pneumatických ventilů jsou dvě možnosti a to těsně za výstupem ze vzdušníku nebo nakonec pneumatického potrubí před trysku. Výhodou umístění ventilů před pneumatické trysky je pružnější a rychlejší činnost systému, protože stlačený vzduch bude přímo v pneumatickém potrubí a bude docházet k menším ztrátám tlaku uvnitř celého systému. Nevýhodou tohoto umístění trysky jsou vyšší náklady na materiál potrubí, který musí odolat vysokému tlaku vzduchu uvnitř systému. Pneumatické trysky budou umístěny v oblasti přední a zadní nápravy v rozích karoserie.

4.2. Fyzikální zákonitosti pro návrh pneumatického systému

4.2.1. Stav vzduchu uvnitř potrubí

Objem V_1 (m^3) se stlačením o Δp zmenší na objem V (m^3). Stlačovat můžeme různým způsobem. Termodynamika uvádí dva extrémní případy. Stlačování izotermické, které probíhá tak pomalu, že se teplota stlačovaného média stačí vyrovnávat s teplotou okolí. Nebo stlačování adiabatické, které probíhá tak rychle, že se žádné teplo s okolím nevyměňuje. Uvažujme, že se stlačený vzduch uvnitř systému chová jako adiabata. Při zvětšování objemu plynu, jeho tlak i teplota klesají, proto pro adiabatický děj platí:

$$p_1 V_1^\chi = p_2 V_2^\chi \quad (1)$$

kde:

p_1 je tlak počátečního stavu plynu (Pa),

p_2 je tlak koncového stavu plynu (Pa),

V_1 je objem počátečního stavu plynu (m^3),

V_2 je objem koncového stavu plynu (m^3),

χ je Poissonova konstanta (-).

Rovnici pro adiabatický děj lze přepsat i pomocí veličin V a T . K tomu se využije stavová rovnice ideálního plynu:

$$\frac{nRT_1}{V_1} V_1^\chi = konst. \quad (2)$$

kde:

n je součinitel stlačitelnosti (-),

R je plynová konstanta vzduchu ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$),

T_1 je teplota počátečního stavu plynu (K). [8]

4.2.2. Proudění plynu potrubím

Při ustáleném proudění plynu potrubím je v každém okamžiku a v každém průřezu stejný hmotnostní proud plynu (Obr. 14). Tento jev lze charakterizovat pomocí rovnice kontinuity:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (3)$$

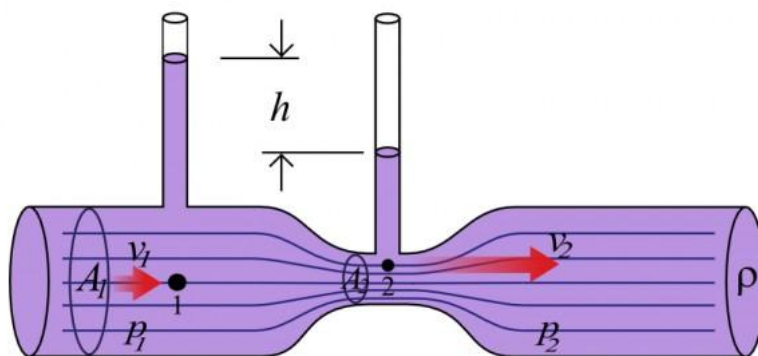
kde:

A_1 je průřez nezúžené části potrubí (m^2),

A_2 je průřez zúžené části potrubí (m^2),

v_1 je rychlost proudícího plynu v nezúžené části potrubí ($m \cdot s^{-1}$),

v_2 je rychlost proudícího plynu v zúžené části potrubí ($m \cdot s^{-1}$).



Obr. 14: Proudění plynu potrubím – rovnice kontinuity [9]

Při proudění kapaliny potrubím musí platit zákon o zachování energie, kde celková energie se skládá z energie vnitřní, tlakové, kinetické, polohové a tepelné. Jejich součtem vzniká Bernoulliho rovnice:

$$\frac{v_1^2}{2} \rho + p_1 + \rho gh + p_z = konst. \quad (4)$$

kde:

ρ je hustota proudícího plynu (kg.m^{-3}),

g je tíhové zrychlení (m.s^{-2}),

p_z je tlaková ztráta uvnitř potrubí (Pa),

h je hloubka pod volným povrchem plynu, kde se mění potenciální energie na kinetickou (m).

4.2.3. Tlakové ztráty při proudění potrubím

Při turbulentním proudění stlačeného vzduchu potrubím dochází ke ztrátám tření. V tomto směru nebyl odvozen absolutně platný vzorec, proto se v teorii předpokládá určité zjednodušení. Třecí síly vznikají na celé ploše potrubí a při proudění stlačeného vzduchu způsobují napětí, které je způsobeno brzděním hmotných částic. K překonání celkové třecí síly je potřeba vynaložit třecí práci, která odpovídá rozdílu tlaku. Tento jev je charakterizován pomocí Weisbachova vztahu pro tlakovou ztrátu:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \lambda \frac{L v_1^2}{2d} \rho \quad (\text{Pa}) \quad (5)$$

kde:

L je délka potrubí (m),

d je průměr potrubí (m),

λ je součinitel přebytku vzduchu (-). [10]

Z praktických výpočtů bylo zjištěno, že v široké oblasti nad hodnotou Reynoldsova čísla $Re = 1 \cdot 10^4$ lze pro plyny a kapaliny brát $\lambda = 0,02$.

Při proudění stlačeného vzduchu potrubím dochází ke vzniku tlakových ztrát vlivem odporu armatur, kolen atd. Tyto ztráty se nazývají ztráty v místních odporech a vypočítají se podle vztahu:

$$\Delta p = \xi \frac{v_1^2}{2} \rho \quad (Pa) \quad (6)$$

kde:

ξ je součinitel místního odporu (-).

4.2.4. Lavalova dýza

Pneumatická tryska je trubice proměnného průřezu, při jejíž činnosti dochází k přeměně vnitřní tlakové energie vzduchu v energii kinetickou. Pokud stlačený vzduch vytéká do prostředí, ve kterém je tlak p_2 odlišný od tlaku p_1 uvnitř pneumatického systému, je třeba vypočítat hmotnostní tok [11]:

$$\dot{m} = A_2 \rho_2 v_2 \quad (kg \cdot s^{-1}) \quad (7)$$

kde:

ρ_2 je hustota vzduchu okolního prostředí ($kg \cdot m^{-3}$).

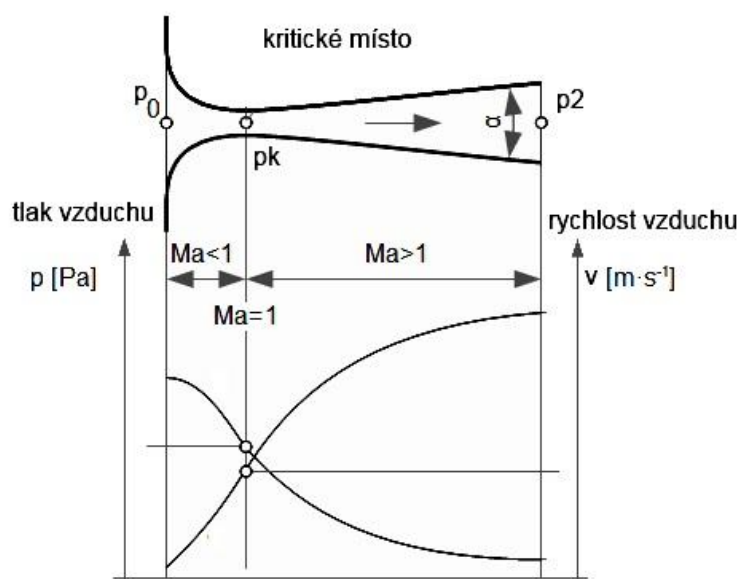
Při návrhu trysky je nutné vycházet z předepsaného stavu tekutiny a jejího hmotnostního toku. V Lavalově dýze (Obr. 15) probíhá adiabatická expanze plynu až na tlak okolí p_2 , výtoková rychlost v tomto místě v_2 je pak vyšší než rychlost v kritickém místě dýzy. I v tomto případě musí platit rovnice kontinuity, tedy že hmotnostní průtok je ve všech místech stejný. Proto výtoková rychlost z dýzy se stanoví pomocí stavových veličin před a za dýzou. Výtoková rychlost vzduchu v kritickém místě se vypočítá podle vztahu:

$$w_{kr} = \sqrt{2 \frac{\chi}{\chi - 1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} \right]} \quad (m \cdot s^{-1}) \quad (8)$$

kde:

T_0 je teplota vzduchu před Lavalovou dýzou (K),

p_0 je tlak vzduchu před Lavalovou dýzou (Pa).



Obr. 15: *Princip Lavalovy dýzy* [12]

4.2.5. *Velikost vzdušníku*

Z provozních důvodů je vhodnější volit vzdušník větší než příliš malý. Pokud počet regulačních zásahů systému nebude větší než 10 až 15 v hodině, doporučuje se velikost vzdušníku volit podle Báňského předpisu:

$$O = 1,6\sqrt{Q_{min}} \quad (m^3) \quad (9)$$

kde:

O je objem vzdušníku (m^3),

Q_{min} je jmenovitá výkonnost kompresoru ($m^3 \cdot min^{-1}$).

Pokud se uvažuje regulace start – stop, tak se velikost vzdušníku odvíjí od spotřeby vzduchu ze vzdušníku. Princip regulace je zobrazen na Obr. 16.

Kde:

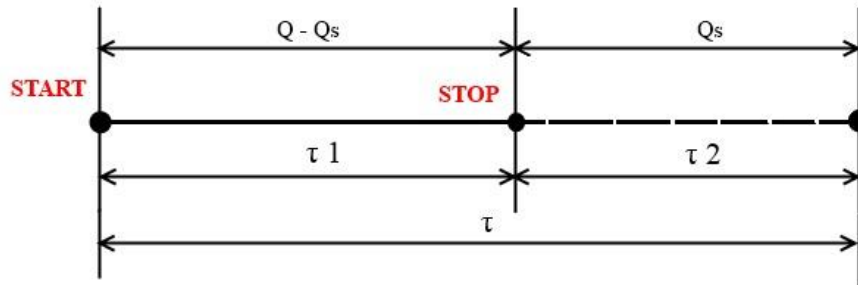
Q je výkonnost kompresoru ($m^3 \cdot min^{-1}$),

Q_s je spotřeba vzduchu ($m^3 \cdot min^{-1}$),

τ_1 je doba chodu kompresoru (min),

τ_2 je doba klidového stavu kompresoru (min),

τ je doba mezi dvěma starty stroje (min).



Obr. 16: Start – stop regulace kompresoru [13]

Pro výpočet je nutné definovat poměr výkonnosti kompresoru a spotřeby vzduchu:

$$\psi = \frac{Q_s}{Q} \quad (-). \quad (10)$$

Lze předpokládat, že v intervalech τ_2 a τ_1 bude tlak kolísat o hodnotu $\pm\Delta p$, tím se hmotnost vzduchu ve vzdušniku bude měnit o hodnotu $\pm\Delta m$, kterou lze spočítat podle vztahu:

$$\Delta m = \frac{\Delta p O}{RT_2} \quad (kg). \quad (11)$$

Z hlediska hmotnostní bilance musí platit vztah:

$$(Q - Q_s) \frac{p_0}{RT_0} \tau_1 = Q_s \frac{p_0}{RT_0} \tau_2. \quad (12)$$

Z rovnice (12) lze určit vzájemnou závislost časových intervalů:

$$(1 - \psi)Q\tau_1 = Q\psi\tau_2. \quad (13)$$

Kde po úpravě této rovnice lze vyjádřit dobu klidového stavu kompresoru τ_2 :

$$\tau_2 = \tau (1 - \psi) \quad (min) \quad (14)$$

Poté obecný vztah pro objem vzdušniku při regulaci start-stop lze vyjádřit jako [13]:

$$O = \tau (1 - \psi) \psi Q \frac{p_0 T_2}{\Delta p T_0} \quad (m^3). \quad (15)$$

4.3. Dynamika jízdy vozidel při průjezdu zatáčkou

Pro výpočet pneumatického systému budeme uvažovat odstředivou a adhezní sílu. Odstředivá síla vzniká působením setrvačné síly, která usiluje o udržení vozidla v rovnoměrném přímočarém pohybu. Její velikost je dána vztahem:

$$F_o = m_v \frac{v_v^2}{R_z} \quad (N) \quad (16)$$

kde:

m_v je hmotnost vozidla jedoucí zatáčkou (kg),

v_v je rychlost vozidla jedoucí zatáčkou ($m \cdot s^{-1}$),

R_z je poloměr zatáčky (m).

Odstředivá síla způsobuje klopivý moment, který vyvolává odlehčení vnitřních kol a přetížení vnějších kol. Tím může dojít k odtržení styku kol od vozovky nebo v horším případě k převrácení vozidla. [14]

Adhezní síla působící mezi pneumatikou vozidla a vozovkou je odvozena od Coulombova zákona o třecí síle:

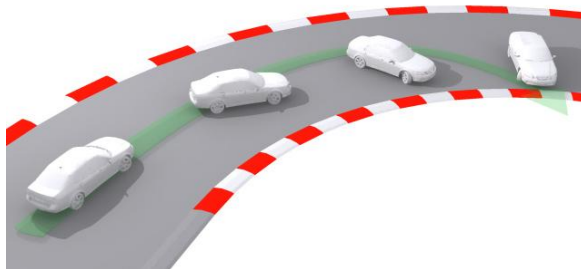
$$F_a = m_v g \mu \quad (N) \quad (17)$$

kde:

g je tíhové zrychlení ($m \cdot s^{-2}$),

μ je součinitel adheze (-).

Pokud $F_o > F_a$ dojde ke smyku vozidla (Obr. 17).



Obr. 17: Smyk vozidla [15]

5. Ověření modelu na simulovaných datech

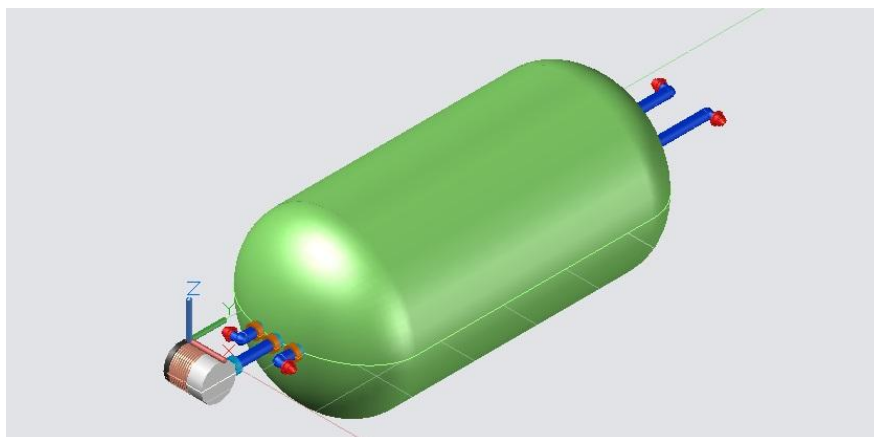
5.1. První návrh matematického modelu

První návrh modelu se simulovanými daty (Příloha 1) je navrhován při průjezdu vozidla o hmotnosti $m_v = 1380$ kg, rychlosti $v_v = 70$ km.h⁻¹ zatáčkou o poloměru $R_z = 450$ m. Z výpočtu vychází, že pokud vozidlo pojede zatáčkou rychlostí větší jak 58,6 km.h⁻¹, dostane vozidlo smyk. Při uvažování, že systém ESP pokryje vyrovnání smyku silou $F_{esp} = 220$ N, odstředivá síla v tomto případě bude $F_o = 1\ 159$ N a adhezní síla $F_a = 812,268$ N, je nutné, aby systém trysek podle výpočtů vyvinul sílu $F_{trysky} = 127,197$ N. Podle této skutečnosti byly vypočítány základní veličiny zobrazené v Tab. 1.

Tab. 1: *Vypočítané veličiny pneumatického systému pro první návrh*

Pneumatický systém - návrh 1		
Veličina	Hodnota	Jednotka
<i>Průměr potrubí</i>	50	mm
<i>Průměr trysky</i>	40	mm
<i>Objem vzdušníku</i>	360	l
<i>Tlak uvnitř potrubí</i>	0,24	MPa
<i>Síla proudu vzduchu z trysky</i>	127,197	N

Dimenze takto navrženého pneumatického systému je možné posoudit podle Obr. 18.



Obr. 18: *3D model prvního návrhu pneumatického systému*

Takto navržený systém není vhodný pro použití do vozidla. Vzdušník s objemem 360 litrů a délkou sedmi metrů, je příliš dlouhý a veliký na to, aby mohl být umístěn do vozidla. Problém by nastal i při navrhování kompresoru s výkonem $407 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Vzhledem k tak vysokému výkonu, by byl kompresor příliš objemný na umístění do vozidla. Dalším velmi závažným problémem je, že z definovaných podmínek tlak uvnitř systému je příliš malý a jistě nepostačí pro zlepšení stabilizace vozidla při smyku. Proto je zapotřebí změnit některé z navržených veličin s cílem zvýšit tlak uvnitř systému a zmenšit objem navrhovaného vzdušníku.

5.2. Druhý návrh matematického modelu

Při druhém návrhu systému byl použit stejný postup výpočtu jako u prvního návrhu, ovšem některé hodnoty byly změněny a budou rozvedeny níže.

Počáteční parametry systému jsou zobrazeny v Tab. 2.

Tab. 2: Počáteční parametry pneumatického systému pro druhý návrh

Počáteční parametry systému					
Veličina	Hodnota	Jednotka	Veličina	Hodnota	Jednotka
m_v	1380	kg	R_v	287,11	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
v_v	70	$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	p_1	$20,265 \cdot 10^6$	Pa
R_z	450	m	v_1	20	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
M	0,06	-	<i>koef</i>	6	s
g_t	9,81	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	λ	0,02	-
F_{esp}	220	N	l_1	1	m
T_1	239,15	K	l_2	1,7	m
X	1,4	-	ζ	0,15	-

Kde:

m_v je hmotnost jedoucího vozidla,

v_v je rychlost jedoucího vozidla,

μ je součinitel adheze na náledí,

g_t je tíhové zrychlení,

F_{esp} je síla vyvinutá systémem ESP,

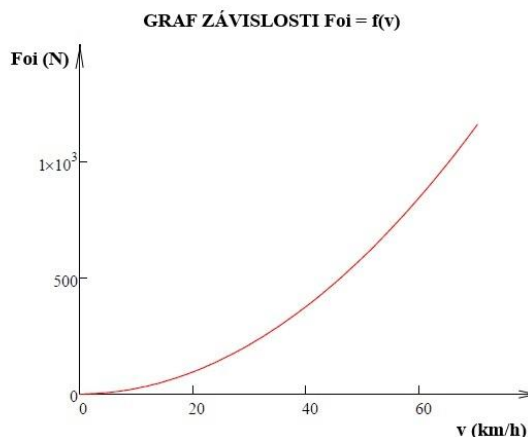
χ je Poissonova konstanta,
 R_z je poloměr oblouku vozovky,
 koef – přepočet objemu vzdušníku,
 R_v je molární plynová konstanta vzduchu.

5.2.1. Výpočet odstředivé a adhezní síly působící na vozidlo

Při průjezdu zatáčkou na vozidlo působí odstředivá síla, její velikost lze vyjádřit:

$$\vec{F}_0 = \frac{m_v v_v^2}{R_z} \quad (N). \quad (18)$$

Pro názornost je níže uvedena závislost rychlosti vozidla (Obr. 19) i-tého řádu při průjezdu zatáčkou na velikosti odstředivé síly. Z grafu je zřejmé, že se zvyšující se rychlostí vozidla odstředivá síla F_{oi} stoupá progresivně. [14]



Obr. 19: Vyjádření závislosti rychlosti vozidla na působící odstředivé síle

Adhezní síla působící mezi pneumatikou vozidla a vozovkou je definována pomocí vztahu:

$$\vec{F}_a = \mu g_t m_v \quad (N). \quad (19)$$

Cílem simulované situace je, aby se vozidlo dostalo do smyku. To znamená skutečnost, že velikost odstředivé síly musí být větší než je síla adhezní, tedy rychlost jedoucího vozidla musí být větší než nebo rovna rychlosti v_m , při které ke smyku dochází.

$$v_m = \sqrt{\mu g_t r_z} \quad (\text{km} \cdot \text{h}^{-1}). \quad (20)$$

Hodnota rychlosti v_m zobrazená v Tab. 3 je skutečně nižší, než je navrhovaná rychlost vozidla. Z této skutečnosti vyplývá, že u takto simulované situace skutečně dojde ke smyku vozidla.

5.2.2. *Potřebná síla proudu vzduchu*

Při návrhu pneumatického systému se uvažuje spolupráce s řídicí jednotkou systému ESP. Pokud tato jednotka vyhodnotí nezávládnutí jízdní situace, pomocí síly F_{esp} realizované systémem ESP, vydá pokyn pneumatickému systému a nastaví potřebné množství vzduchu pro vyvinutí potřebné síly z trysek:

$$\vec{F}_{trysky} = \vec{F}_o - \vec{F}_a - \vec{F}_{esp} \quad (N). \quad (21)$$

5.2.3. *Charakteristické veličiny uvnitř systému*

Důležitou veličinou pneumatického systému je rychlost stlačeného vzduchu vystupující z trysky, kterou lze stanovit pomocí vztahu:

$$v_{2k} = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi + 1} R_v T_1} \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1}). \quad (22)$$

Pro výpočet průtoku vzduchu je nutné zjistit hodnotu hustoty stlačeného vzduchu uvnitř potrubí definovanou vztahem:

$$\rho_1 = \frac{2\chi p_1}{v_{2k}^2 (\chi + 1)} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}). \quad (23)$$

Rychlost vzduchu uvnitř potrubí u kovových materiálů se pohybuje v rozmezí $20 - 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, z toho důvodu je vhodné rychlost proudu vzduchu uvnitř potrubí zvolit $v_1 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Z teorie leteckých motorů [16] plyne, že pneumatické trysky pracují na stejném principu, tedy na principu tahu, kde tah je síla, pomocí které je letecký motor tlačěn vpřed. Tato síla vzniká urychlením vzduchu, který prochází motorem. Celá teorie se opírá o Newtonův zákon akce a reakce. Tato tahová síla je stejně velká jako F_{trysky} jen má opačný směr. Na základě této skutečnosti lze definovat průtok vzduchu jednou tryskou:

$$Q_1 = \frac{F_{trysky}}{(v_{2k} - v_1)\rho_1} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}). \quad (24)$$

5.2.4. Návrh průměru trysky a potrubí

Průměr pneumatické trysky lze navrhnout pomocí rovnice průtoku:

$$d_{trysky} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi v_{2k}}} \quad (m). \quad (25)$$

Průměr pneumatického potrubí lze odvodit z rovnice kontinuity (3), kde po úpravě je konečný vztah definován:

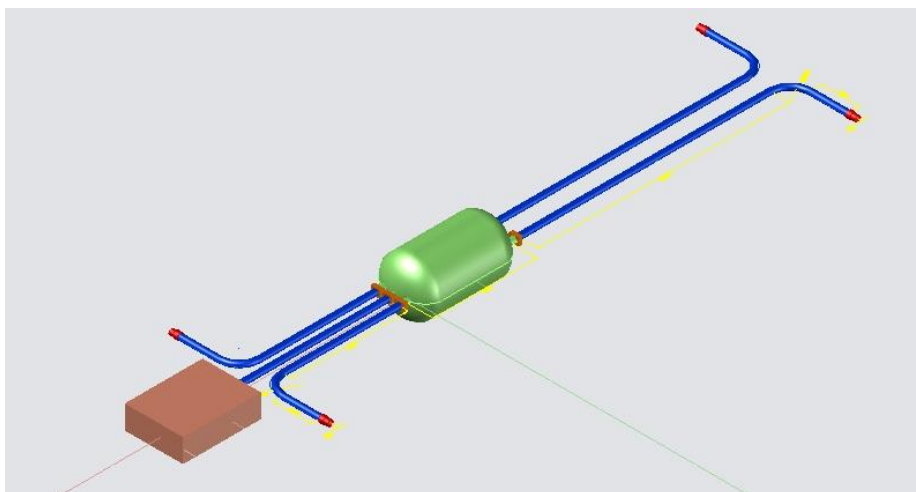
$$d_{potrubí} = \sqrt{\frac{d_{trysky}^2 v_{2k}}{v_1}} \quad (m). \quad (26)$$

5.2.5. Návrh vzdušníku a zhodnocení návrhu

Jmenovitá výkonnost kompresoru by měla být 2x větší, než je objem vzduchu proteklý jednou tryskou. Pro stanovení objemu vzdušníku lze využít empiricky stanovený vztah [12]:

$$O_{vzdušníku} = 2Q_1 koef \quad (m^3). \quad (27)$$

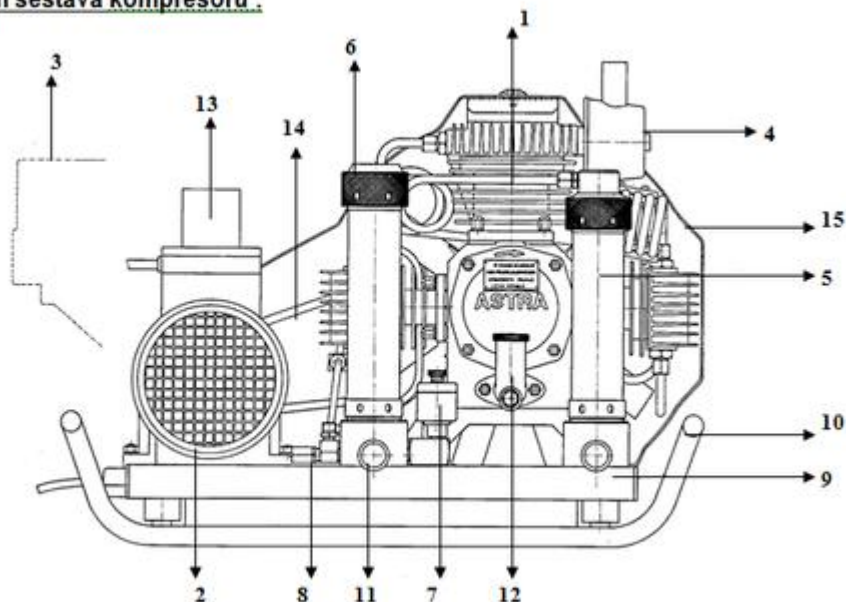
Tlakové ztráty pneumatického systému budou detailně rozpočítány ve třetím návrhu. Na Obr. 20 je 3D model druhého návrhu pneumatického systému. Kompresor ve 3D modelu je simulován kvádrem, jenž má béžovou barvu.



Obr. 20: 3D model druhého návrhu pneumatického systému

Z výše vypočtených hodnot pro pneumatický systém byl zvolen pístový kompresor Astra V3.2-E-6,5 od firmy Schifaer (Obr. 21).

Disposiční sestava kompresoru :



Obr. 21: Sestava kompresoru Astra V3.2-E-6,5 [17]

Legenda:

- 1 - sestava tříválcového, třístupňového kompresoru ASTRA, 2 - pohonná jednotka elektromotor, 3 - pohonná jednotka spalovací motor, 4 - sací vzduchový filtr atmosférického vzduchu, 5 - expanzní odlučovač kondenzátu, 6 - vysokotlaký odlučovač kondenzátu a filtr, 7 - pojistný ventil 3. stupně, 8 - rozvodka tlakového vzduchu, 9 - základový rám s vibračními tlumiči, 10 - lyžinový rám pro přepravu kompresoru, 11 - odkalovací šroub, 12 - nalévací hrdlo oleje a výpustná trubka, 13 - elektrický spínač motoru, 14 - hnací klínové řemeny, 15 - ochranný kryt

V Tab. 3 jsou zobrazeny vypočtené parametry systému tohoto návrhu.

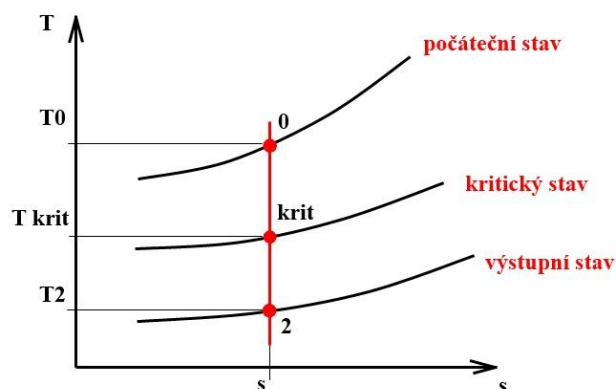
Takto navržený systém je vhodnější pro použití vozidla. Z výpočtů vyplývá, že vzdušník s objemem 25 litrů a délkou 0,54 metrů by mohl být zabudován do vozidla bez větších problémů. Tryska o průměru 3 mm je pravděpodobně nedostačující a při výfuku velice tenkým paprskem vzduchu především za jízdy ve městském provozu, by mohlo dojít k poranění chodců.

Tab. 3: Vypočtené parametry pneumatického systému pro druhý návrh

Vypočtené parametry systému		
Veličina	Hodnota	Jednotka
F_0	$1,16 \cdot 10^3$	N
F_a	812,27	N
v_m	58,60	km.h ⁻¹
F_{trysky}	127,20	N
v_{2k}	313,36	m.s ⁻¹
ρ_1	240,77	kg.m ⁻³
Q_1	108,05	l.min ⁻¹
d_{trysky}	2,71	mm
$d_{potrubí}$	10,71	mm
$O_{vzdušniku}$	25,00	l

5.3. Třetí návrh matematického modelu

Ve třetím návrhu se počítá s časovým okamžikem vyprazdňování zásobníku. Protože je úvaha výpočtu poněkud odlišná než návrhy předešlé, bude tento postup výpočtu detailně rozebrán níže. V celém systému se stlačený vzduch chová jako adiabata. T-s diagram adiabatického děje vzduchu uvnitř systému je zobrazen na Obr. 22.



Obr. 22: T-s diagram adiabatického děje uvnitř systému

Nulovým bodem je zobrazen počáteční stav vzduchu uvnitř vzdušníku. Kritický bod znázorňuje situaci stlačeného vzduchu v zúženém místě pneumatické trysky a bod označený číslem 2 znázorňuje stav vzduchu vycházející z trysky do okolního prostředí. Teploty T_0 a T_2 budou měřeny pomocí snímačů teploty.

Jako počáteční parametry systému byly zvoleny veličiny v Tab. 4.

Tab. 4: Počáteční parametry pneumatického systému pro třetí návrh

Počáteční parametry systému		
Veličina	Hodnota	Jednotka
C_p	1004,5	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
T_0	318,15	K
R_V	287,11	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
V_0	30	L
p_0	206,265	Mpa
T_2	294,15	K
χ	1,4	-
p_a	101 325	Pa

Kde:

p_0 je počáteční tlak vzduchu ve vzdušníku,

V_0 je počáteční objem vzduchu ve vzdušníku,

T_0 je počáteční teplota uvnitř vzdušníku,

T_2 je teplota okolního vzduchu,

R_V je měrná plynová konstanta,

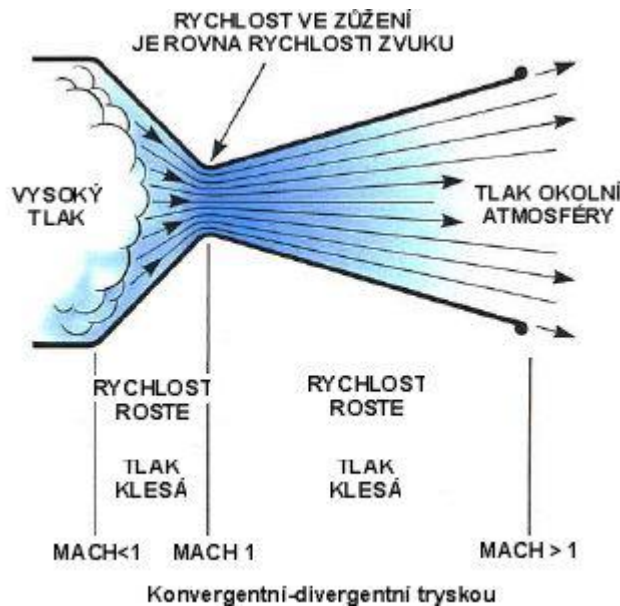
χ je Poissonova konstanta,

C_p je měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého tlaku,

p_a je atmosférický tlak vzduchu okolního prostředí.

5.3.1. Návrh pneumatické trysky

Při proudění vzduchu nadzvukovou rychlostí je vhodné pro návrh použít konvergentní-divergentní trysku (Obr. 23), která maximalizuje zisk kinetické energie ze spalín. Nesprávný návrh vzduchové trysky vede ke ztrátě energie a k nebezpečným vibracím systému. Při průchodu stlačeného vzduchu tryskou je v místě zúžení rychlost shodná s rychlostí zvuku. Jde tedy o kritický bod vyznačen v T-s diagramu na Obr. 22.



Obr. 23: Průchod stlačeného vzduchu konvergentní-divergentní tryskou [16]

Z předchozí teorie vyplývá, že rychlost v kritickém místě lze vypočítat podle vztahu:

$$w_2 = \sqrt{2C_p(T_0 - T_2)} \quad (m \cdot s^{-1}). \quad (28)$$

Teplotu v kritickém místě lze určit pomocí vztahu:

$$T_{krit} = T_0 \frac{2}{\chi + 1} \quad (K). \quad (29)$$

Tlak v kritickém místě lze vyjádřit vztahem:

$$p_{krit} = p_0 \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{1}{\chi - 1}} \quad (Pa). \quad (30)$$

Pomocí přechozích vztahů je výhodné vypočítat hodnotu hustoty vzduchu v kritickém místě trysky:

$$\rho_{krit} = \frac{p_{krit}}{R_v T_{krit}} \quad (kg \cdot m^{-3}). \quad (31)$$

Pro výpočet množství vzduchu, který proteče tryskou, je třeba stanovit průměr trysky v kritickém místě $d_{trysky} = 3 \text{ mm}$. Takto zvolený průměr vyhovuje, protože se předpokládá, že se bude tryska po zúženém místě mírně rozšiřovat.

Pro vhodnou volbu trysky je nutné stanovit množství vzduchu tryskou, tedy pomocí průměru v kritickém místě lze vypočítat průřez trysky v tomto místě [11]:

$$A_{krit} = \pi \frac{(d_{trysky})^2}{4} \quad (m^2). \quad (32)$$

Pak množství vzduchu proteklé tryskou v kritickém místě lze vypočítat podle vztahu:

$$m_{krit} = A_{krit} \sqrt{\chi R_v T_{krit}} \quad (m^3 \cdot s^{-1}). \quad (33)$$

Při činnosti pneumatického systému se bude zásobník vyprazdňovat v závislosti na čase. V návrhu se uvažuje, že tato malá časová změna ovlivňuje funkci systému, proto je třeba s touto změnou počítat.

5.3.2. Časový úsek vyprazdňování zásobníku

Časový okamžik činnosti zásobníku lze definovat jako součet času na počátku systému a časového úseku vyprazdňování. Proto bude pro vyprazdňování zásobníku zvolen malý časový úsek $\Delta t = 0,001 \text{ s}$. Na základě této skutečnosti je třeba přepočítat základní veličiny pro tuto hodnotu.

Odteklý objem v nejužším místě trysky přepočtený podle časového úseku lze definovat jako:

$$\Delta V_{krit} = A_{krit} w_2 \Delta t \quad (m^3). \quad (34)$$

Pro celkovou změnu objemu ve vzdušníku při vyprazdňování je třeba stanovit hustotu vzduchu uvnitř systému:

$$\rho = \frac{p_0}{R_v T_0} \quad (kg \cdot m^{-3}). \quad (35)$$

Potom celkovou změnu objemu vzduchu lze definovat pomocí vztahu:

$$\Delta V = \frac{\rho_{krit}}{\rho} \Delta V_{krit} \quad (m^3). \quad (36)$$

Při uvažování časové změny je skutečný objem vzdušníku definován vztahem [11]:

$$V(\Delta t) = V_0 - \Delta V \quad (m^3). \quad (37)$$

Při adiabatickém ději s růstem objemu vzduchu exponenciálně klesá tlak. Z této závislosti je třeba definovat tlak v závislosti na časové změně:

$$p_{0\Delta t} = \frac{p_0(V_0)^{1,4}}{V(\Delta t)^{1,4}} \quad (Pa). \quad (38)$$

Z výše uvedeného tlaku lze odvodit vztah pro teplotu uvnitř vzdušníku během vyprazdňování:

$$T_{0\Delta t} = T_0 \left(\frac{p_{0\Delta t}}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (K). \quad (39)$$

Výstupní teplotu při adiabatické změně vzhledem k expanzi vzduchu do okolní atmosféry vypočítáme:

$$T_{vyst\Delta t} = T_{0\Delta t} \left(\frac{p_a}{p_{0\Delta t}} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (K). \quad (40)$$

5.3.3. Reakční síla vyvozená pneumatickou tryskou

Pro výpočet reakční síly je třeba zjistit výtakovou rychlost vzduchu z trysky při vyprazdňování zásobníku. Její velikost lze stanovit pomocí rovnice [10]:

$$w_{tr} = \sqrt{2c_p(T_{0\Delta t} - T_{vyst\Delta t})} \quad (m \cdot s^{-1}). \quad (41)$$

Tato veličina umožní vypočítat reakční sílu vyvolanou expanzí vzduchu z trysky:

$$F_r = m_{krit} w_{tr} \rho_{krit} \quad (N). \quad (42)$$

5.3.4. Návrh potrubí a výpočet tlakových ztrát

Vnitřní průměr pneumatického potrubí lze odvodit z rovnice kontinuity, kde musí platit:

$$S_0 V_0 = A_{krit} w_{tr}. \quad (43)$$

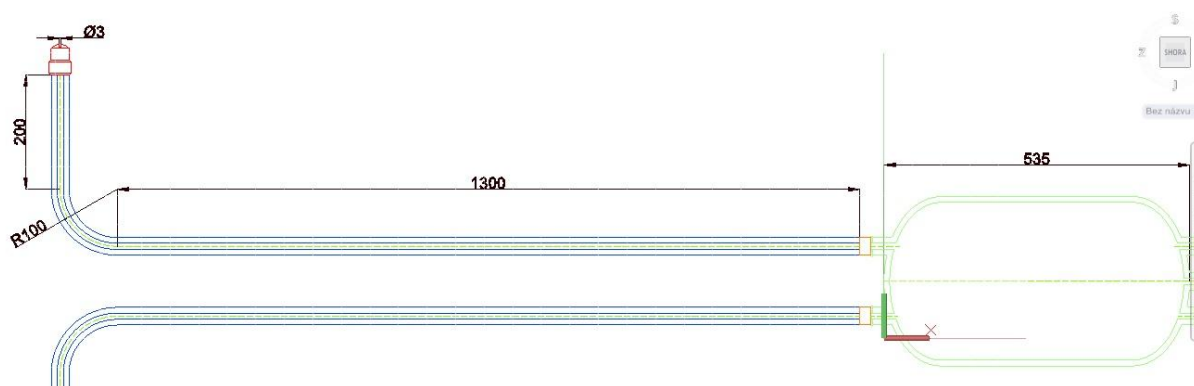
Rychlost vzduchu uvnitř potrubí bývá obvykle v rozmezí 20 – 25 m.s⁻¹. Z toho důvodu bude rychlost zvolena $v_0 = 25 \text{ m.s}^{-1}$.

Z rovnice kontinuity se vypočítá vnitřní průměr potrubí:

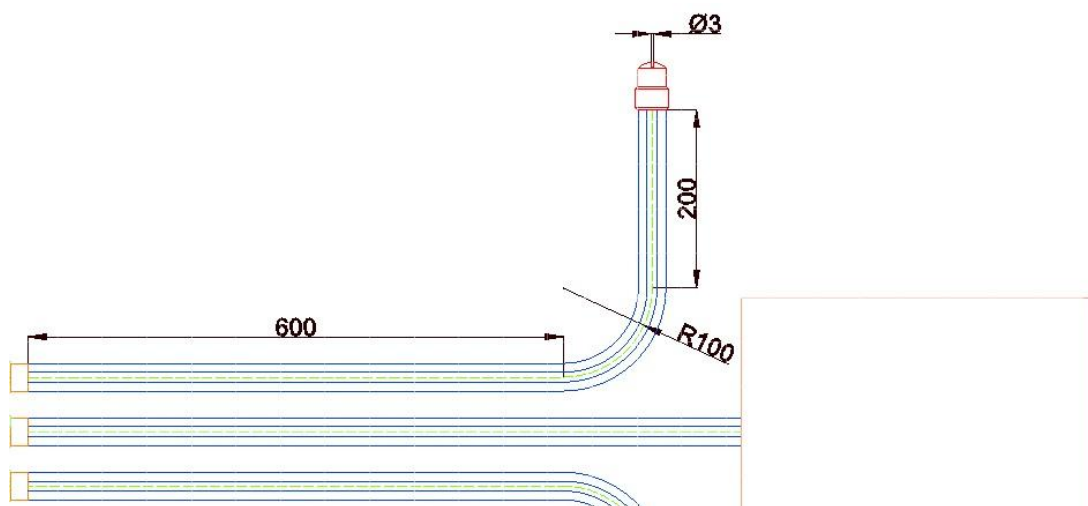
$$d_p = \sqrt{\frac{(d_{trysky})^2 w_{tr}}{v_0}} \quad (m). \quad (44)$$

V navrhovaném systému v potrubí dochází k turbulentnímu proudění, proto je vhodné zvolit součinitel přebytku vzduchu $\lambda = 0,02$.

Navržené potrubí a jeho rozměry jsou zobrazeny na Obr. 24 a 25. Délka potrubí pro přední část vozidla $l_1 = 1$ m, délka potrubí pro zadní část vozidla je navržená $l_2 = 1,7$ m.



Obr. 24: Konstrukce pneumatického potrubí pro zadní část vozidla



Obr. 25: Konstrukce pneumatického potrubí pro přední část vozidla

Tlakové ztráty v přímém vedení lze vyčíslit pomocí vztahů [13]:

$$\Delta p_1 = \frac{\lambda l_1 \rho}{d_p} \frac{v_0^2}{2} \quad (Pa), \quad (45)$$

$$\Delta p_2 = \frac{\lambda l_2 \rho}{d_p} \frac{v_0^2}{2} \quad (Pa). \quad (46)$$

Pro výpočet místních tlakových ztrát je třeba určit součinitele pro místní ztrátu $\xi = 0,15$.

Pak místní ztráta v potrubí je definovaná pomocí vztahu:

$$\Delta p_m = \frac{\rho \xi v_0^2}{2} \quad (Pa). \quad (47)$$

Celková ztráta tlaku pneumatického systému v potrubí lze definovat pomocí vztahu:

$$\Delta p_c = \Delta p_1 + \Delta p_m + \Delta p_2 + \Delta p_m \quad (Pa). \quad (48)$$

V Tab. 5 jsou zobrazeny všechny výsledky veličin vypočtených ve třetím návrhu.

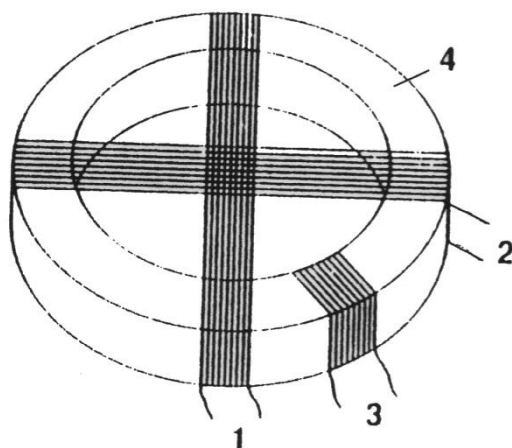
Tab. 5: Vypočtené parametry pneumatického systému pro třetí návrh

Vypočtené parametry systému					
Veličina	Hodnota	Jednotka	Veličina	Hodnota	Jednotka
w_2	219,58	m.s ⁻¹	$p_{0\Delta t}$	2,06.10 ⁸	Pa
T_{krit}	265,13	K	$T_{0\Delta t}$	318,16	K
p_{krit}	1,3.10 ⁸	Pa	$T_{vyst\Delta t}$	36,08	K
ρ_{krit}	1,72.10 ³	kg.m ⁻³	w_{tr}	752,79	m.s ⁻¹
A_{krit}	7,1.10 ⁻⁶	m ²	F_r	2,98.10 ³	N
m_{krit}	2,31.10 ⁻³	m ³ .s ⁻¹	d_p	0,02	m
ΔV_{krit}	1,55.10 ⁻⁶	m ³	Δp_1	8,57.10 ⁵	Pa
ρ	2,26.10 ³	kg.m ⁻³	Δp_2	1,46.10 ⁶	Pa
ΔV	1,18.10 ⁻⁶	m ³	Δp_m	1,06.10 ⁵	Pa
$V(\Delta t)$	29,99.10 ⁻³	m ³	Δp	2,53.10 ⁶	Pa

5.4. Čtvrtý návrh matematického modelu

Čtvrtý návrh pneumatického systému (Příloha 2) je obdobný jako předchozí model. Ovšem zde je zahrnuta stop-start regulace vzdušníku. Z výpočtů vyplývá, že potřebná síla vyvinutá tryskou je dostačující, ale velikost samotného vzdušníku je tak veliká, že umístění do osobního automobilu je nemožné.

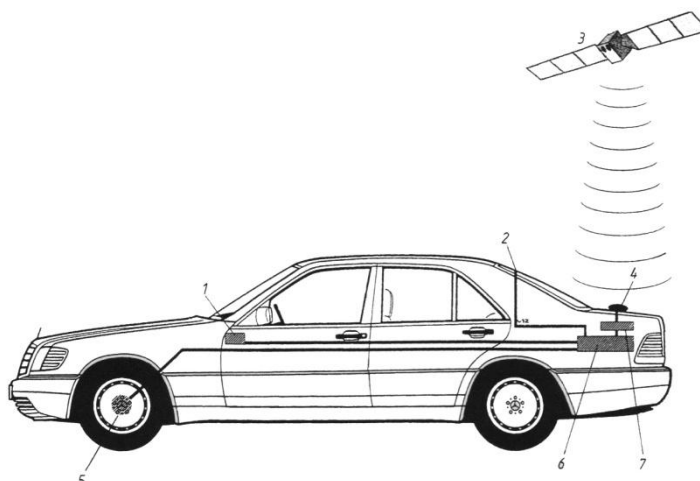
Bylo by vhodnější, aby kompresor využíval elektrické energie, která vzniká při brzdění vozidla, popřípadě jízdou z kopce. Za pomoci moderních GPS zařízení ve vozidle je možné vysledovat správný okamžik spuštění pneumatického systému, čímž by se zajistila částečná rekuperace energie. Taková navigační zařízení jsou již schopna snímat teplotu okolí, vlhkost vzduchu, rychlost vozidla a zaznamenávat jízdní dráhu v paměti. Některé navigační systémy v kombinaci s GPS systémem reagují na změnu magnetického pole Země. Snímač užívaný v těchto systémech je zobrazen na Obr. 26.



1 - cívka snímače měřící ve směru osy x, 2 - cívka měřící ve směru y, 3 - budící vinutí, 4 - prstencové jádro systému

Obr. 26: Měřicí systém snímače intenzity magnetického pole Země [1]

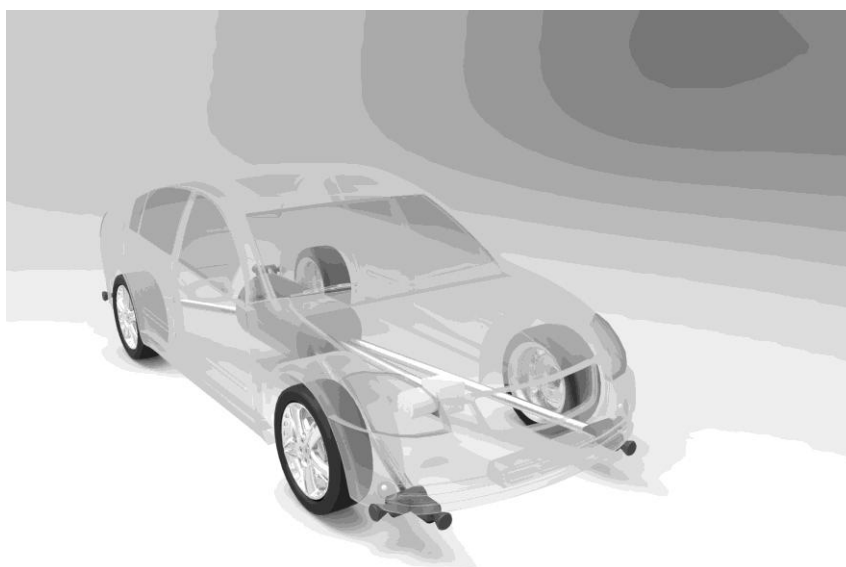
Další možnou variantou pro zlepšení funkce pneumatického systému je využít gyroskop, jako čidlo reagující na změny polohy vozidla nakloněním osy gyroskopu. Na tomto principu pracuje systém APS (Auto pilot systém) znázorněný na Obr. 27, který předem informuje řidiče o vhodnější trase a vyhodnocuje dopravní situace. [1]



1 - infomacní displej, 2 - snímač magnetického pole, 3 - satelit GPS, 4 - satelitní anténa, 5 - snímač otáček kola ABS, 6 - řídicí jednotka, 7 - přijímač GPS

Obr. 27: Navigační systém APS [1]

Samotné umístění systému do vozidla bude poněkud náročnější. Při jízdě může vozidlo projíždět pravotočivou nebo levotočivou zatáčkou. To znamená, že v okamžiku smyku, je třeba trysky natočit do určité specifické polohy. V praxi toto řešení není možné. Proto se nabízí možnost umístění trysek v rozích karoserie zobrazené na Obr. 28. Trysky umístěné do stran zamezí vznikajícímu smyku. Trysky umístěné dopředu mohou zlepšit manipulaci vozidla například při uvíznutí ve sněhu. [18]



Obr. 28: Návrh rozmístění pneumatikých trysek ve vozidle [18]

6. Závěr

Při navrhování systému je nutné vycházet z konstrukčních parametrů vozidla. To znamená, že zásobník stlačeného vzduchu musí mít odpovídající parametry, aby bylo možné jeho umístění do vozidla. Tlak vzduchu uvnitř systému je nutno navrhovat na vyšší hodnoty, aby jeho silový účinek byl dostačující pro vyrovnání smyku vozidla. Z vypočítaných návrhů vyplývá, že jako zcela nevhodný se jeví první návrh. Zde je vzdušník natolik veliký, že jej nelze umístit do vozidla. Druhý model systému je vhodnější pro umístění ve vozidle. Ale v tomto návrhu se neuvažuje čas vyprazdňování zásobníku. Z tohoto důvodu byl zvolen třetí matematický model pneumatického systému jako nejvhodnější pro použití stabilizace vozidla. V tomto návrhu systém již pracuje s malým časovým úsekem při vyprazdňování zásobníku vzduchu pro pohotovou činnost systému. Zásobník vzduchu dosahuje takových rozměrů, že jej lze umístit do běžně užívaného vozidla. Pomocí navrženého tlaku vzduchu se dosáhne dostatečně velkého silového účinku, díky němuž systém bude schopen zlepšit stabilitu vozidla při smyku.

Z hlediska aktivní bezpečnosti vozidla celý systém musí pracovat velice rychle. V takovém případě je třeba použít vysokotlaký kompresor a tlakové ventily, které se ve velmi krátkém časovém intervalu otevřou a uzavřou. Chod kompresoru, činnost pneumatických ventilů a trysek může být hlučný. Účinek hluku na člověka je závislý na intenzitě, frekvenční distribuci a řadě dalších faktorů. Hluk pístových kompresorů má převahu v oblasti nízkých kmitočtů a turbokompresorů v oblasti středních a vysokých kmitočtů. Z toho důvodu je nutné při řešení systému použít takový tlumič hluku, který bude splňovat veškeré požadavky na nejnižší hladiny hluku.

Další jevy, které mohou mít vliv na vozidlo, jsou vibrace pneumatického systému. Vibrace kompresorů vznikají vlivem momentů a sil, jimiž kompresor působí na části vozidla. Tyto síly jsou nejčastěji vyvolávány nevyvážeností rotujících částí, klikového mechanismu nebo dodávkou vzduchu kompresoru do potrubí. Tyto vibrace mají vliv i na osoby ve vozidle, proto je jejich eliminace nutná. Vibrace lze sledovat při činnosti pneumatického systému vozidla pomocí diagnostických metod.

Při návrhu pneumatického systému ve vozidle je nutné se zabývat i otázkou, jak bude systém šetrný k životnímu prostředí. Ve vyfukovaném stlačeném vzduchu ze systému se mohou nacházet mechanické nečistoty, oleje, částičky rzi či přebytečná vlhkost. Proto je nutné do systému zařadit odlučovač pro odstraňování kondenzátu a filtrační prvky. Pro tyto účely je nejvhodnější použít vzduchový čistič s redukčním ventilem pro odstraňování veškerých nečistot a zkondensované vody ve stlačeném vzduchu.

Z hlediska bezpečnosti chodců a dalších účastníků silničního provozu je nutné poznamenat, že příliš malý průměr pneumatické trysky (tenký proud vzduchu), může mít za následek poranění osob, popřípadě poškození dalších objektů. Proto je nutné vhodně umístit a dimenzovat trysky, aby jejich účinek působil především v bezprostřední blízkosti vozidla. Z toho důvodu se jako nejbezpečnější umístění trysek navrhují rohy karoserie vozidla v oblasti přední a zadní nápravy.

Celý matematický model se opírá pouze o teoretickou rovinu. Pro posouzení efektivity, bezpečnosti a vhodnosti systému je doporučeno provést simulaci smyku na modelu vozidla a zaznamenat chování vozidla při činnosti pneumatického systému a vliv systému na okolní prostředí.

7. Přehled použité literatury

- [1] ŠŤASTNÝ, J. – REMEK, B. *Autoelektrika a autoelektronika*. 6. vydání. Praha: T. Malina, 2003. ISBN 80–86293–02–5.
- [2] GREGORA, Stanislav. *Elektronické a mechatronické systémy v konstrukci silničních vozidel*. 1. vydání. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2008. ISBN 978–80–7194–982–8.
- [3] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechaniky*. 3. vydání. Praha: Europa Sobotáles, 2007. ISBN 978–80–86706–17–7.
- [4] VUT. *Elektronické bezpečnostní systémy I*. [online]. (2013). [citováno 2014-12-20]. <
<http://www.vutbr.cz/usi/dokumenty/f23776/d75943>>.
- [5] AUTOLEXICON. *ABS (Anti-lock Braking System)*. [online]. (2014). [citováno 2014-12-20]. <
<http://cs.autolexicon.net/articles/abs-anti-lock-braking-system/>>.
- [6] ŠKOLA HOSTIVAŘ. *Bezpečnostní systémy*. [online]. [citováno 2014-12-20]. <
<http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/26.pdf>>.
- [7] HORNOVÁ, M. *Pneumatické prvky a jejich aplikace u vozidel*. ČZU. Bakalářská práce. 2013.
- [8] HALLIDAY, D. – RESNICK, R. – WALKER, J. *Fyzika mechanika - termodynamika*. 1. vydání. Brno: VUTIUM, 2006. ISBN 80–214–1868–0.
- [9] FYZMATIK. *Rovnice kontinuity*. [online]. (2009). [citováno 2014-12-20]. <
<http://fyzmatik.pise.cz/909-rovnice-kontinuity-simulace.html>>.
- [10] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechnismy I*. 2. vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci. 2010. ISBN 80-7372-560-0.
- [11] NOŽIČKA, J. *Základy termomechaniky*. 2. vydání. Praha: ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.

- [12] ŠKORPÍK, J. *Proudění plynů a par dýzou/tryskou*. [online]. (2015). [citováno 2015-01-26]. < <http://www.transformacni-technologie.cz/proudeni-plynu-a-par-dyzou-tryskou.html> >.
- [13] LIŠKA, A. – NOVÁK, P. *Technika stlačeného vzduchu*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01947-0.
- [14] VÉMOLA, A. *Dynamika jízdy vozidel*. [online]. [citováno 2015-01-26]. < <http://opvk.cdvinfo.cz/file/dynamika-jizdy-vozidel/> >.
- [15] RIVIERA. *Oversteer*. [online]. (2010). [citováno 2015-01-26]. < <http://rivperformance.editboard.com/t4759p15-faq-g-body-suspension-basics> >.
- [16] KUŠSIOR, Z. *Princip vytváření tahu*. [online]. [citováno 2015-01-26]. < <http://www.leteckemotory.cz/teorie/teorie-01.php> >.
- [17] SCHIFAUER, M. *Vysokotlaké kompresory*. [online]. (2011). [citováno 2015-01-30]. < <http://www.schifauer.cz/index.php?nid=8027&lid=cs&oid=1639495> >.
- [18] HURTEČÁK, J. – VOLF, J.: Pneumatic stabilization of vehicles. In. 6th International Conference Biosystems Engineering. Tartu: Estonia, 2015. v tisku.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Symbol	Název	Jednotka
A_1	průřez nezúžené části potrubí	(m^2)
A_2	průřez zúžené části potrubí	(m^2)
A_{krit}	plocha trysky v kritickém místě trysky	(m^2)
C_p	měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého tlaku	($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
d	průměr potrubí	(m)
d_p	průměr potrubí	(m)
$d_{potrubí}$	světlost potrubí	(m)
d_{trysky}	průměr trysky	(m)
F_a	adhezní síla	(N)
F_{esp}	síla vyvinutá systémem ESP	(N)
F_o	odstředivá síla	(N)
F_r	reakční síla z trysky	(N)
F_{trysky}	síla vzduchu z trysky	(N)
g	tíhové zrychlení	($m.s^{-2}$)
h	hloubka pod volným povrchem plynu, kde se mění potenciální energie na kinetickou	(m)
koef	Přepočet objemu vzdušníku	(s)
L	délka potrubí	(m)
l_1	délka potrubí pro přední část vozidla	(m)
l_2	délka potrubí pro zadní část vozidla	(m)
m	hmotnostní tok plynu	($kg.s^{-1}$)
m_{krit}	množství vzduchu proteklé tryskou v kritickém místě	($m^3.s^{-1}$)
m_v	hmotnost vozidla jedoucí zatáčkou	(kg)
n	součinitel stlačitelnosti	(-)
O	objem vzdušníku	(m^3)
p_0	tlak vzduchu před Lavalovou dýzou	(Pa)
$p_{0\Delta t}$	tlak v závislosti na časové změně	(Pa)

Symbol	Název	Jednotka
p_1	tlak počátečního stavu plynu	(Pa)
p_2	tlak koncového stavu plynu	(Pa)
p_a	atmosférický tlak vzduchu okolního prostředí	(Pa)
p_{krit}	tlak vzduchu v kritickém místě trysky	(Pa)
p_z	tlaková ztráta uvnitř potrubí	(Pa)
Q	výkonnost kompresoru	($m^3 \cdot min^{-1}$)
Q_1	průtok vzduchu jednou tryskou	($m^3 \cdot s^{-1}$)
Q_{min}	jmenovitá výkonnost kompresoru	($m^3 \cdot min^{-1}$)
Q_s	spotřeba vzduchu	($m^3 \cdot min^{-1}$)
R	plynová konstanta vzduchu	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
R_v	měrná plynová konstanta	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
R_z	poloměr zatačky	(m)
T_0	teplota vzduchu před Lavalovou dýzou	(K)
$T_{0\Delta t}$	teplota v závislosti na časové změně	(K)
T_1	teplota počátečního stavu plynu	(K)
T_2	teplota okolního vzduchu	(K)
T_{krit}	teplota vzduchu v kritickém místě trysky	(K)
$T_{vyst\Delta t}$	výstupní teplota vzduchu do okolní atmosféry	(K)
$V(\Delta t)$	skutečný objem vzdušníku	(m^3)
V_0	počáteční objem vzduchu ve vzdušníku	(m^3)
v_0	rychlost vzduchu uvnitř potrubí	($m \cdot s^{-1}$)
V_1	objem počátečního stavu plynu	(m^3)
v_1	rychlost proudícího plynu v nezúžené části potrubí	($m \cdot s^{-1}$)
V_2	objem koncového stavu plynu	(m^3)
v_2	rychlost proudícího plynu v zúžené části potrubí	($m \cdot s^{-1}$)
v_{2k}	rychlost stlačeného vzduchu vystupující z trysky	($m \cdot s^{-1}$)

Symbol	Název	Jednotka
v_m	rychlost, při které dojde ke smyku	$(m.s^{-1})$
v_v	rychlost vozidla jedoucí zatáčkou	$(m.s^{-1})$
w_2	rychlost vzduchu v kritickém místě trysky	$(m.s^{-1})$
w_{kr}	rychlost vzduchu v kritickém místě	$(m.s^{-1})$
w_{tr}	výtoková rychlost z trysky	$(m.s^{-1})$
Δm	změna hmotnosti vzdušníku	(kg)
Δp	tlaková ztráta vzduchu	(Pa)
Δp_1	tlaková ztráta v přímém vedení pro přední část vozidla	(Pa)
Δp_2	tlaková ztráta v přímém vedení pro zadní část vozidla	(Pa)
Δp_c	celková tlaková ztráta pneumatického systému	(Pa)
Δp_m	místní tlaková ztráta potrubí	(Pa)
ΔV	celková změna objemu vzduchu	(m^3)
ΔV_{krit}	odteklý objem vzduchu proteklé tryskou v kritickém místě	(m^3)
λ	součinitel přebytku vzduchu	$(-)$
μ	součinitel adheze	$(-)$
ξ	součinitel místního odporu	$(-)$
ρ	hustota proudícího plynu	$(kg.m^{-3})$
ρ_2	hustota vzduchu okolního prostředí	$(kg.m^{-3})$
ρ_{krit}	hustota vzduchu v kritickém místě trysky	$(kg.m^{-3})$
τ	doba mezi dvěma starty stroje	(min)
τ_1	doba chodu kompresoru	(min)
τ_2	doba stání kompresoru	(min)
χ	Poissonova konstanta	$(-)$

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Grafické prostředí programu Mathcad	10
Obr. 2 Síly působící na vozidlo za jízdy	11
Obr. 3 Síly na kole v závislosti na skluzu	12
Obr. 4 Základní části systému ABS	13
Obr. 5 Snímač otáček systému ABS	14
Obr. 6 3/3 magnetický ventil v hydraulické jednotce v poloze zvýšeného tlaku.....	15
Obr. 7 Regulační obvod ABS	15
Obr. 8 Regulace protiskluzu se zásahy brzdové soustavy a do polohy škrťací klapky.....	16
Obr. 9 Regulační okruh jednoho kola pro ABS a EDS.....	17
Obr. 10 ESP – součásti systému	19
Obr. 11 Nedotáčivost a přetáčivost vozidla	19
Obr. 12 Jízda vozidla zatáčkou s aktivní a pasivní činností ESP.....	20
Obr. 13 Schématické znázornění rozmístění pneumatických prvků navrhovaného stabilizačního systému.....	21
Obr. 14 Proudění plynu potrubím – rovnice kontinuity	23
Obr. 15 Princip Lavalovy dýzy	26
Obr. 16 Start – stop regulace kompresoru	27
Obr. 17 Smyk vozidla	28
Obr. 18 3D model prvního návrhu pneumatického systému.....	29
Obr. 19 Vyjádření závislosti rychlosti vozidla na působící odstředivé síle	31
Obr. 20 3D model druhého návrhu pneumatického systému	33
Obr. 21 Sestava kompresoru Astra V3.2-E-6,5.....	34
Obr. 22 T-s diagram adiabatického děje uvnitř systému.....	35
Obr. 23 Průchod stlačeného vzduchu konvergentní-divergentní tryskou	37
Obr. 24 Konstrukce pneumatického potrubí pro zadní část vozidla.....	40
Obr. 25 Konstrukce pneumatického potrubí pro přední část vozidla	41
Obr. 26 Měřicí systém snímače intenzity magnetického pole Země	42
Obr. 27 Navigační systém APS	43
Obr. 28 Návrh rozmístění pneumatických trysek ve vozidle.....	43

SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Vypočítané veličiny pneumatického systému pro první návrh.....	29
Tab. 2	Počáteční parametry pneumatického systému pro druhý návrh	30
Tab. 3	Vypočítané veličiny pneumatického systému pro druhý návrh	35
Tab. 4	Počáteční parametry pneumatického systému pro třetí návrh	36
Tab. 5	Vypočítané veličiny pneumatického systému pro třetí návrh.....	41

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: První návrh matematického modelu pneumatického stabilizačního systému

Příloha 2: Čtvrtý návrh matematického modelu pneumatického stabilizačního systému

Příloha 1

První návrh matematického modelu pneumatického stabilizačního systému¹

Výpočet odstředivé síly při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou na vozidlo působí odstředivá síla. Zvolené hodnoty pro simulaci situace ve smyku:

$$m_v := 1380 \cdot \text{kg}$$

$$v_v := 70 \cdot \frac{\text{km}}{\text{hr}}$$

$$r_z := 450 \cdot \text{m}$$

Kde:

m_v je hmotnost jedoucího vozidla,

v_v je rychlost jedoucího vozidla,

r_z je poloměr oblouku vozovky.

Velikost odstředivé síly:

$$F_o := \frac{m_v \cdot v_v^2}{r_z}$$

$$F_o = 1.159 \times 10^3 \text{ N}$$

Pro názornost je zde uveden graf závislosti rychlosti vozidla v na velikosti odstředivé síly F_o při průjezdu zatáčkou.

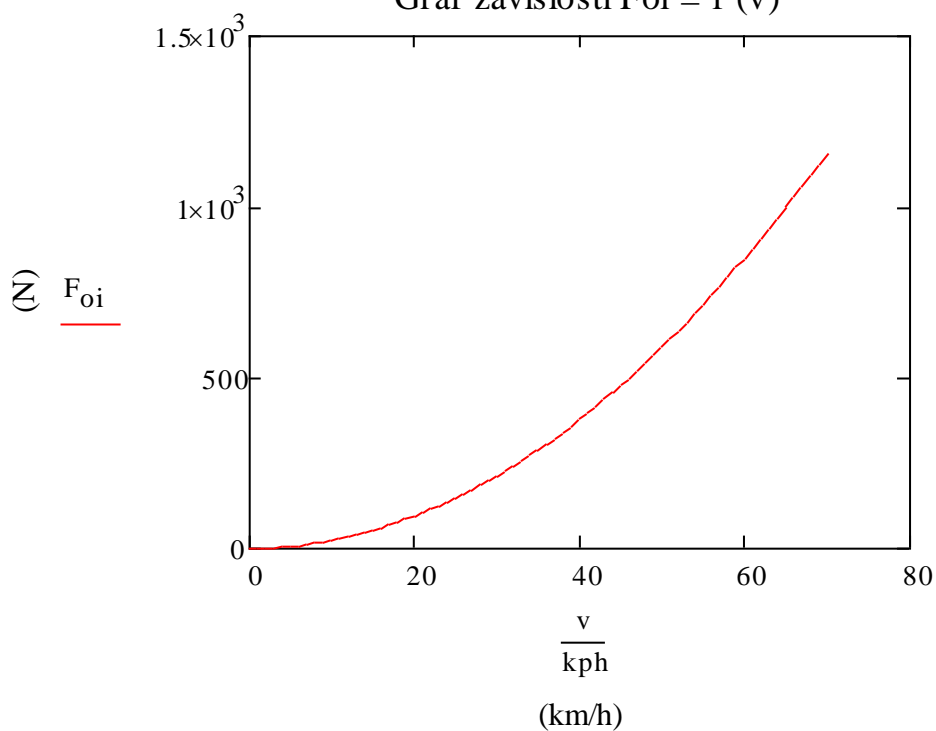
$$i := 0..70$$

$$v_i := i \cdot \text{kph}$$

$$F_{oi} := \frac{m_v \cdot (v)^2}{r_z}$$

¹ Pro značení rovnic a veličin Mathcad užívá jinou symboliku. V práci je tato symbolika přepisována pomocí editoru rovnic MS Word.

Graf závislosti $F_{oi} = f(v)$



	0
7	7
8	8
9	9
10	10
11	11
12	12
13	13
14	14
15	15
16	16
17	17
18	18
19	19
20	20
21	21
22	...

$v = \frac{\text{km}}{\text{hr}}$

	0
0	0
1	0.237
2	0.947
3	2.13
4	3.786
5	5.916
6	8.519
7	11.595
8	15.144
9	19.167
10	23.663
11	28.632
12	34.074
13	39.99
14	46.379
15	...

$F_{oi} = \text{N}$

Výpočet adhezní síly působící mezi vozidlem a vozovkou

Zvolené hodnoty pro simulaci situace ve smyku:

$$\mu := 0.06$$

$$g_t := 9.81 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

μ je součinitel adheze na náledí,

g_t je tíhové zrychlení.

Adhezní síla, která působí na vozidlo při průjezdu zatáčkou:

$$F_a := \mu \cdot g_t \cdot m_v$$

$$F_a = 812.268 \text{ N}$$

Aby vozidlo dostalo smyk, musí platit, že $F_o > F_a$, tedy musí platit, že $v_v > v_m$.

$$v_m := \sqrt{\mu \cdot r_z \cdot g_t}$$

$$v_m = 58.589 \cdot \frac{\text{km}}{\text{hr}}$$

Rychlost jedoucího vozidla musí být tedy větší, jak 56 km/h, což vyhovuje.

Výpočet potřebné síly proudu vzduchu, vznikající výfukem trysky

Celý systém bude spolupracovat, se systémem ESP ve vozidle, pokud ESP vyhodnotí, že je vozidlo ve smyku, bude se snažit vozidlo vyrovnat nějakou silou F_{esp} .

$$F_{\text{esp}} := 220 \cdot \text{N}$$

Potřebná síla proudu vzduchu, která je třeba vyvolat pomocí trysky:

$$F_{\text{trysky}} := F_o - F_a - F_{\text{esp}}$$

$$F_{\text{trysky}} = 127.197 \text{ N}$$

Návrh trysky

Zvolené hodnoty pro návrh trysky pneumatického systému:

Tlak prostředí, do kterého bude stlačený vzduch přiveden: $p_2 := 101325 \cdot \text{Pa}$

Poissonova konstanta: $\kappa := 1.4$

Teplota vzduchu v potrubí (změřená teplotní senzorem): $T_1 := 24 \text{ K}$

Měrná plynová konstanta vzduchu: $R_v := 287.11 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Vypočítaný průměr na konci trysky (výpočet je použit z Pascalova zákona $p = F/S$):

$$d_{\text{trysky}} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{trysky}}}{p_2 \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{trysky}} = 0.04 \text{ m}$$

Vypočítaná rychlost vzduchu vystupující z trysky:

$$v_{2k} := \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot R_v \cdot T_1}$$

$$v_{2k} = 89.661 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Vypočítaný průtok vzduchu potřebný k vyfouknutí z jedné trysky:

$$Q_v := \frac{\pi \cdot (d_{\text{trysky}})^2}{4} \cdot v_{2k}$$

$$Q_v = 0.113 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Návrh pneumatického potrubí

Zvolený průměr pneumatického potrubí podle průměru trysky: $d_{\text{potrubí}} := 0.05 \cdot \text{m}$

Výpočet rychlosti proudícího vzduchu dostaneme ze vztahu: $S_1 v_1 = S_2 v_{2k}$

$$v_1 := \frac{Q_v \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{potrubí}}^2}$$

$$v_1 = 57.324 \frac{\text{m}}{\text{s}} .$$

Výpočet hustoty v pneumatickém potrubí, podle vzorce:

$$\rho_1 := \frac{F_{\text{trysky}}}{Q_v \cdot (v_{2k} - v_1)}$$

$$\rho_1 = 34.947 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} .$$

Výpočet tlaku uvnitř potrubí:

$$p_1 := \rho_1 \cdot T_1 \cdot R_v$$

$$p_1 = 2.408 \times 10^5 \text{ Pa} .$$

Návrh vzdušníku

Výpočet objemu vzduchu pro fouknutí z jedné trysky:

$$\text{koef} := 1.6 \cdot \text{s}$$

$$V_1 := \text{koef} \cdot Q_v$$

$$V_1 = 180.087 \text{ L} .$$

Vzhledem k tomu, že systém bude foukat vzduch ze dvou trysek zároveň, proto musí být objem vzdušníku cca 2x větší.

$$V_2 := 2 \cdot V_1$$

$$V_2 = 360.175 \text{ L} .$$

Návrh kompresoru

Požadovaný výkon kompresoru:

$$Q_k := 407 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} .$$

Příloha 2

Čtvrtý návrh matematického modelu pneumatického stabilizačního systému²

V celém systému se stlačený vzduch chová jako adiabata. Počáteční parametry systému:

$$\begin{aligned}C_p &:= 1004.5 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & p_0 &:= 30000000 \cdot \text{Pa} \\T_0 &:= 303.15 \cdot \text{K} & T_2 &:= 294.15 \cdot \text{K} \\R_v &:= 287.11 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & \kappa &:= 1.4\end{aligned}$$

Kde:

p_0 je počáteční tlak vzduchu ve vzdušníku,

T_0 je počáteční teplota uvnitř vzdušníku,

T_2 je teplota okolního vzduchu,

R_v je měrná plynová konstanta,

κ je Poissonova konstanta.

C_p je měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého tlaku.

Teploty T_0 a T_2 budou měřeny pomocí snímačů teploty.

Při průchodu stlačeného vzduchu tryskou je v místě zúžení (na konci trysky) rychlost vzduchu rovna rychlosti zvuku. Z odvozených vztahů v práci vyplývá, že rychlost v kritickém místě lze vypočítat podle vztahu:

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

$$w_2 = 134.466 \frac{\text{m}}{\text{s}} .$$

Teplota v kritickém místě se pak spočítá podle vztahu:

² Pro značení rovnic a veličin Mathcad užívá jinou symboliku. V práci je tato symbolika přepisována pomocí editoru rovnic MS Word.

$$T_{\text{krit}} := T_0 \cdot \frac{2}{\kappa + 1}$$

$$T_{\text{krit}} = 252.625 \text{ K} .$$

Tlak v kritickém místě se pak spočítá podle vztahu:

$$p_{\text{krit}} := p_0 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

$$p_{\text{krit}} = 1.902 \times 10^7 \text{ Pa} .$$

Hustota vzduchu v kritickém místě se může vypočítat podle tohoto vztahu:

$$\rho_{\text{krit}} := \frac{p_{\text{krit}}}{R_v \cdot T_{\text{krit}}}$$

$$\rho_{\text{krit}} = 262.207 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} .$$

Pro výpočet množství vzduchu, který proteče tryskou, je

třeba stanovit průměr trysky v kritickém místě $d_{\text{trysky}} := 0.01 \cdot m$.

Průřez trysky v kritickém místě je pak:

$$A_{\text{krit}} := \pi \cdot \frac{(d_{\text{trysky}})^2}{4}$$

$$A_{\text{krit}} = 7.854 \times 10^{-5} \text{ m}^2 .$$

Množství vzduchu proteklé tryskou je dáno vztahem:

$$m_{\text{krit}} := A_{\text{krit}} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_v \cdot T_{\text{krit}}}$$

$$m_{\text{krit}} = 0.025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} .$$

Návrh vzdušníku

Při regulaci start-stop je vhodné volit vzdušník větší. Budeme uvažovat, že během 1 hodiny chodu systému bude kompresor spuštěn 6x, kdy doba jednoho napuštění bude trvat 5 sekund.

Spínací diference zvolena: $\Delta p_s := 5000000 \cdot \text{Pa}$.

Výkonnost kompresoru zvolena: $Q := 30 \cdot \frac{\text{liter}}{\text{sec}}$.

Doba chodu kompresoru během 1 hodiny zvolena: $\tau_1 := 30 \cdot \text{sec}$

Doba stání kompresoru během 1 hodiny chodu systému zvolena: $\tau_2 := 3570 \cdot \text{sec}$

Potom poměr spotřeby a výkonnosti:

$$\psi := \frac{m_{\text{krit}}}{Q}$$

$$\psi = 0.834$$

Doba mezi dvěma starty stroje je dána:

$$\tau_3 := \tau_1 + \tau_2$$

$$\tau_3 = 3.6 \times 10^3 \text{ s}$$

Obecný vzorec pro objem vzdušníku je:

$$V_0 := \tau_3 \cdot \psi \cdot (1 - \psi) \cdot m_{\text{krit}} \cdot \frac{p_0}{\Delta p_s} \cdot \frac{T_2}{T_0}$$

$$V_0 = 7.253 \times 10^4 \text{ L}$$

Síla vyvinutá z trysky

Pro tuto sílu je třeba definovat tlak okolního prostředí: $p_a := 101325 \cdot \text{Pa}$.

$$F_t := m_{\text{krit}} \cdot w_2 \cdot \rho_{\text{krit}}$$

$$F_t = 882.411 \text{ N}$$