



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## SACÍ A VÝFUKOVÉ POTRUBÍ MOTORU V8

EXHAUST AND INTAKE MANIFOLD FOR V8 ENGINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Šimíček

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2017

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Petr Šimíček**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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

### Sací a výfukové potrubí motoru V8

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný motor V8 proveďte návrh sacího a výfukového potrubí.

#### Cíle diplomové práce:

Vytvoření přehledu sacích a výfukových potrubí vhodných pro zadaný spalovací motor.

Základní návrh sacího a výfukového potrubí.

Termodynamický výpočtový model spalovacího s Vámi navrženým potrubím.

Zhodnocení navržené konstrukce.

#### Seznam literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s.  
ISBN 978-80-87143-15-5.

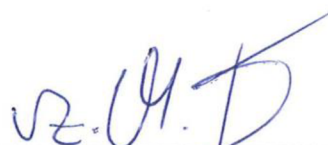
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 26. 10. 2016



---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
ředitel ústavu



---

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

## ABSTRAKT

Práce je zaměřena na návrh sacího a výfukového potrubí pro motor V8. Úvod práce je zaměřen na popis konstrukce sacích a výfukových potrubí pro zadaný motor. Další část práce se zabývá sestavením termodynamického modelu daného motoru, a návrhem sacího a výfukového potrubí. V poslední části se práce zabývá ověřením navržené konstrukce potrubí.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Sací potrubí, výfukové potrubí, spalovací motor, osmiválcový motor, termodynamický model, návrh potrubí

## ABSTRACT

The master's thesis is focused on the design of the intake and exhaust ducts for V8 engine. Home work is focused on the description of the construction of the intake and exhaust pipes for a given engine. Another part deals with creating a thermodynamic model of the engine, and the design of the intake and exhaust pipes. The last part deals with verifying the proposed pipeline construction.

## KEYWORDS

Intake manifold, exhaust manifold, combustion engine, eight-cylinder engine, the thermodynamic model, design of the pipeline

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠÍMÍČEK, P. *Sací a výfukové potrubí motoru V8*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Petr Šimíček

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Svídovi, PhD., za jeho odborné vedení a rady, které mi pomohly při tvorbě práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům, kteří mě podporovali během doby studia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Popis základních částí sacího a výfukového potrubí .....	10
1.1 Funkce sacího potrubí čtyřdobého spalovacího motoru .....	10
1.2 Součásti sacího potrubí čtyřdobého spalovacího motoru .....	10
1.3 Funkce výfukového potrubí čtyřdobého spalovacího motoru .....	14
1.4 Součásti výfukového potrubí čtyřdobého spalovacího motoru.....	14
2 Přehled sacích a výfukových potrubí atmosférických osmiválcových motorů .....	18
2.1 Současná konstrukce sacího potrubí .....	18
2.2 Současná konstrukce výfukového potrubí .....	19
2.3 Výfukové svody 4-2-1 .....	19
2.4 Výfukové svody 4-1.....	19
3 Základní údaje zadaného spalovacího motoru .....	20
4 Pravidla a předpisy závodu rallye dakar.....	22
4.1 Rozdělení terénních vozidel podle pravidel rallye Dakar.....	22
4.2 Zvláštní předpisy pro upravené terénní vozidla s zážehovými motory .....	23
5 Vytvoření výpočtového modelu zadaného motoru.....	25
5.1 Lotus engine simulation .....	25
5.2 Sestavení modelu .....	26
5.3 Podmínky simulace.....	33
6 Výsledky simulace a porovnání s reálným motorem.....	43
6.1 Výsledky simulace a porovnání s naměřenými hodnotami u výfuků 4-1.....	43
6.2 Výsledky simulace a porovnání s naměřenými hodnotami u výfuků 4-2-1 .....	45
7 Návrh rozměrů sacího a výfukového potrubí .....	47
7.1 Tlakové vlny v sacím potrubí .....	47
7.2 Tlakové vlny ve výfukovém potrubí.....	48
7.3 Návrh délky sacího potrubí.....	48
7.4 Návrh délky výfukového potrubí 4-1.....	50
7.5 Návrh délky výfukového potrubí 4-2-1 .....	51
7.6 Výsledky simulace s navrženými rozměry potrubí.....	53
8 Optimalizace rozměrů sacího a výfukového potrubí.....	55
8.1 Optimalizace rozměrů sacího potrubí a výfukového potrubí 4-1 .....	55
8.2 Optimalizace rozměrů sacího potrubí a výfukového potrubí 4-2-1 .....	61
8.3 Zhodnocení dosažených výsledků .....	66
Závěr.....	69
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	73



## ÚVOD

Moderní sériové pohonné jednotky jsou naladěny tak, aby poskytovaly optimální průběh točivého momentu v pásmu nízkých a středních otáček, a zároveň měly nízkou spotřebu paliva a neprodukovaly nadbytek emisí. Tento kompromis však nevyužívá plného potenciálu konstrukce motoru, a proto existuje velké množství firem, které se zabývají úpravou výkonových parametrů motoru.

Firmy zabývající se úpravami výkonu spalovacích jednotek používají různé metody, aby dosáhly zvýšení výkonu a točivého momentu. Mezi tyto metody patří optimalizace parametrů řídicí jednotky, přeplňování, zvětšení objemu motoru, zvýšení otáček motoru, úprava sacího a výfukového potrubí a mnoho dalších.

Právě úprava sacího a výfukového potrubí je tématem této diplomové práce. Cílem je navrhnout sací a výfukové potrubí pro atmosférický vidlicový osmiválcový motor od automobilky Ford a zjistit, zda je možné pomocí úpravy sání a výfuku optimalizovat průběh výkonu a točivého momentu.

Samotná práce je rozdělena do dvou hlavních částí. První část se zabývá přehledem sacích a výfukových systémů pro daný motor. Druhá část je zaměřena na samotný návrh sacího a výfukového potrubí.

# 1 POPIS ZÁKLADNÍCH ČÁSTÍ SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Hlavním cílem práce je návrh sacího a výfukového potrubí, proto je vhodné popsat hlavní části těchto potrubí a přiblížit funkce jednotlivých částí.

Přehled a následný popis jednotlivých částí a funkcí potrubí bude proveden pro osobní automobil. Jednotlivé části potrubí pro motor použitý v závodním voze mohou být upraveny nebo se lišit.

## 1.1 FUNKCE SACÍHO POTRUBÍ ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Úkolem sacího systému je přívod nové náplně vzduchu případně směsi paliva a vzduchu do sacích kanálů a dále do válce motoru. Sací potrubí je připevněno k hlavě pomocí šroubů. Materiály pro výrobu jsou hliníkové slitiny a plastové hmoty. [1][2]

Na sací potrubí je kladeno několik požadavků. Mezi tyto požadavky patří filtrace nasátého vzduchu, ustálení proudícího vzduchu, rovnoměrné rozdělení vzduchu k jednotlivým válcům, co nejdokonalější příprava směsi a regulace teploty nasávaného vzduchu. [2][4]

Geometrické provedení, tj. tvar, délka a průměr sacího potrubí ovlivňuje plnění čtyřdobého motoru a tím ovlivňuje výkon a točivý moment. Pro získání co nejlepší plnicí účinnosti je důležité, aby vnitřní stěny potrubí byly co nejhladší a bez výstupků. Pro dosažení rovnoměrného plnění by měly být jednotlivé větve potrubí stejně dlouhé. Pro sací potrubí vícebodových vstřikovacích systémů skládající se ze samostatných sacích potrubí a sběrného sacího potrubí se škrťací klapkou platí: [1][2]

- krátké potrubí umožňuje vysoký výkon se současnými ztrátami kroutícího momentu v nízkých otáčkách, dlouhé sací potrubí má opačné vlastnosti.
- velký objem sběrného potrubí (společné sací komory) vyvolá při určitých otáčkách částečný rezonanční efekt, což zlepšuje plnění motoru. Následkem jsou však možné dynamické chyby (odchyly ve složení směsi při rychlých změnách zatížení).

Charakteristiku sacího potrubí lze změnit pomocí: [1][2]

- změny délky nebo průměru jednotlivých větví.
- změny objemu sběrného potrubí (společné sací komory).

## 1.2 SOUČÁSTI SACÍHO POTRUBÍ ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Mezi základní části sacího potrubí patří čistič vzduchu, sací potrubí, škrťací klapka, sběrné sací potrubí a sací kanály. [2][4]



Obr 1 Uložení sacího potrubí vozu Ford Mustang 2015 [17]

### 1.2.1 ČISTIČE VZDUCHU

Čističe vzduchu mají za úkol odstraňovat prach z nasávaného vzduchu a tím zvyšovat životnost motoru. Obsah prachu ve vzduchu je na zpevněných vozovkách v průměru  $1 \text{ mg/m}^3$ . Na nezpevněných vozovkách nebo staveništích může obsah prachu až na  $40 \text{ mg/m}^3$ . Pokud by se prach dostal do mazacího oleje, mohl by způsobit brusný účinek a dále by zanášel mazací kanálky. [1]



Obr 2 Čistič vzduchu s připojenou hadicí sání [18]

Čističe vzduchu u osobních automobilů mají dále za úkol předehřívát nasávaný vzduch, regulovat teplotu nasávaného vzduchu a tlumit hluk sání. Regulace teploty je důležitá pro chování vozidla a pro složení výfukových plynů. [2]

Čistič vzduchu se skládá ze skříně a samotné filtrační vložky (vzduchový filtr). Vzduchový filtr zachytává nečistoty obsažené v nasávaném vzduchu. Používá se několik druhů filtrů

podle toho, z jakého materiálu je filtr vyroben. U osobních automobilů se většinou využívají papírové nebo molitanové filtry. V závodním použití se používají filtry molitanové nebo bavlněné. [2][4]



*Obr 3 Vzduchové filtry vyrobené firmou K&N [19]*

### 1.2.2 SACÍ POTRUBÍ

Sací potrubí dopravuje nasávaný vzduch od čističe vzduchu ke škrťací klapce. Provedení sacího potrubí se liší podle zástavby motorů v samotném vozidle. Materiály potrubí jsou různé, používají se potrubí gumová, plastová, z uhlíkových vláken a hliníku. [1][2]



*Obr 4 Možné provedení sacího potrubí [20]*

### 1.2.3 ŠKRTICÍ KLAPKA

Úkolem škrťací klapky je regulovat množství nasávaného vzduchu. Jedná se o kvantitativní regulaci. Škrťací klapka je ovládána mechanicky nebo elektricky. Otevření škrťací klapky je závislé na sešlápnutí plynového pedálu (čím více se sešlápne plynový pedál, tím se klapka více otevře). U automobilů se většinou využívá jedné škrťací klapky. Nevýhodou škrťací

klapky je to, že při úplně otevřené klapce průřez potrubí není celý a dochází tím k hydraulickým ztrátám. [1][2][10]



*Obr 5 Škrticí klapka [21]*

#### 1.2.4 SBĚRNÉ SACÍ POTRUBÍ

Sběrné sací potrubí je přímo spojeno se sacími kanály v hlavě válců. Funkcí sběrného sacího potrubí je dopravit vzduch propuštěný škrticí klapkou k sacím kanálům. Na sběrném potrubí je připevněna škrticí klapka. Podle provedení mohou být na sběrném potrubí upevněny jedna nebo dvě škrticí klapky. V moderních vozech je sběrné sací potrubí vyrobeno z hliníkové slitiny, nebo z plastu. Sací potrubí vyrobeno z plastové hmoty má nižší hmotnost a nižší výrobní náklady než sací potrubí vyrobené z hliníkové slitiny. [2][4]



*Obr 6 Sběrné sací potrubí vozu Chevrolet Corvette C7 [22]*

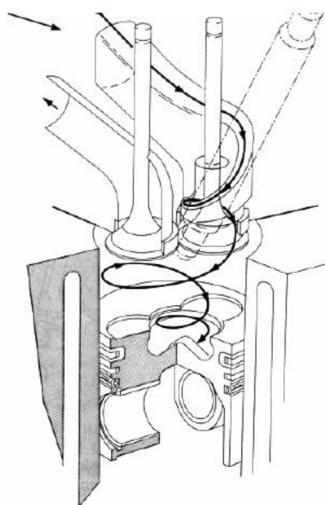
#### 1.2.5 SACÍ KANÁLY

Sací kanál je koncový prvek celého sacího traktu, který dopravuje vzduch přímo do válce. Kanál je opatřen dosedací plochou pro ventil. Sací kanál by měl mít co nejmenší tlakové

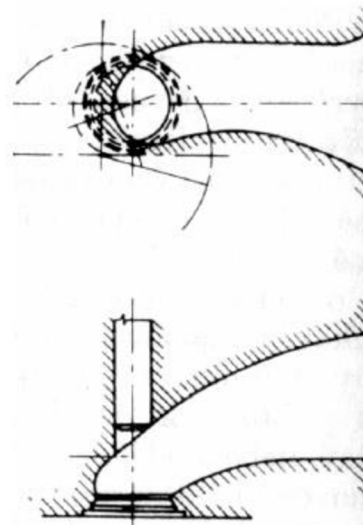
ztráty při vedení vzduchu do válce. Ztráty jsou způsobeny například změnou průřezu sacího kanálu. Ztráty negativně ovlivňují proudění vzduchu. Pro snížení nebo úplné eliminování ztrát by měl být sací kanál co nejvíce kruhový po celé jeho délce. [2][6]

Průměr sacího kanálu je ve vztahu k průměru vrtání válce a průměru ventilu podstatným faktorem pro hmotnost vzduchu přiváděnou do válce. Uspořádání sacího kanálu (průřez, tvar, délka, povrch, poloha vzhledem k ose válce) má významný vliv na odpor proudění a ovlivňuje pulzace v sání. [6]

Pro rozvíření vzduchu během sání a komprese se využívají dva tvary sacích kanálů. Tangenciální a šroubový vířivý kanál. Tangenciální kanál má vyšší plnicí účinnost. [6]



Obr 7 Šroubový sací kanál [6]



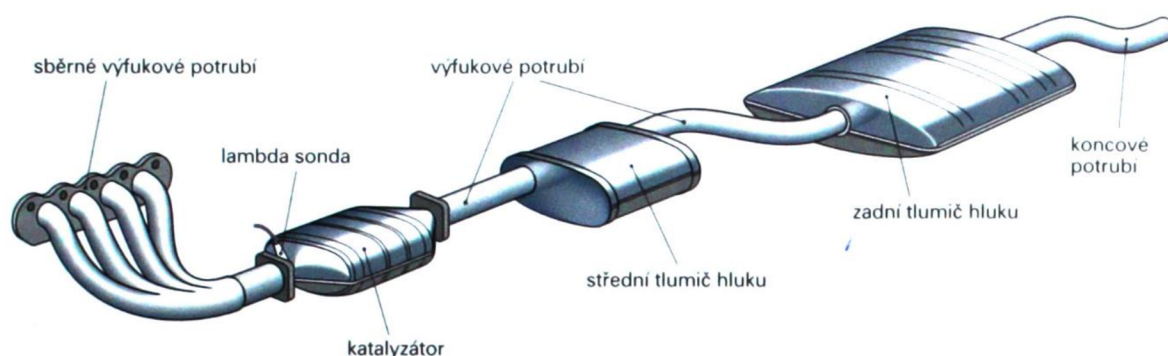
Obr 8 Tangenciální sací kanál [6]

### 1.3 FUNKCE VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Hlavní úlohou výfukového systému je bezpečně odvádět výfukové plyny do ovzduší tak, aby nemohlo dojít k jejich vniknutí do vnitřního prostoru vozidla. Další úkoly jsou tlumení hluku spalin včetně hluku vznikajícího rázy při nepravidelném proudění tak, aby nebyla překročena určitá hladina hluku. Proud výfukových plynů během tlumení hluku co nejméně omezovat, aby nedošlo k snížení výkonu motoru, snižovat obsah škodlivých látek ve spalinách. [2]

### 1.4 SOUČÁSTI VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ ČTYŘDOBÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Výfukové potrubí se skládá z těchto částí: sběrné potrubí, výfuková potrubí, tlumiče hluku a katalyzátor. [1][2][4]



Obr 9 Schéma výfukového systému [23]

#### 1.4.1 SBĚRNÉ VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Funkcí sběrného potrubí je svod výfukových plynů od hlavy válce k dalším částem výfukového potrubí. Odvod výfukových plynů by měl probíhat s co nejmenšími ztrátami, které vznikají třením proudu plynů o stěny potrubí, skokovými přechody a škrcením při nevhodném průměru potrubí. Jednotlivé větve sběrného potrubí se mohou spojovat po dvou. Spojují se válce, ve kterých probíhají opačné fáze. Pro osmiválcový zážehový motor se používá konstrukce svodů typu 4-1 nebo 4-2-1. U atmosférických motorů jsou vhodné všechny délky svodů stejné. Sběrné potrubí je tepelně nejvíce namáhaná součást výfukového systému. [2][4]



Obr 10 Svody typu 4-2-1 řadového čtyřválcového motoru [24]

Většinou se vyrábí z šedé litiny nebo žáruvzdorné oceli. Výhodou litinových svodů je jednoduchá výroba. Nevýhodou je vysoká hmotnost a vyšší odvod tepla. Zvýšený odvod tepla způsobí pomalejší ohřátí katalyzačního konvertoru na pracovní teplotu. [2][4]

Sběrné potrubí bývá upevněno k hlavě válců nasazením na závrtné šrouby a upevněno pomocí samo jisticích matic. Mezi potrubí a hlavu válců se umísťuje těsnění a pod matice ocelové podložky. [2]

### 1.4.2 TLUMIČE HLUKU

Tlumiče hluku slouží ke snížení hluku motoru na únosnou (požadovanou) mez. U osobních automobilů bývají použity dva nebo tři tlumiče. Každý z těchto tlumičů reguluje hluk o jiné frekvenci. V případě použití dvou tlumičů se využívá předřazeného a koncového tlumiče hluku.

Tlumiče výfuku lze rozdělit do třech základních skupin: [2][10]

- tlumiče absorpční
- tlumiče rezonanční
- tlumiče reflexní



*Obr 11 Sportovní tlumič hluku vyrobený firmou Schmiedmann [25]*

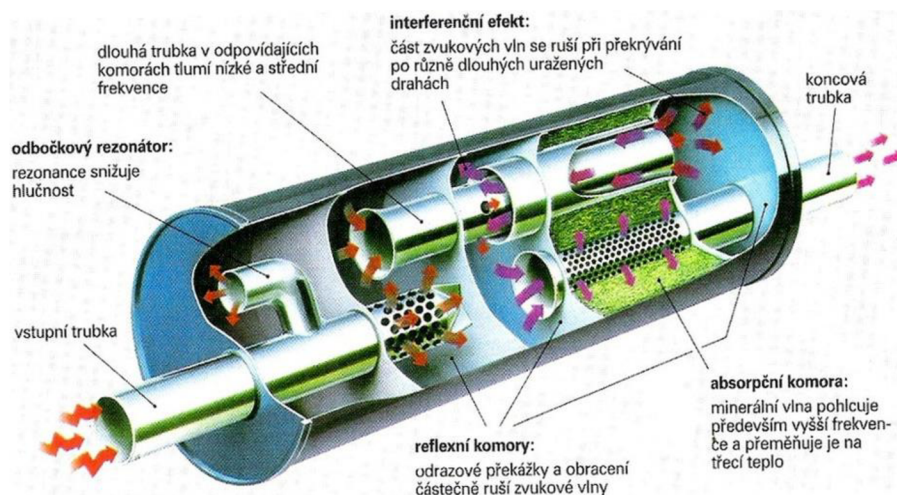
Absorpční tlumiče se skládají z perforované trubky, která prochází skrze obal tlumiče, který je vyplněn tlumícím materiálem. Tento tlumič je nejméně účinný při tlumení hluku, ale je zcela průchozí a výrobně nejjednodušší. [2][9]

Rezonanční tlumič rozděluje proud plynů do několika oddělných proudů. Proudů plynů urazí různě dlouhou vzdálenost a opět se spojují do jednoho proudu, čímž se zvukové vlny částečně vyruší. [2][9]

Reflexní tlumič se skládá z několika různě velkých komor a několika perforovaných trubek. Zvukovým vlnám se dávají do cesty překážky, čímž dojde k odrazení a otočení vln, které následně směřují proti vlnám druhým, a tím dochází k jejich vyrušení a utlumení. [2][10]

Každý ze zmíněných druhů tlumičů tlumí zvuky o rozdílných frekvencích. Pro co nejlepší utlumení hluků v co nejširším pásmu zvukových frekvencí se využívají kombinované tlumiče výfuku. [9][10]





Obr 12 Řez kombinovaným tlumičem výfuku [26]

### 1.4.3 KATALYZÁTORY

Úkolem katalyzátoru je redukovat množství škodlivin obsažených ve výfukových plynech, které vznikají díky nedokonalostem spalovacího procesu. Katalyzátor přeměňuje škodlivé látky na vodu, oxid uhličitý a další méně nebezpečné látky pomocí chemických reakcí probíhajících uvnitř katalyzátoru. Jsou to tyto škodliviny: Oxid uhelnatý (CO), oxidy dusíku ( $\text{No}_x$ ), uhlovodíky (HC), pevné částice (PM). [2][4]

Katalyzátor se skládá ze samotného katalytického zařízení a lambda sondy. Lambda sonda snímá množství kyslíku ve výfukových plynech. Tyto data jsou zpracovávány řídicí jednotkou, která následně řídí tvorbu směsi. Nejčastěji se využívá jedna lambda sonda umístěna před katalyzátorem. U moderních vozidel se používají i dvě lambda sondy, jedna před a druhá za katalyzátorem.



Obr 13 Řez třicestným katalyzátorem s kovovým jádrem [27]

Podle toho, kolik škodlivin je katalyzátor schopen účinně likvidovat, dělíme katalyzátory na dvoucestné nebo třicestné. Dále je podle použitého materiálu lze dělit na katalyzátory kovové nebo keramické. [4][10]

## 2 PŘEHLED SACÍCH A VÝFUKOVÝCH POTRUBÍ ATMOSFÉRICKÝCH OSMIVÁLCOVÝCH MOTORŮ

V současné době jsou atmosférické osmiválcové motory používány ve sportovních a supersportovních vozech. U osobních automobilů a pro široké použití se v současné době využívají přeplňované jednotky s menším počtem válců a nižším objemem. Důvodem je nižší spotřeba paliva a tím i nižší emise výfukových plynů.

Atmosférické osmiválcové motory jsou ve velké míře používány ve Spojených státech amerických. Každá americká automobilka má ve své nabídce alespoň jeden atmosférický osmiválcový motor. Jsou montovány do sportovních modelů, jako jsou Chevrolet Camaro, Ford Mustang, Dodge Challenger, atd. Dále se používají pro pohon středních a větších terénních pickupů, například Ford F150, Chevrolet Sierra, Dodge Ram.

Na evropském kontinentu není využití atmosférických osmiválců tak rozšířené. Častěji se používají přeplňované osmiválcové motory, ale i ty jsou v současné době nahrazovány jednotkami s nižším objemem a menším počtem válců. I přesto některé automobilky využívají atmosférické osmiválcové motory. Tyto motory jsou použity ve sportovních vozidlech automobilek Mercedes-Benz, Audi, Porsche, Maserati, Ferrari, Jaguar a Aston Martin.

### 2.1 SOUČASNÁ KONSTRUKCE SACÍHO POTRUBÍ

U současných atmosférických osmiválcových motorů se používá několik provedení sacího potrubí. Základem je umístění sběrného sacího potrubí se škrtkicí klapkou mezi hlavy válců. Nejrozšířenější jsou tyto konstrukce sacího sběrného potrubí:

- sací sběrné potrubí je společné pro obě řady válců a je vybaveno jednou škrtkicí klapkou (Ford Mustang, Dodge Challenger, Maserati Grand Turismo)
- sací sběrné potrubí je společné pro obě řady válců a je vybaveno dvěma škrtkicemi klapkami (Audi RS 5)



Obr 14 Sběrné sací potrubí vozu Audi RS 5 [28]

- každá řada válců má vlastní sací sběrné potrubí a každé je opatřeno škrtkicí klapkou (Audi R8 V8, Ferrari 458 Italia).



Obr 15 Sběrné sací potrubí vozu Ferrari 430 [29]

## 2.2 SOUČASNÁ KONSTRUKCE VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Při konstrukci výfukových svodů se uplatňují dva typy konstrukce: výfukové svody typu 4-2-1 a svody typu 4-1. Každý typ jinak ovlivňuje chování motoru. Sériové vozy mají výfukové potrubí spočítáno a navrženo tak, aby točivý moment byl použitelný v co nejširším pásmu otáček. U sportovních a supersportovních vozů konstrukce výfuku dovoluje posunout točivý moment do vyšších otáček. [2][10]

Při výrobě svodů a navazujícího potrubí se používá různých materiálů. Pro svody se využívá litina nebo žáruvzdorná ocel a navazující potrubí je vyrobeno z oceli. Motory používané ve sportovních a supersportovních vozech mohou mít celé výfukové potrubí vyrobeno z titanu. [4][11]

## 2.3 VÝFUKOVÉ SVODY 4-2-1

Svody od jednotlivých válců jsou spojeny do dvou párů a ty jsou následně spojeny to jednoho potrubí. Tato konstrukce je využívána pro naladění točivého momentu do středních otáček. To se využívá při běžném „městském“ provozu, kdy není potřeba motor zbytečně vytáčet. Tato konstrukce dovoluje naladění točivého momentu i do vysokých otáček, avšak tato konstrukce se příliš nepoužívá. [2][4]

## 2.4 VÝFUKOVÉ SVODY 4-1

Tyto výfukové svody jsou navrženy tak, aby všechny čtyři potrubí bylo spojeny do jednoho. Svody 4-1 dovoluji naladit točivý moment do vyšších otáček. I zde platí opak, že vhodnou konstrukcí jde naladit točivý moment do nižších otáček, ale opět se této varianty moc nevyužívá. [2][4]

### 3 ZÁKLADNÍ ÚDAJE ZADANÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Návrh sacího a výfukového potrubí bude proveden na pohonné jednotce vyrobené firmou Ford motor Company.

Jedná se o atmosférický vidlicový osmiválcový motor řady Coyote druhé generace, který se využívá ve voze Ford Mustang od roku 2015 do současnosti. Motor pracuje se zdvihovým objemem 4951 cm<sup>3</sup>, válce mezi sebou svírají úhel 90°. Maximální výkon je 320 kW při 6 500 min<sup>-1</sup> a maximální točivý moment je 542 Nm při 4 250 min<sup>-1</sup>. V porovnání s první generací je druhá generace výkonnější o 15 kW a točivý moment vzrostl o 13,5 Nm. [12][13][14]

Vylepšení druhé generace motoru Coyote byla zaměřena na zlepšení sání, a to převážně v pásmu vyšších otáček. Mnohé změny byly odvozeny z vývoje motoru Mustang Boss 302. Oproti první generaci dostala druhá generace větší sací i výfukové ventily, tužší ventilové pružiny, sintrové kované ojnice, kovanou klikovou hřídel, nový odlitek hlavy válců a další úpravy. [12][13][14]

Motor využívá rozvody typu DOHC se čtyřmi ventily na válec (2 sací a 2 výfukové). Průměr sacích ventilů činí 37,3 mm, výfukové ventily mají průměr 31,8 mm a všechny ventily mají stejný zdvih 15 mm. K pohonu vačkových hřídelí je použito řetězu. [12][13][14]

Sání je zprostředkováno pomocí sběrného sacího potrubí (společné sací komory) o objemu 10 litrů, které je umístěno mezi hlavami válců. Množství nasávaného vzduchu je řízeno pomocí elektronické škrťací klapky o průměru 80 mm. Sběrné sací potrubí je vyrobeno z plastové hmoty k hlavám válců upevněno pomocí šroubů. [12][13][14]

Sériový motor využívá výfukových svodů typu 4-2-1, které jsou vyrobeny z ocelových trubek a následně svařeny do požadovaného tvaru. [14]



Obr 16 Motor Ford řady Coyote druhé generace [12]

Tab. 1 Technická specifikace motoru Ford 5.0 V8 2015 [12]

<b>Technická specifikace motoru Ford V8 5.0L 2015</b>	
Konstrukce motoru	Vidlicový motor
Úhel sevření válců [°]	90
Počet válců	8
Vrtání [mm]	92,2
Zdvih [mm]	92,7
Zdvihový objem [cm <sup>3</sup> ]	4951
Pořadí zapalování válců	1 5 4 8 6 7 3 2
Kompresní poměr	11:1
Maximální výkon [kW]	320 kW při 6 500 min <sup>-1</sup>
Maximální točivý moment [Nm]	542 Nm při 4 250 min <sup>-1</sup>
Maximální otáčky [min <sup>-1</sup> ]	7 000
Rozvody	DOHC, 4 ventily na válec
Průměr škrtkové klapky [mm]	80
Sací ventily (průměr [mm] / zdvih [mm])	37,3 / 15
Výfukové ventily (průměr [mm] / zdvih [mm])	31,8 / 15
Hmotnost motoru [kg]	201,8
Průměrná spotřeba paliva [l/100 km]	14,9

## 4 PRAVIDLA A PŘEDPISY ZÁVODU RALLYE DAKAR

Pohonná jednotka, která byla blíže popsána v předchozí kapitole, se využívá v závodním vozidle určeném pro rallye Dakar. Jedná se o terénní vůz Ford F 150. Pravidla a předpisy týkající se celého vozidla jsou obsáhlá a udávají požadavky na šířku vozidla, palivovou nádrž, minimální hmotnost vozidla, motor, bezpečnostní prvky, pneumatiky, a další parametry.

V následující kapitole bude uvedeno rozdělení vozidel podle předpisů rallye a dále budou popsány předpisy kladené na skupinu terénních vozidel poháněných benzínovým motorem.

### 4.1 ROZDĚLENÍ TERÉNNÍCH VOZIDEL PODLE PRAVIDEL RALLYE DAKAR

#### 1) Skupina T1: Upravená terénní vozidla [15]

- Skupina T 1.1: Benzínové 4x4 modifikovaná terénní vozidla
- Skupina T 1.2: Naftové 4x4 modifikovaná terénní vozidla
- Skupina T 1.3: Benzínové 4x2 terénní vozidla
- Skupina T 1.4: Naftové 4x2 terénní vozidla
- Skupina T 1.5: Upravená a nelehká terénní vozidla v souladu s článkem 286/2015 Přílohy J předpisů FIA.

#### 2) Skupina T2: Sériová terénní vozidla [15]

Vozidla homologované v terénní skupině. Vozidla musí být v souladu se zvláštními podmínkami pro skupinu T2 – příloha 2 všeobecných předpisů FIA.

- Skupina T 2.1: Benzínové sériově vyráběná terénní vozidla
- Skupina T 2.2: Naftové sériově vyráběná terénní vozidla

#### 3) Skupina T3: Modifikovaná terénní vozidla – Lehká váha [15]

- Skupina T 3.1: Lehká vozidla s motorem nad 1050 cm<sup>3</sup>, která mohou být homologován ve skupině N nebo T2.
- Skupina T 3.2: Lehká vozidla s atmosférickým motorem pod 1050 cm<sup>3</sup>.
- Skupina T 3.3: Lehká vozidla s motorem z motocyklu s objemem nad 1050 cm<sup>3</sup>. Tyto motory musí být striktně bez úprav a pocházet z velkosériové výroby.

#### 4) Skupina OP: „OPEN“

V této skupině si organizační výbor vyhrazuje právo odmítnout jakoukoliv posádku v této skupině. [15]

- Skupina OP.1: Všechna vozidla splňující „Score“ předpisy. Vozidla splňující „Score“ nařízení mohou být přijaty za předpokladu, že soutěžící prokáže, že jeho vozidlo je uznáno mezinárodní „Score“ organizací. Vozidlo musí být opatřeno bezpečnostní inspekční pečeti v souladu s článkem GT 2 předpisů, které řídí tuto organizaci. [15]
- Skupina OP.2: Vozidla 4x4 v hmotnosti vyšší než 2,8 tuny a šířkou menší než 2,20 metru. [15]

#### 5) Skupina NRJ: „Alternativní zdroje energie“ [15]

Ve skupinách T1, T2 a T3 bude výzva pro terénní vozidla poháněná alternativními pohony (biologicky odbouratelná paliva, etanol, vodík, plyn atd.). Vozidla budou přijímána k této výzvě od 1. října 2016. [15]

Vozidla musí mít dostatečný dojezd pro absolvování vzdálenosti z tábora do konce jednotlivých sekcí, s výjimkou elektrických vozidel, které bude možno několikrát dobít. Na jedno dobítí energie bude čas jedna hodina. Čas dobíjení se odečte od času potřebného pro zjetí dané sekce. U vozidel využívajících biologicky odbouratelná paliva, palivo použité pro cestu z tábora na start sekce, i na sekcí samotnou, musí projít technickou přejímkou. [15]

Kontroly mohou být prováděny v táboře a/nebo na startu sekce a/nebo v cíli sekce. V případě přestupků budou sankce uděleny na základě rozhodnutí sportovních komisařů. [15]

Sportovní komise si vyhrazuje právo odmítnout jakékoliv vozidlo nebo posádku v této výzvě.

#### 6) Skupina T4: Modifikované nebo produkční terénní kamióny [15]

- Skupina T 4.1: Sériové nákladní automobily, které musí být v souladu s dodatkem J – článku 287 předpisů pro skupinu T 4.1 homologačních předpisů FIA (1.1.2008)
- Skupina T 4.2: Modifikované nákladní vozy vyhovující homologaci A.S.O.
- Skupina T 4.3: Sériové nebo modifikované nákladní automobily odpovídající technickým specifikacím skupin T4.1 a T4.2, které vykonávají rychlou pomoc pro jednu nebo více posádek v závodě.

## 4.2 ZVLÁŠTNÍ PŘEDPISY PRO UPRAVENÉ TERÉNNÍ VOZIDLA S ZÁŽEHOVÝMI MOTORY

### 4.2.1 PŘEDPISY PRO ZÁŽEHOVÉ MOTORY

Pohonné jednotky musí být odvozeny z modelu automobilů homologovaných ve skupině N, A (tj. roční produkce je více než 2500 automobilů), GT (podle homologačních předpisů pro vozy GT od roku 2012), nebo T2. [15]

**Následující části motoru musí být originální:**

- blok motoru
- klikový hřídel
- ojnice
- písty
- průběh ventilů
- hlava válců.

Dílenská příručka od příslušného výrobce je použita jako reference pro kontrolu shody. Je dovoleno mechanicky blokovat standardní časování ventilů (tj. odstranit tuto funkci). [15]

**Možné úpravy motoru v souladu s pravidly: [15]**

- blok motoru musí zůstat původní, ale může být použitý blok motoru z jiného modelu od stejného výrobce,
- setrvačnick je bez omezení,
- víko hlavy válců je bez omezení za předpokladu, že hmotnost je stejná jako u sériového víka,
- sací potrubí je bez omezení,
- výfukové potrubí je bez omezení,
- startér je bez omezení za předpokladu, že se jedná o sériově vyráběný startér,
- průměr škrticí klapky nesmí být větší než u sériově vyráběných klapek,
- zapalovací svíčky jsou bez omezení,
- elektronická řídicí jednotka je bez omezení, stejně tak i elektronické senzory.

**4.2.2 PŘEDPISY PRO RESTRIKTORY SÁNÍ**

Nasávaný vzduch musí projít skrze restriktor, který musí být v souladu se článkem 284-6.1. Je povoleno použít dvou restriktorů za předpokladu, že průměr používaný pro jeden restriktor se vydělí 1,4142. Průměry restriktorů dle pravidel jsou uvedeny v tabulce 2. [15]

*Tab. 2 Přehled průměrů restriktorů [15]*

Benzínové motory	Průměr restriktoru [mm]
Prototypy	34
Standardní motory (2 nebo 4 ventily na válec)	38
Do 5400 cm <sup>3</sup> 4x4 FIA / Score	38
Do 5400 cm <sup>3</sup> 4x4 FIA	39
Do 5400 cm <sup>3</sup> 4x4 Score	38
Do 5400 cm <sup>3</sup> 4x4 Score	38



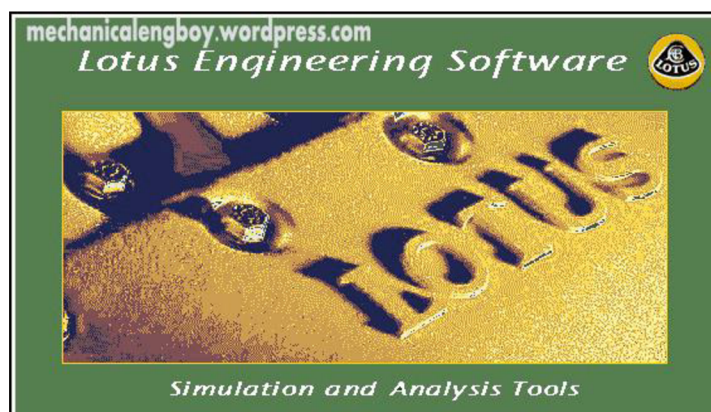
## 5 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU ZADANÉHO MOTORU

Jedním z hlavních úkolů práce bylo vytvoření termodynamického modelu zadaného motoru. Model musel být navržen co nejpřesněji, aby odchylky simulací byly co nejnižší a nedocházelo k chybám. V následující kapitole bude popsán návrh a odladění termodynamického modelu.

### 5.1 LOTUS ENGINE SIMULATION

Pro vytvoření termodynamického modelu a následné simulace bylo využito programu Lotus engine simulation. Tento program byl vyvinut pro potřeby firmy LOTUS ENGINEERING. Lotus engine simulation je součástí programu Lotus Simulation Tools. Lotus engine simulation je určen pro výpočet termodynamiky spalovacího motoru. Pomocí tohoto programu lze řešit: [16]

- dvoudobé a čtyřdobé motory
- zážehové a vznětové motory
- různá uspořádání válců
- výkonnostní charakteristiky motoru
- proudění v potrubích
- přeplňování motoru
- přestupy tepla
- tření v motoru atd.



Obr 17 Logo společnosti Lotus Engineering [16]

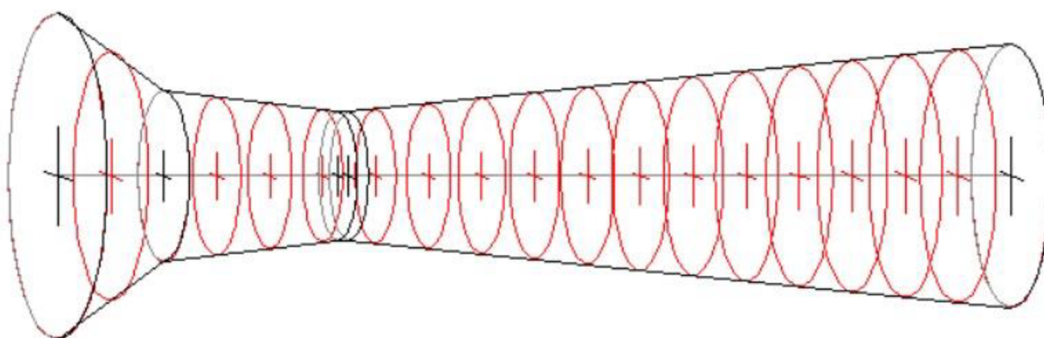
Model se vytváří z jednotlivých prvků, u kterých je nutné nastavit řadu parametrů. Před spuštěním simulace je potřeba zadat podmínky testu jako jsou minimální a maximální otáčky, tlak a teplota okolí, bohatost směsi atd. Samotné výpočty jsou prováděny na základě 1D proudění v potrubích. [16]

## 5.2 SESTAVENÍ MODELU

Model zadaného osmiválcového motoru byl navrhnout podle získaných informací. Tyto informace byly zjištěny několika způsoby. Základní parametry motoru byly získány z internetových stránek společnosti Ford, další potřebné údaje pro vytvoření modelu byly získány z 3D modelů, nebo z měření přímo na motoru.

### 5.2.1 SACÍ POTRUBÍ A RESTRIKTOR

Zadaný motor je vybaven sacím potrubím o průměru 85 mm a délce 730 mm. V modelu je potrubí zjednodušeno a zadáno jako rovné potrubí bez ohybů. Na vstupu do sacího potrubí je umístěn vzduchový filtr od firmy Mann Filter. Za vzduchovým filtrem je umístěn restriktor o průměru 36 mm. Průměr restriktoru odpovídá pravidlům závodu rallye Dakar (viz. Kapitola 4). Sací potrubí je napojeno na škrticí klapku, která je přímo spojena se sběrným sacím potrubím (airboxem).



Obr 18 Zjednodušený model restriktoru sání

### 5.2.2 ŠKRTICÍ Klapka A SBĚRNÉ SACÍ POTRUBÍ (AIRBOX)

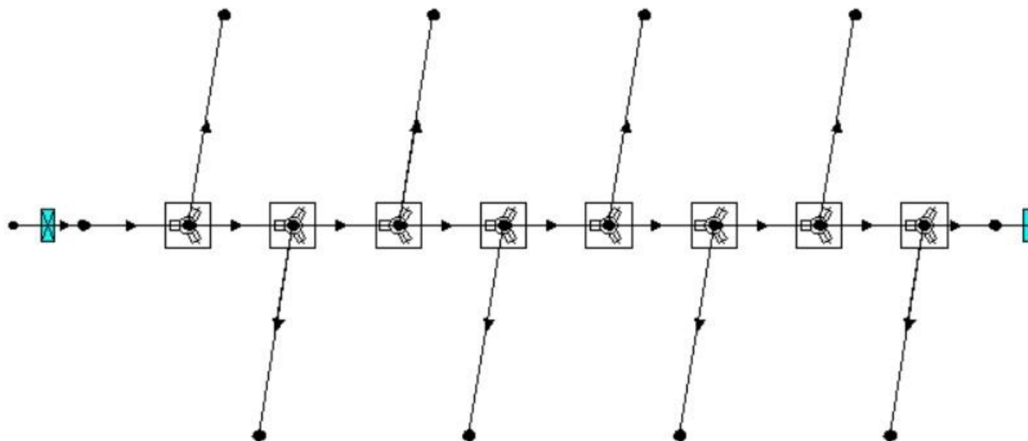
Motor využívá sběrného sacího potrubí (airboxu) o objemu 10 litrů. Na airboxu je pomocí šroubů upevněna elektronicky ovládaná škrticí klapka o vnitřním průměru 80 mm.



Obr 19 Sběrné sací potrubí se škrticí klapkou (pohled shora) [30]

V modelu je škrticí klapka zastoupena samostatným funkčním členem. Škrticí klapka je během simulace nastavena na 100 % otevření.

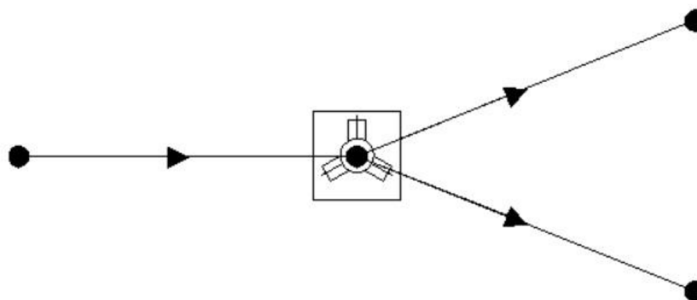
Sběrné sací potrubí bylo vytvořeno pomocí trubek tak, aby jednotlivé průměry a délky větví odpovídaly reálnému sběrnému potrubí. Pro nejpřesnější simulace bylo potřeba změny směrů jednotlivých potrubí vyjádřit pomocí ztrát v přechodech.



Obr 20 Zjednodušený model sběrného potrubí

### 5.2.3 ZTRÁTY V PŘECHODECH

Aby bylo možné co nejpřesněji simulovat proudění v trubicích, je potřeba do modelu zahrnout ztráty v přechodech potrubí. K tomuto účelu bylo využito prvku „Loss junction“, pomocí kterého lze nastavit úhly vzájemně napojených součástí. Program Lotus poté z těchto úhlů určí ztráty v přechodech a tyto ztráty zahrne do výpočtu.

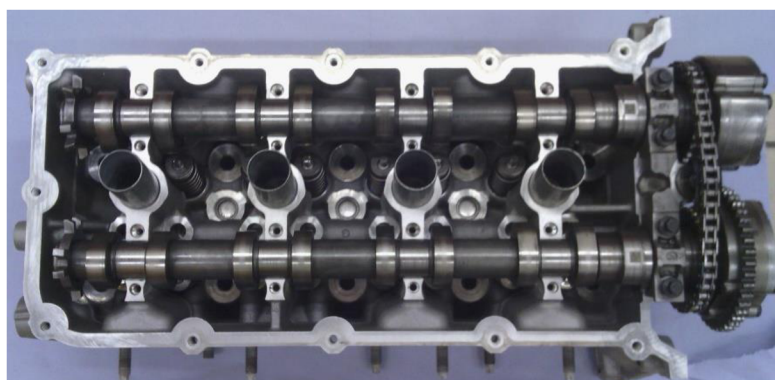


Obr 21 Prvek sestavení Loss junction

### 5.2.4 HLAVA MOTORU

Motor Ford řady Coyote druhé generace je vybaven hlavou využívající rozvody typu DOHC se čtyřmi ventily na válec (2 sací a 2 výfukové ventily). Dle technické specifikace mají sací ventily průměr 37,3 mm a zdvih 15 mm. Výfukové ventily mají průměr 31,8 mm a zdvih 15 mm (viz. Kapitola 3). Pohon vačkových hřídelí je uskutečněn pomocí řetězového převodu od klikové hřídele. Řetěz pohání vačkovou hřídel výfukových ventilů. Vzájemné spojení

vačkových hřídelí je uskutečněno pomocí dalšího řetězového převodu. Hlava motoru je vyrobena z hliníkové slitiny.



Obr 22 Hlava válců s vačkovými hřídeli [31]

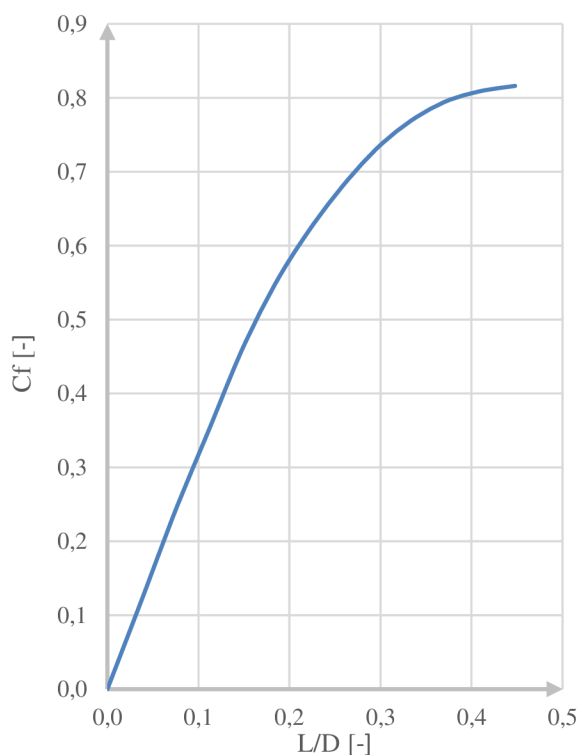
### PRŮTOKOVÉ SOUČINITELE

Pro přesný výpočtový model bylo potřeba zjistit hodnoty průtokových součinitelů v hlavě motoru. Bylo nutné určit průtokové součinitele jak sacích, tak výfukových kanálů. Tyto hodnoty byly zjištěny pomocí měření na testovací stolici.

V tabulkách jsou zapsány naměřené hodnoty z testovací stolice a grafy zobrazují závislost průtokového součinitele  $C_f$  na poměru  $L/D$  (zdvih ventilu/průměr hrdla).

#### Průtokové součinitele sacích kanálů

Průměr hrdla sacího kanálu: 33 mm



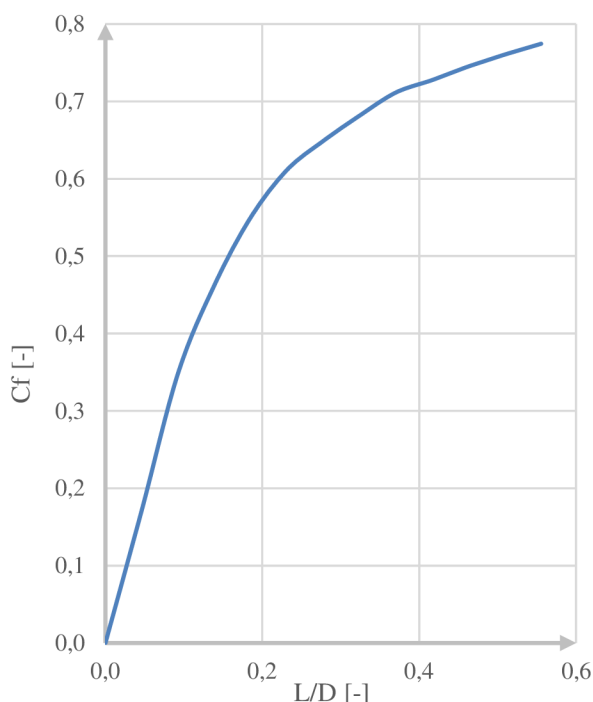
Graf 1 Průtokové součinitele sacího kanálu

Zdvih ventilu [mm]	L/D [-]	Cf [-]
0	0	0
1,25	0,03731	0,11955
2,5	0,07463	0,24118
3,75	0,11194	0,35202
5	0,14925	0,46278
6,25	0,18657	0,55301
7,5	0,22388	0,62468
8,75	0,26119	0,68471
10	0,29851	0,73442
11,25	0,33582	0,77088
12,5	0,37313	0,79576
13,75	0,41045	0,80910
15	0,44776	0,81606

Tab. 3 Hodnoty z testovací stolice

### Průtokové součinitele výfukových kanálů

Průměr hrdla výfukového kanálu: 27 mm



Graf 2 Průtokové součinitele výfukového kanálu

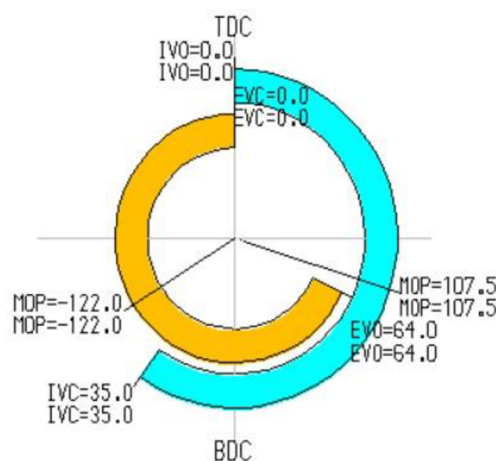
Zdvih ventilu [mm]	L/D [-]	Cf [-]
0	0	0
1,25	0,04630	0,17148
2,5	0,09259	0,34854
3,75	0,13889	0,46232
5	0,18519	0,54990
6,25	0,23148	0,61133
7,5	0,27778	0,64888
8,75	0,32407	0,68158
10	0,37037	0,71149
11,25	0,41667	0,72759
12,5	0,46296	0,74516
13,75	0,50926	0,76055
15	0,55556	0,77449

Tab. 4 Hodnoty z testovací stolice

Naměřené hodnoty průtokových součinitelů byly zadány do modelu. Program Lotus Engine simulation počítá s rozdílnou charakteristikou kanálů v kladném a záporném směru proudění.

### ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Z technických manuálů výrobce nebylo možné zjistit přesné časování otevírání a zavírání ventilů. Americké automobilky udávají ve svých manuálech pouze výdrž otevření a nikoli přesné hodnoty. Z tohoto důvodu se úhly otevření a zavření sacích a výfukových ventilů zjistily odměřením na motoru. V následující tabulce jsou uvedeny základní hodnoty otevření a zavření sacích a výfukových ventilů (bez vlivu změny natáčení vaček).



Obr 23 Diagram časování rozvodů

Tab. 5 Časování ventilů

	Otevření [°]	Zavření [°]
Sací ventily	0° před HÚ	35° za DÚ
Výfukové ventily	64° před DÚ	0° za HÚ

### 5.2.5 VÁLCOVÁ JEDNOTKA MOTORU

Válce motoru byly vytvořeny pomocí prvku „Cylinder“. Při vytvoření byly zadány hodnoty vrtání, zdvihu, délky ojnice a kompresního poměru podle technických parametrů motoru (viz kapitola 3). Dalším parametrem, který byl potřeba zadat, byla fáze (parametr „Phase“). Pomocí tohoto parametru se nastavilo pořadí zapalování válců. Jelikož se jedná o motor V8 jednotlivé válce zapalují po 90°. V následující tabulce jsou vypsány fáze jednotlivých válců pro dosažení požadovaného pořadí zapalování.

Tab. 6 Pořadí zapalování a jednotlivé fáze válců [13]

Pořadí zapalování	1	5	4	8	6	7	3	2
Fáze [°]	0	90	180	270	360	450	540	630

### 5.2.6 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Zadaný motor využíval dva typy konstrukce potrubí. Jedním bylo potrubí typu 4-1 a druhým potrubí typu 4-2-1. Bylo potřeba vytvořit model výfukového potrubí pro obě varianty. Průměry a délky potřebné pro vytvoření modelu byly zjištěny pomocí měření a poté porovnány s 3D modelem.

#### VÝFUK 4-1

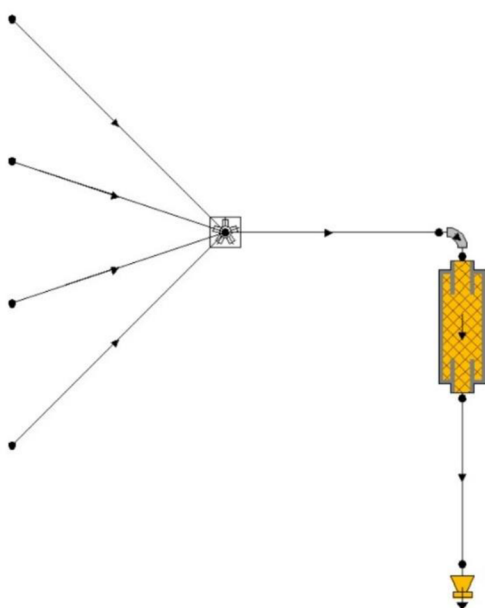
Tab. 7 Rozměry výfukového potrubí 4-1

Parametry výfukového potrubí 4-1	
Délka svodů (po kolektor)	555 mm
Průměr svodů	Vnitřní průměr: 42 mm Vnější průměr: 45 mm
Délka výfuku (od kolektoru do konce)	1050 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 60 mm Vnější: 63 mm
Celková délka	1715 mm
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 4x45mm Výstupní: 1x 60 mm
Materiál potrubí	Ocel
Tlumič výfuku	Průměr: 150 mm Délka: 337 mm

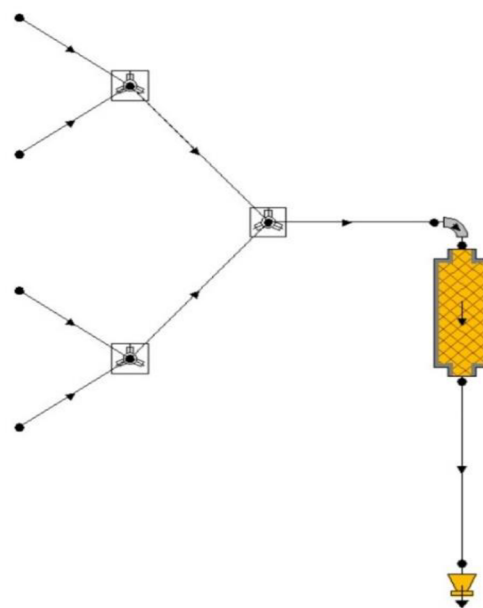
## VÝFUK 4-2-1

Tab. 8 Rozměry výfukového potrubí 4-2-1

Parametry výfukového potrubí 4-2-1	
Délka svodů 4-2 (po první kolektor)	510 mm
Průměr svodů 4-2 (po první kolektor)	Vnitřní průměr: 42 mm Vnější průměr: 45 mm
Délka svodů 2-1 (mezi kolektory)	176 mm
Průměr svodů 2-1 (mezi kolektory)	Vnitřní průměr: 47 mm Vnější průměr: 49 mm
Délka výfuku (od druhého kolektoru do konce)	870 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 60,5 mm Vnější: 63,5 mm
Celková délka	1780 mm
První kolektor (4-2)	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x42mm Výstupní: 1x 47 mm
Druhý kolektor (2-1)	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x47 mm Výstupní: 1x 60,5 mm
Materiál potrubí	Ocel
Tlumič výfuku	Průměr: 150 mm Délka: 337 mm

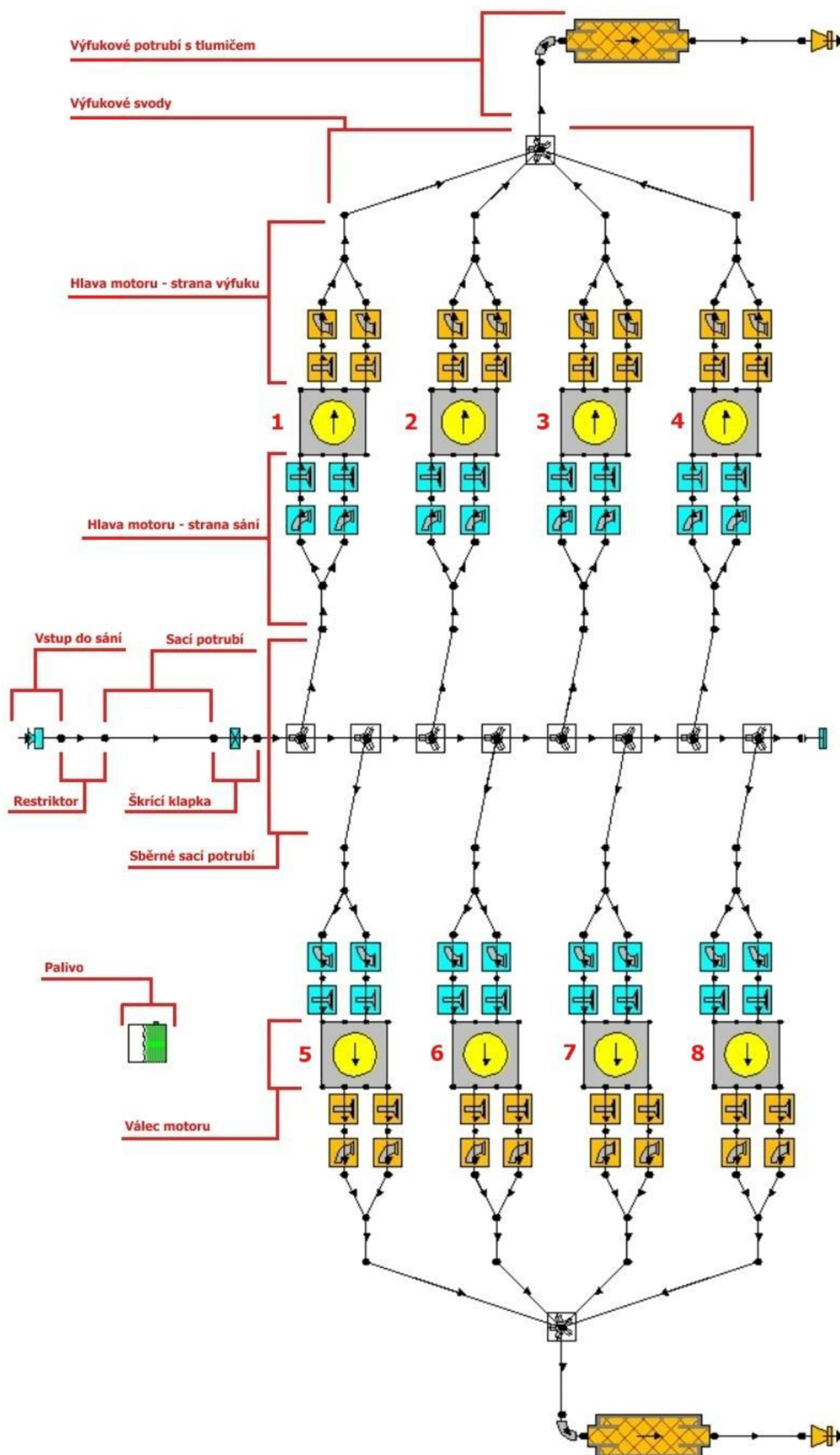


Obr 24 Model výfuku 4-1



Obr 25 Model výfuku 4-2-1

### 5.2.7 MODEL SPALOVACÍHO MOTORU



Obr 26 Model motoru v programu Lotus engine simulation



### 5.3 PODMÍNKY SIMULACE

Po vytvoření modelu bylo nutné zadat podmínky testu a nastavit, s jakými výpočetními modely bude simulace pracovat.

Pro model hoření byla použita Vibeho funkce a pro přestup tepla stěnou válce byla zvolena Woschniho funkce.

Před spuštěním simulace byly nastaveny vstupní parametry, kterými jsou tyto:

- minimální otáčky motoru,
- maximální otáčky motoru,
- tlak na vstupu,
- tlak na výstupu,
- průměrná teplota,
- teplota nasávaného vzduchu,
- bohatost směsi.

Obr 27 Podmínky testu v programu Lotus

#### 5.3.1 TERMODYNAMICKÝ MODEL PRŮBĚHU HOŘENÍ

Hořením paliva ve válci vzniká teplo, které je základním prvkem pro přeměnu energie v motoru. Výkon, točivý moment, indikovaná účinnost a další parametry nejsou pouze dány množstvím uvolněného tepla při hoření, ale podstatně závisí na průběhu hoření paliva. Průběh hoření paliva popisuje rozdělení vytvořeného tepla v průběhu spalovacího procesu. Množství vytvořeného tepla je dáno výhřevností paliva a množstvím paliva, které je spáleno za časový interval. Platí tedy vztah [7]

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B, \quad (1)$$

kde  $Q_B$ .....množství vytvořeného tepla [J],

$H_U$ .....výhřevnost paliva [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ],

$m_B$ .....množství paliva [kg].

Stanovit průběh hoření s dostatečnou přesností pouze na základě příslušných konstrukčních a provozních parametrů motoru je nemožné. Matematicko-fyzikální vztahy, které by se daly k tomuto výpočtu použít, nejsou k dispozici. Vhodnou metodou pro popis průběhu hoření je použití zjednodušených modelů hoření. [7]

Výchozí rovnici pro výpočet průběhu hoření paliva ve válci, popsal německý inženýr Vibe. Rovnice v bezrozměrném tvaru vypadá takto [7]

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}}, \quad (2)$$

kde  $x, y$ .....bezrozměrné veličiny,

a.....faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci,

m.....parametr hoření.

Pro bezrozměrné veličiny platí [7]

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad (3)$$

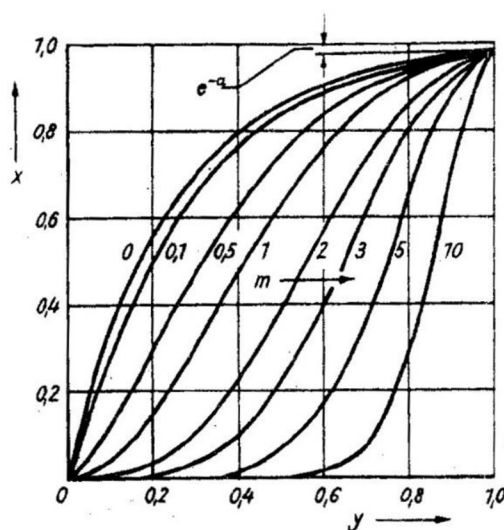
$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H}, \quad (4)$$

kde  $m_B(\varphi)$ .....hmotnost paliva, které shořelo za proběhlý čas [kg],

$t(\varphi)$ .....uplynulý čas [s],

$m_B$ .....celková hmotnost paliva, které bylo spáleno během doby hoření [kg],

$t_H$ .....celková doba hoření [s].



Obr 28 Funkce prohořívání paliva ve válci podle Vibeho [7]

Závislosti zobrazené na Obr 28 nepopisují skutečné spálené množství paliva, ale jen spálený podíl z celkového množství paliva v závislosti na čase. Na počátku je při  $y=0$  také  $x=0$  a na konci hoření při  $y=1$ , je podíl spáleného paliva v celkovém množství dán vztahem [7]

$$x = 1 - e^{-a}, \quad (5)$$

kde  $x$ .....bezrozměrná veličina,

a.....faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci.

Hodna bezrozměrné veličiny  $x$  na konci hoření je rovna hodnotě chemické účinnosti spalování. Závislost chemické účinnosti a ztrátového faktoru je dána vztahem [7]

$$a = -\ln(1 - \eta_{CH}), \quad (6)$$

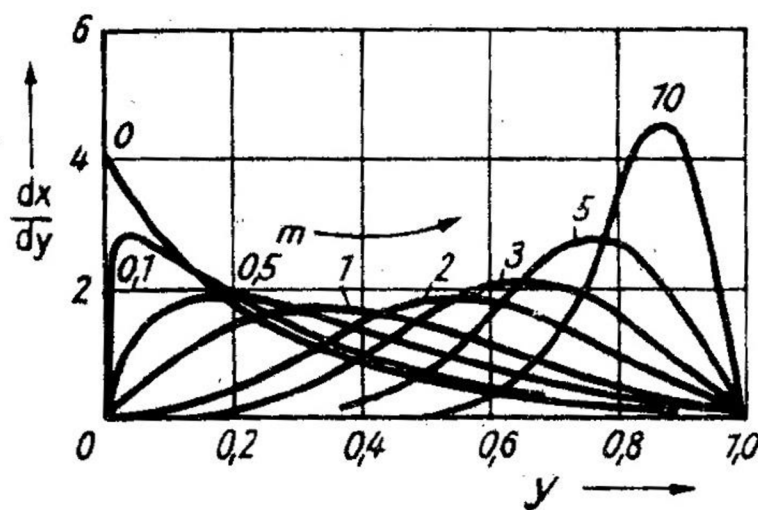
kde  $a$ .....ztrátový faktor,

$\eta_{CH}$ .....chemická účinnost [%].

Pomocí parametru hoření  $m$  lze dobře vystihnout průběhy hoření paliva během spalování. Vhodnou volbou tohoto parametru lze modelovat rozmanité průběhy. Vibeho funkce má schopnost dobře vyjádřit vývin tepla při hoření paliva ve válci motoru. Toto je zvláště patrné při znázornění průběhu hoření  $dy/dx$ . Při průběhu hoření podle  $dx/dy$  platí [7]

$$\frac{dx}{dy} = -\ln(m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}}, \quad (7)$$

kde  $dx/dy$ .....průběh hoření,  
 $m$ .....parametr hoření,  
 $y$ .....bezrozměrná veličina,  
 $a$ .....faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci.



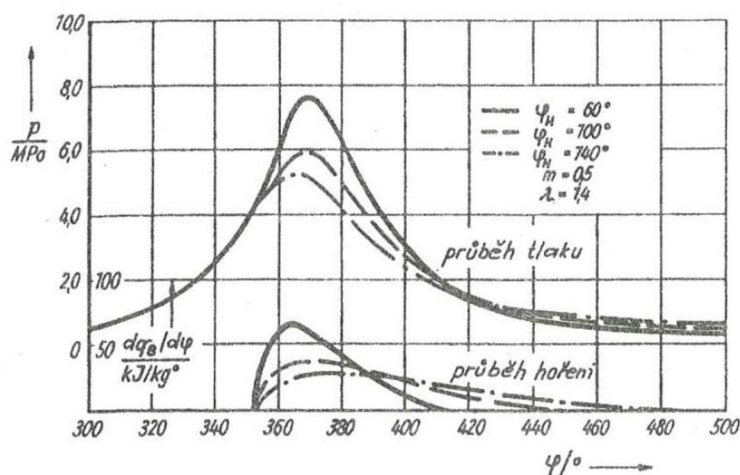
Obr 29 Průběhy hoření podle Vibeho [7]

Vibeho funkce tvoří základ při modelování průběhů hoření v termodynamických modelech oběhů spalovacích motorů. [7]

### 5.3.2 VLIV PRŮBĚHU HOŘENÍ

Samotný průběh hoření paliva ve válci má velký vliv na průběhy teploty a tlaku během pracovního oběhu. Průběh hoření ovlivňuje i indikovanou účinnost, střední indikovaný tlak a mechanické a tepelné zatížení motoru. [7]

Průběh hoření je nejvíce ovlivněn dobou hoření a charakterem hoření, který je dán exponentem  $m$  ve Vibeho funkci. Obě tyto veličiny mohou být voleny libovolně, a vyplývají z kinetiky hoření, a dále jsou ovlivněny zatížením motoru, otáčkami a provozními teplotami. Průběh hoření je ovlivněn, konstrukcí motoru, tvarem spalovacího prostoru a způsobem vytváření směsi. [7]

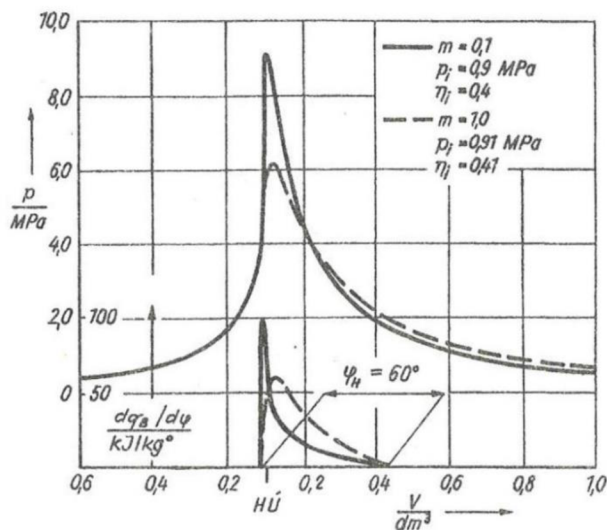


Obr 30 Vliv doby hoření na průběh tlaku ve válci [7]

Obr 30 znázorňuje průběhy hoření a tlaku procesů při různých dobách hoření. Když zkrátíme dobu hoření paliva, je jasně viditelný nárůst maximálních tlaků. S kratšími dobami hoření a konstantním vzdušným součinitelem se zvyšují maximální teploty v pracovním oběhu. [7]

Průběh a doba hoření mají vliv na přeměnu energie ve válci motoru. Při tvorbě směsi mohou existovat podmínky, kdy se palivo ve válci rozloží na silně a málo reaktivní složky. V těchto případech větší část paliva shoří již na začátku celého průběhu a vlivem málo reaktivních složek bude hoření pomalu doznívat. Takovýto průběh hoření bude charakterizován malou hodnotou exponentu  $m$  ve Vibeho funkci. V případě velkého exponentu  $m$  bude začátek hoření vleklý a většina tepelné energie se uvolní až na konci průběhu. [7]

Při stejných dobách hoření paliva vznikají odlišné výsledné efekty. Vliv exponentu Vibeho funkce  $m$  závisí na době hoření. Při delší době hoření a zmenšujícím se exponentu  $m$  se zlepšuje indikovaná účinnost. Při kratší době hoření je vliv exponentu  $m$  nepatrný. [7]

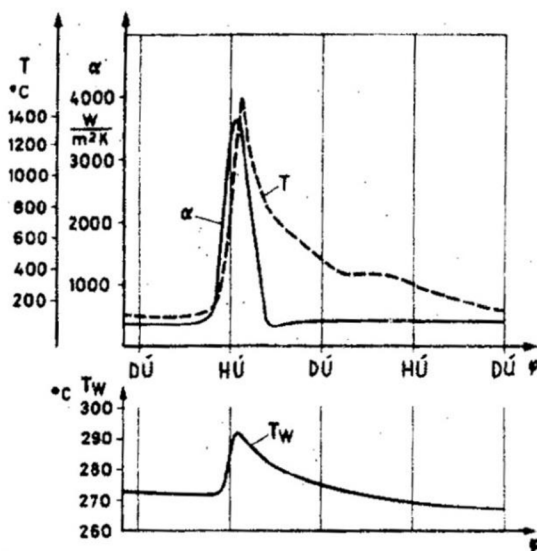


Obr 31 Vliv exponentu  $m$  Vibeho funkce na průběh tlaku [7]

Lze říci, že rychlé uvolnění tepla při hoření je z pohledu účinnosti přeměny energie prospěšné. Toto však vždy vede ke zvýšení mechanického namáhání částí motoru a v extrémních případech může dojít ke zhoršení účinnosti. [7]

### 5.3.3 TERMODYNAMICKÝ MODEL PŘESTUPU TEPLA STĚNOU VÁLCE

Během pracovního oběhu ve válci motoru dochází k přestupu tepla mezi plynem ve válci a stěnami pracovního prostoru. Při nízké teplotě plynu bude plyn ohříván stěnami pracovního prostoru. Při vysoké teplotě plynu bude plyn ohřívát stěny pracovního prostoru. Těmito přestupy tepla vznikají energetické ztráty a snižuje se celková účinnost. [7]



Obr 32 Průběhy teplot plynu  $T$  a stěn  $T_w$  a součinitele přestupu tepla [7]

Sdílení tepla je možné popsat pomocí Newtonova vztahu, to znamená, že pro tepelný tok platí [7]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T), \quad (8)$$

kde  $Q$ .....tepelný tok [W],

$\alpha$ .....součinitel přestupu tepla [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ],

$A$ .....okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru [ $\text{m}^2$ ],

$T$ .....teplota plynů [K],

$T_w$ .....teplota stěn válce [K].

Pokud vztáhneme teplý tok vzhledem k úhlu natočení klikového hřídele, potom platí [7]

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} \cdot \alpha \cdot A \cdot (T_w - T), \quad (9)$$

kde  $\omega$ .....úhlová rychlost klikové hřídele [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Tepelný tok během pracovního procesu je značně proměnlivý. Tepelný tok, který musí být z válcové jednotky odveden, je vyjádřen vztahem [7]

$$\dot{Q}_W = \frac{n}{2} \cdot \int_0^{720} \frac{dQ_W}{d\varphi} \cdot d\varphi, \quad (10)$$

kde  $Q_W$ ..... odvedený tepelný tok [W],  
 $\varphi$ ..... úhel natočení klikové hřídele [°],  
 $n$ ..... otáčky motoru [s<sup>-1</sup>].

Pokud mají být vztahy pro výpočet přestupu tepla prakticky použitelné, musí zahrnovat všechny podstatné vlivy. Některé mohou být stanoveny pouze experimentální cestou. Pro zjištění příslušných vzorců lze vycházet z teorie podobnosti stacionárního sdílení tepla, tedy z Nusseltova kritéria [7]

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^k, \quad (11)$$

kde  $C, m, n$ ..... výpočetní konstanty,  
 $Re$ ..... Reynoldsovo číslo,  
 $Pr$ ..... Prandtlovo číslo,  
 $k$ ..... součinitel prostupu tepla [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>],  
 $l, d$ ..... charakteristické rozměry [m].

Pro výpočet přestupu tepla ve válci motoru se obvykle používá rovnice (8) a vliv sálání tepla se neuvažuje, nebo je zahrnut jako přídatný člen. Podíl sálání plynu na celkovém tepelném toku asi 3 až 5 %. [7]

Tepelný tok závisí na součiniteli přestupu tepla  $\alpha$ , na povrchu pracovního prostoru  $A$  a na rozdílu teplot plynů a stěny válce. Musíme předpokládat, že rozdíly teplot a součinitel přestupu tepla mohou být rozdílné v každém místě povrchu válce. Příslušný tepelný tok by se tak stanovil integrací, což je z praktického hlediska velmi obtížné. Proto je nutné povrch pracovního prostoru vhodně rozdělit na menší úseky, ve kterých lze s dostatečnou přesností uvažovat střední hodnoty součinitelů přestupu tepla. [7]

Pro každý určitý úsek je potřeba stanovit součinitel přestupu tepla. Pro stanovení těchto součinitelů se využívá postupů, které vyjadřují střední hodnotu součinitele přestupu tepla pro celý pracovní prostor válce. Jeden takový postup sestavil Woschni. [7]

V Nusselově kritériu (11) je uvažován vliv Reynoldsova čísla, přičemž platí [7]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (12)$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\eta} \cdot \rho, \quad (13)$$

kde  $Nu$ ..... Nuseltovo číslo,  
 $Re$ ..... Reynoldsovo číslo,  
 $d$ ..... charakteristický rozměr [m].

Dále platí závislosti [7]

$$\alpha \sim T^{0,75}, \quad (14)$$

$$\eta \sim T^{0,62}, \quad (15)$$

po dosazení a úpravách dostaneme rovnici [7]

$$\alpha = C \cdot d^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{(0,75-1,62m)} \cdot w^m. \quad (16)$$

Plyn se pohybuje ve válci díky pohybu pístu a dále také procesem hoření paliva. Proto je potřeba určit rychlost s jakou se plyn pohybuje. Vztah pro rychlost je uvažován ve tvaru [7]

$$w = C_1 \cdot c_m + w_v, \quad (17)$$

kde pro složku vlivu hoření paliva byl experimentálně určen výraz [7]

$$w_v = C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0), \quad (18)$$

člen  $p-p_0$  označuje zvýšení tlaku ve válci důsledkem hoření. Po dosazení a úpravách vyplývá pro součinitel přestupu tepla výraz [7]

$$\alpha = C \cdot d^{m-1} \cdot p^m \cdot T^{(0,75-1,62m)} \cdot (C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0))^m. \quad (19)$$

Experimentálně byla určena hodnota exponentu  $m=0,8$  a určeny hodnoty uvedených konstant. Součinitel přestupu tepla ve válci je podle Woschniho dán vzorcem [7]

$$\alpha = 0,013 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0))^{0,8}, \quad (20)$$

kde je  $\alpha$ .....součinitel přestupu tepla [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ],

$d$ .....charakteristický rozměr [m],

$p$ .....tlak ve válci [Pa],

$p_0$ .....kompresní tlak [Pa],

$T$ .....teplota stěny válce [K],

$C_1, C_2$  .....konstanty,

$V_z$ .....zdvihový objem [ $\text{m}^3$ ],

$V_1$ .....objem na začátku komprese [ $\text{m}^3$ ],

$T_1$ .....teplota na začátku komprese [K],

$p_1$ .....tlak na začátku komprese [Pa],

$w$ .....rychlost pohybu plynu ve válci [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$w_v$ .....vliv hoření paliva na rychlost plynů ve válci [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Pro konstanty  $C_1$  a  $C_2$  platí: [7]

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad \text{pro kompresi a expanzi} \quad (21)$$

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad \text{při výměně náplně ve válci} \quad (22)$$

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \quad \text{pro motory s přímým vstřikováním} \quad (23)$$

$$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \quad \text{pro motory s tlakovou komůrkou} \quad (24)$$

Postup výpočtu součinitele přestupu tepla podle Woschniho dává velmi dobré výsledky a je v současnosti nejvíce používán. Dalšími publikacemi Woschni dokumentoval použitelnost vztahu a jeho modifikací pro různé druhy motoru, vznětové i zážehové. Je potřeba pamatovat na to, že Woschniho vztah umožňuje stanovit střední hodnoty součinitelů přestupu tepla ve válci. [7]

#### 5.3.4 ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO VÝPOČET PROUDÍCÍHO MÉDIA

Rovnice kontinuity popisuje zákon zachování hmotnosti v obecném tvaru pro neustálené proudění stlačitelného média. Obecný tvar rovnice kontinuity pro neustálené proudění [8]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0, \quad (25)$$

kde je  $\partial \rho / \partial t$ .....změna hustoty na čase,

$\partial(\rho w_x) / \partial x$ .....změna průtočné hustoty v ose x,

$\partial(\rho w_y) / \partial y$ .....změna průtočné hustoty v ose y,

$\partial(\rho w_z) / \partial z$ .....změna průtočné hustoty v ose z.

Při stacionárním proudění nedochází ke změně hustoty, platí tedy [8]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0. \quad (26)$$

Rovnice kontinuity pro 1D nestacionární proudění je [8]

$$S \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(S \rho w_x)}{\partial x} dx = 0, \quad (27)$$

kde je S.....plocha průřezu trubice [m<sup>2</sup>].

Pro stacionární proudění platí [8]

$$\frac{\partial(S \rho w_x)}{\partial x} dx = 0, \quad (28)$$

integrací rovnice pro stacionární proudění (28) dostaneme vztah [8]



$$S \cdot \rho \cdot w = Q_m = \text{konst.}, \quad (29)$$

kde  $Q_m$ .....hmotností tok [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $S$ .....plocha průřezu trubice [ $\text{m}^2$ ],  
 $w$ .....rychlost průtoku [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $\rho$ .....hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ].

### EULEROVY ROVNICE

Eulerovy rovnice jsou odvozeny pro neustálý proud ideálního média. Dále uvedené rovnice se zabývají pohybem média bez vnitřní výměny tepla, bez tepelné vodivosti a tření. [8]

Během pohybu média potrubím působí na proudovou částici povrchové síly, vznikající rozdílem tlaků, objemové síly a setrvačné síly. [8]

Eulerova rovnice pro proud ideálního média při 1D proudění má následující tvar [8]

$$\frac{dw_x}{dt} = F_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (30)$$

kde  $F_x$ .....síla působící na proudovou částici [N],  
 $\partial p / \partial x$ .....přírůstek tlaku v ose x [Pa],  
 $\rho$ .....hustota [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ].

V Eulerově rovnici (30) je  $\frac{dw_x}{dt} = a_x$ , složka zrychlení elementu.

Eulerovy rovnice je možné zapsat ve vektorovém tvaru následujícím způsobem [8]

$$\rho \frac{\partial \vec{w}}{\partial t} - \vec{w} \cdot \text{grad } \vec{w} = \rho \cdot \vec{F} - \text{grad } p. \quad (31)$$

### BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice popisuje zákon zachování energie. Vychází z předpokladu, že energie nevzniká ani nezániká, mění se jen její druhy. Bernoulliho rovnice popisuje součet kinetické, tlakové a potenciální energie. [8]

Bernoulliho diferenciální rovnice má tvar [8]

$$w dx + \frac{dp}{\rho} + g dz = 0, \quad (32)$$

kde je  $w dx$ .....složka kinetické energie,  
 $dp/\rho$ .....složka tlakové energie,  
 $g dz$ .....složka potenciální energie.

Integrací dostaneme Bernoulliho rovnici ve tvaru [8]

$$\frac{w^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} + g \cdot z = B = konst. , \quad (33)$$

kde  $w$ .....rychlost proudění [ $m \cdot s^{-1}$ ],

$p$ .....tlak [Pa],

$B$ .....Bernoulliho integrační konstanta.

Při předpokladu, že hustota bude málo proměnná, obdržíme Bernoulliho rovnici pro hydrodynamiku [8]

$$\frac{w^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot z = konst. , \quad (34)$$

U stlačitelného média hustota není konstantní a tlak závisí na hustotě. Dokud není známá hodnota  $p = f(\rho)$ , není možné provést integraci rovnice (33). U plynných médií se potenciální energie polohy zanedbává. Výsledkem těchto předpokladů je diferenciální tvar Bernoulliho rovnice pro plyn [8]

$$w \, dw + \frac{dp}{\rho} = 0 . \quad (35)$$

## 6 VÝSLEDKY SIMULACE A POROVNÁNÍ S REÁLNÝM MOTOREM

Model motoru v programu Lotus engine simulation byl odladěn podle vnější otáčkové charakteristiky, která byla naměřená na motorové brzdě. Při měření na motorové brzdě byly na motoru namontovány výfukové svody provedení 4-1. Právě na tyto naměřené hodnoty byl model odladěn.

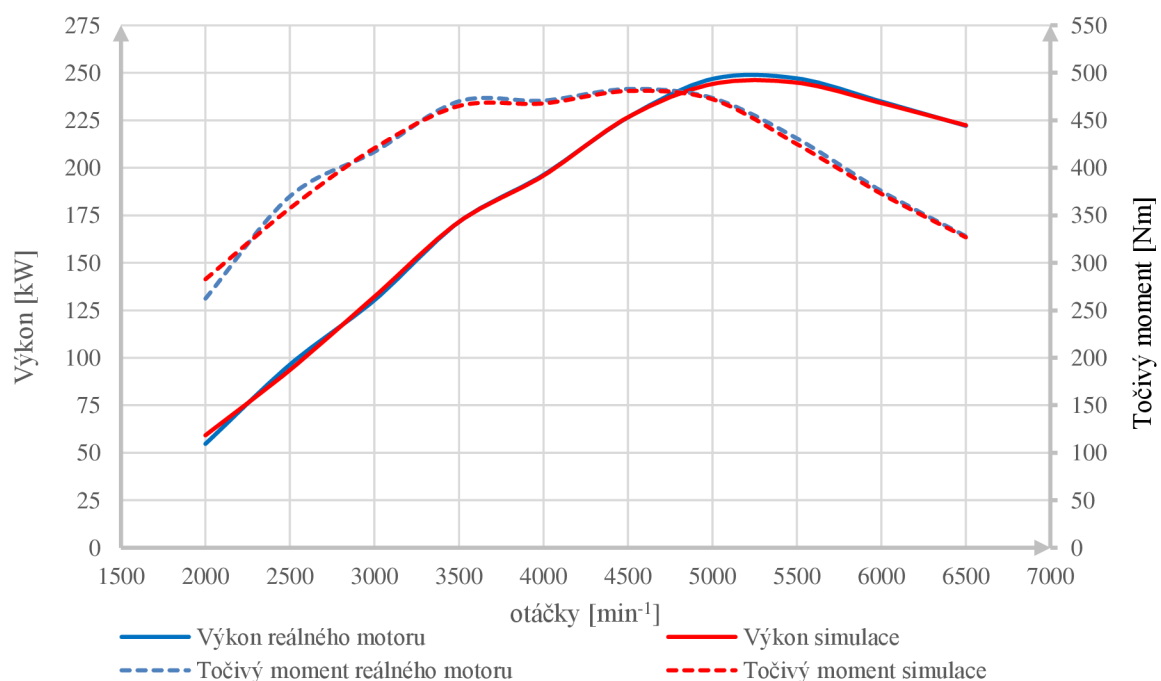
### 6.1 VÝSLEDKY SIMULACE A POROVNÁNÍ S NAMĚŘENÝMI HODNOTAMI U VÝFUKŮ 4-1

Hodnoty naměřené na brzdě a výsledky simulace byly pro přehlednost vyneseny do tabulky a následně zobrazené v grafu vnější otáčkové charakteristiky.

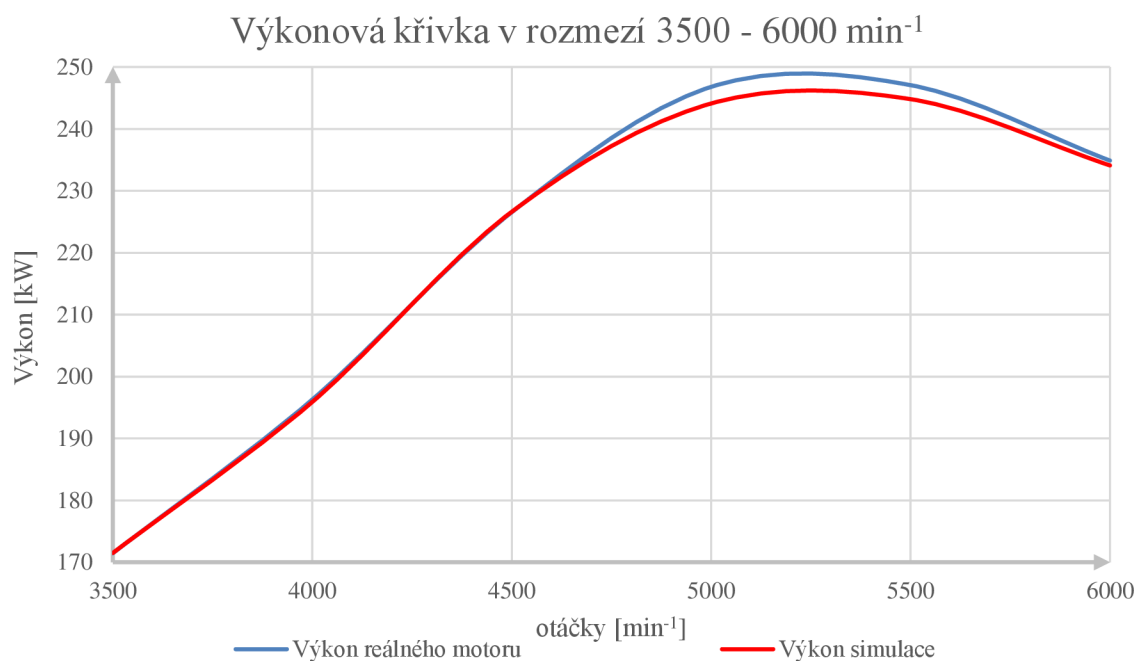
Tab. 9 Výkonové parametry reálného motoru a termodynamického modelu

otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Reálný motor		Model motoru		rozdíl [%]	
	P[kW]	Mk [Nm]	P [kW]	Mk [Nm]	P	Mk
2000	55	262	59	283	8,2	7,7
2500	96	370	94	357	2,9	3,4
3000	130	417	132	421	1,4	0,9
3500	172	470	172	465	0	1,1
4000	196	471	196	468	0,2	0,6
4500	227	483	227	481	0,2	0,4
5000	246	474	244	472	1,1	0,3
5500	247	431	245	425	1	1,4
6000	235	376	234	274	0,3	0,5
6500	222	328	222	327	0,1	0,3

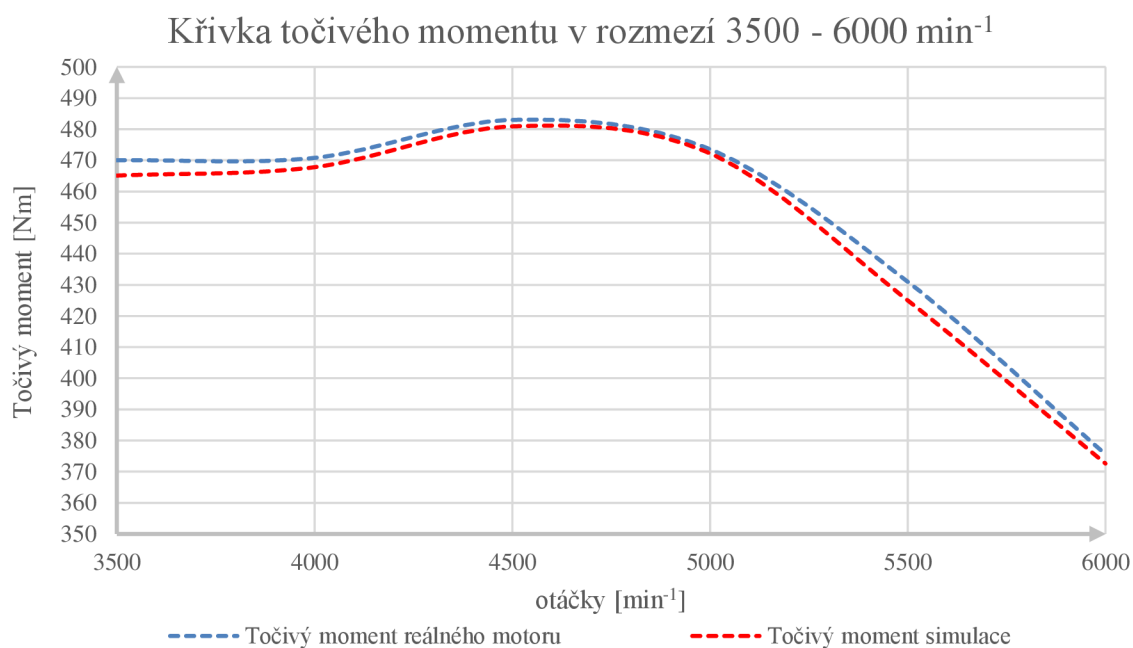
Graf 3 Porovnání otáčkových charakteristik reálného motoru a simulace



Graf 4 Detail maxima výkonových křivek



Graf 5 Detail maxima křivek točivého momentu



Výše uvedené hodnoty a grafy znázorňují nejpřesněji naladěnou variantu termodynamického modelu motoru. Průměrný rozdíl výkonové křivky reálného a simulovaného motoru činí 1,646 % u točivého momentu je to 1,667 %.

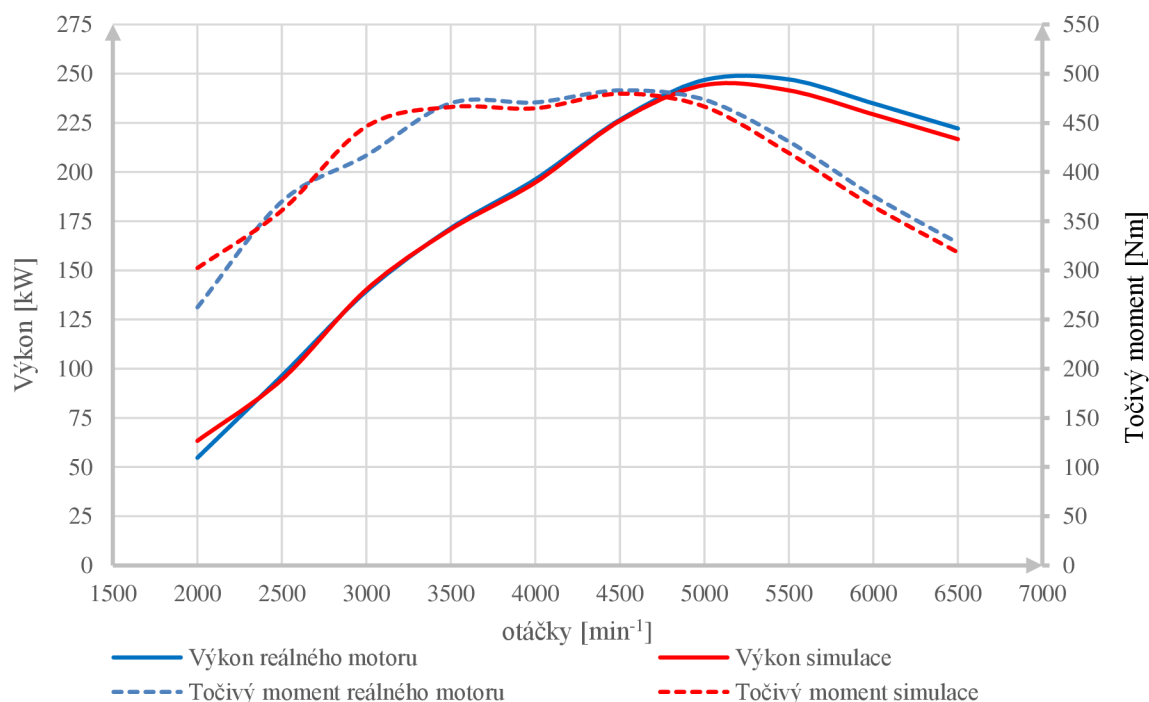
## 6.2 VÝSLEDKY SIMULACE A POROVNÁNÍ S NAMĚŘENÝMI HODNOTAMI U VÝFUKŮ 4-2-1

U konstrukce výfuku 4-2-1 nebyla k dispozici vnější otáčková charakteristika naměřená na motorové brzdě. Z tohoto důvodu nebylo možné porovnat výsledky simulace a reálného měření pro výfuky konstrukce 4-2-1. Model motoru s výfuky konstrukce 4-2-1 byl stejně jako předchozí model porovnán s otáčkovou charakteristikou s výfuky 4-1 naměřenou na motorové brzdě. Ve vzájemném porovnání jde vidět, jaký vliv má konstrukce výfuku na průběh křivek výkonu a točivého momentu.

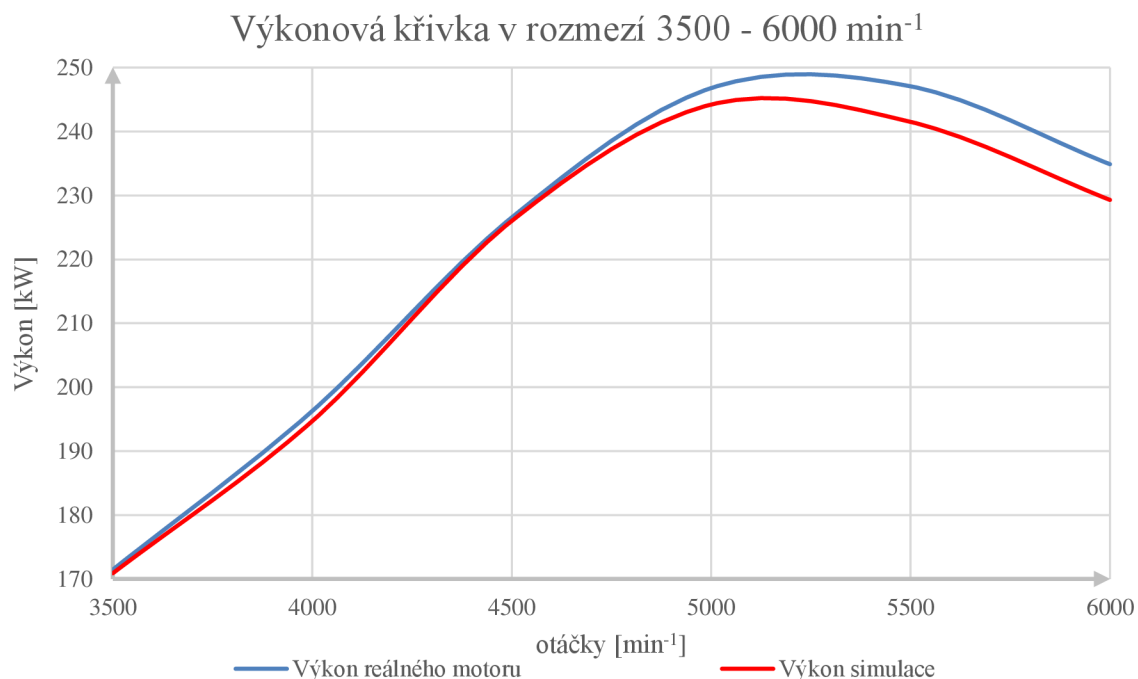
Tab. 10 Výkonové parametry motoru s odlišnou konstrukcí výfuku

otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Reálný motor		Model motoru		rozdíl [%]	
	P[kW]	Mk [Nm]	P [kW]	Mk [Nm]	P	Mk
2000	55	262	63	302	15,7	15,
2500	96	370	95	361	1,9	2,5
3000	130	417	140	446	7,6	7,5
3500	172	470	171	466	0,3	0,8
4000	196	471	195	465	0,8	1,3
4500	227	483	226	480	0,2	0,7
5000	246	474	244	467	1,1	1,5
5500	247	431	242	419	2,3	2,7
6000	235	376	229	365	2,4	2,8
6500	222	328	217	318	2,5	2,9

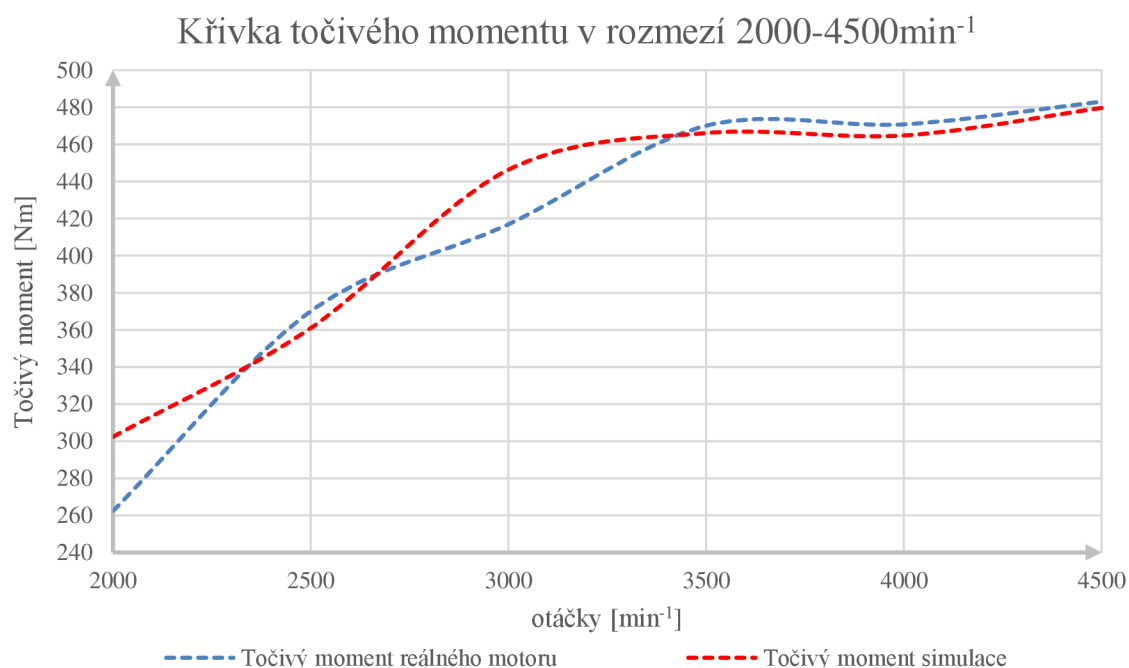
Graf 6 Porovnání otáčkových charakteristik s rozdílnými konstrukcemi výfuku



Graf 7 Detail maxima výkonových křivek



Graf 8 Detail nástupu točivého momentu



Při porovnání vnějších otáčkových charakteristik lze vidět rozdílné průběhy jednotlivých křivek. U výkonové křivky vidíme, že maximální výkon není tak vysoký, a začíná klesat dříve. U křivky točivého momentu je patrný posun o 500 min<sup>-1</sup> níže, téměř 90 % točivého momentu je dostupných při 3000 min<sup>-1</sup>.

## 7 NÁVRH ROZMĚRŮ SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Při prvním návrhu délek sacího a výfukového potrubí bylo využito principu tlakových vln v sacím a výfukovém potrubí. Tento princip je v různých literaturách označen názvy jako dynamické plnění, rezonanční přepřívání atd. Všechny tyto názvy popisují stejnou teorii využití odražených tlakových vln v potrubí.

### 7.1 TLAKOVÉ VLNY V SACÍM POTRUBÍ

Při sacím pohybu pístu, tj. směr k dolní úvrati, vzniká v prostoru nad pístem podtlak. Po otevření sacího ventilu se tento podtlak uvolní a šíří se ve formě vlny sacím potrubím proti proudu vstupující náplně rychlostí zvuku. V okamžiku, kdy vlna dosáhne volného konce potrubí, se odráží zpět a vrací se zpět k sacímu ventilu jako vlna přetlaková. Vhodně navrženou délkou pro dané otáčky motoru se docílí toho, že přetlaková vlna dorazí zpět k sacímu ventilu v okamžiku těsně před jeho zavřením. Ve chvíli před zavřením sacího kanálu směs stále vstupuje do válce, ovšem s menší intenzitou, a právě přichozí přetlaková vlna zvýší intenzitu vstupující směsi a tím se dosáhne lepšího naplnění válce. [6][11]

Pro určení vhodné délky potrubí se vychází z času, který vlna potřebuje ke zdolání délky potrubí v obou směrech, a úhlu natočení klikové hřídele. Platí tedy vztahy: [5]

$$t = \frac{2 \cdot L_S}{1000 \cdot a}, \quad (36)$$

$$\Phi_r = t \cdot \frac{360}{60} \cdot n, \quad (37)$$

kde  $t$ .....čas, za který vlna urazí délku potrubí [s],

$L_S$ .....délka potrubí [mm],

$a$ .....rychlost šíření zvuku ve vzduchu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\Phi_r$ .....úhel natočení klikového hřídele [ $^\circ$ ],

$n$ .....otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ].

Po dosažení času do rovnice pro úhel natočení klikové hřídele a následně úpravě dostane vzorec pro výpočet délky potrubí ve tvaru: [5]

$$L_S = \frac{500 \cdot \Phi_r \cdot a}{6 \cdot n}. \quad (38)$$

Pro určení rychlosti zvuku ve vzduchu využijeme následující vztah pro šíření zvuku v ideálním plynu: [5]

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r_v \cdot T_v}, \quad (39)$$

kde  $a$ .....rychlost šíření zvuku ve vzduchu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],

$\kappa$ .....Poissonova konstanta,

$r_v$ .....plynová konstanta [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ],

$T_v$ .....teplota nasávaného vzduchu [K].

## 7.2 TLAKOVÉ VLNY VE VÝFUKOVÉM POTRUBÍ

Stejně jako v sacím potrubí můžeme využít tlakové pulzace v potrubí výfukovém. Před otevřením výfukového ventilu je ve spalovacím prostoru několikanásobně vyšší tlak než ve výfuku. Po otevření výfukového ventilu dojde k rychlému vyrovnání tlaků a vzniku přetlakové vlny, která se šíří výfukovým potrubím. Tato vlna se odrazí v místě změny průměru potrubí (v místě spojení svodů) a vrací se zpět jako vlna podtlaková. Podtlaková vlna se šíří zpět k výfukovému ventilu, kde napomáhá zvýšit intenzitu odvodu výfukových plynů z válce. [5][11]

Vzorec pro výpočet délky výfuku je obdobný jako pro výpočet délky sání. Rozdíl je v tom, že pro výpočet délky výfuku se využívá rychlosti šíření zvuku ve spalínách a výpočet je rozdělen na dvě části, a to na délku od ventilu po kolektor a od kolektoru do konce výfuku. [5][11]

Potrubí ventil/kolektor: [5]

$$L_{vk} = \frac{500 \cdot \Phi_{er} \cdot a_e}{6 \cdot n}, \quad (40)$$

potrubí kolektor/konec výfuku: [5]

$$L_{kk} = \frac{500 \cdot \Phi_{tr} \cdot a_e}{6 \cdot n}, \quad (41)$$

kde  $L_{vk}$ .....délka ventil/kolektor [mm],  
 $L_{kk}$ .....délka kolektor/konec výfuku [mm],  
 $a_e$ .....rychlost šíření zvuku ve spalínách [ $m \cdot s^{-1}$ ],  
 $\Phi_{er}$ .....úhel natočení klikového hřídele [°],  
 $n$ .....otáčky motoru [ $min^{-1}$ ].

## 7.3 NÁVRH DÉLKY SACÍHO POTRUBÍ

Pro obě varianty výfuku bylo navrženo stejné sací potrubí podle vzorců (38). Délky sací potrubí byly vypočteny pro několik hodnot otáček motoru a zapsány do tabulky.

Rychlost šíření zvuku ve vzduchu můžeme určit dvěma způsoby. První způsob je využití rovnice (39) a druhý je odečtení z tabulky. Pro návrh potrubí byla rychlost zvuky vypočtena a následně porovnána s hodnotami v tabulce.

Hodnoty proměnných pro nasávaný vzduch:

$$\kappa=1,4$$

$$r=287,10 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$$

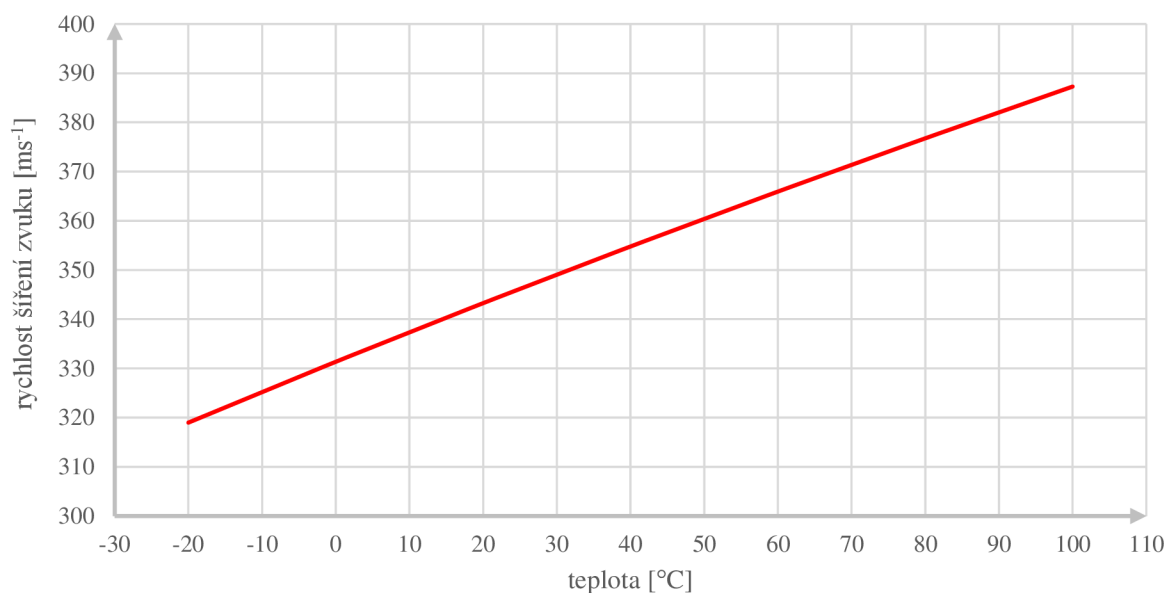
$$T_v=25^\circ C=298,15K$$



Po dosazení do rovnice (39) dostaneme výsledek:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_v} = \sqrt{1,4 \cdot 287,10 \cdot 298,15} = 346,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Graf 9 Graf rychlosti šíření zvuku ve vzduchu

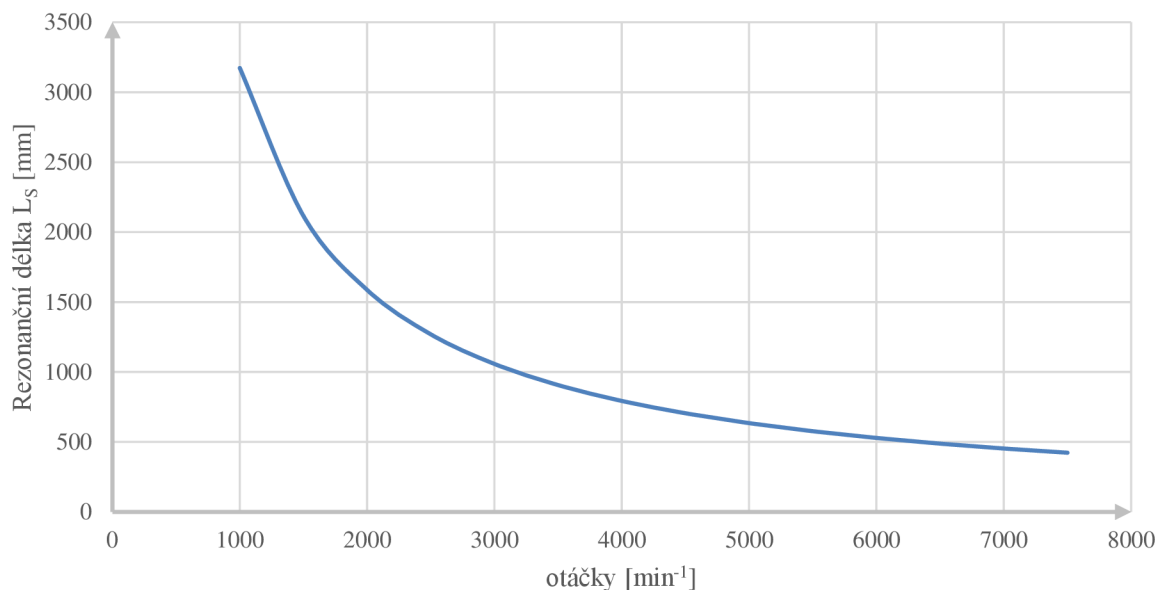


Po určení rychlosti zvuku bylo potřeba zvolit úhel natočení klikového hřídele. Pro prvotní výpočet délky sání jsem zvolil úhel natočení klikové hřídele  $\Phi_r=110^\circ$ . Výpočty byly provedeny v rozmezí 2000 až 6500  $\text{min}^{-1}$  s krokem 500  $\text{min}^{-1}$ . Po dosazení hodnot do rovnice (38) byly vypočteny tyto délky sacího potrubí.

Tab. 11 Vypočtené délky rezonančního sání

Otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]	Rezonanční délka sání [mm]
2000	1586
2500	1269
3000	1057
3500	906
4000	793
4500	705
5000	634
5500	576
6000	528
6500	488

Graf 10 Závislost rezonanční délky potrubí na otáčkách motoru



Z vypočtených hodnot a z grafů lze vidět, že rezonanční délka se zkracuje v závislosti na rostoucích otáčkách. Prvotní délku sacího potrubí volím 850 mm. Pro hodnotu průměru nejsou dány bližší vzorce, proto nechávám průměr sání na původní hodnotě 85 mm.

#### 7.4 NÁVRH DÉLKY VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-1

Pro návrh délek výfukového potrubí bylo potřeba vypočítat rychlost zvuku ve výfukových plynech. K tomu použijeme rovnici (39), ale dosadíme hodnoty odpovídající výfukovým plynům. Přibližnou teplotu výfukových plynů zjistíme z výsledků simulace v programu Lotus. Při návrhu je potřeba zohlednit dvě teploty. Jedna teplota přísluší délce ventil/kolektor a druhá délce kolektor/konec. Dvě teploty je třeba brát v úvahu, protože jsou výfukové plyny během proudění ochlazeny. Tento fakt je potřeba zohlednit ve výpočtech.

Hodnoty proměnných pro výfukové plyny:

$$\kappa=1,25$$

$$r_e=290 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$T_{e1}=877^\circ\text{C}=1150,15\text{K}$$

$$T_{e2}=823,57^\circ\text{C}=1096,72\text{K}$$

Po dosazení do rovnice (39) dostaneme tyto výsledky.

Rychlost zvuku ve výfukových plynech v části ventil/kolektor:

$$a_{e1} = \sqrt{\kappa \cdot r_e \cdot T_{e1}} = \sqrt{1,25 \cdot 290 \cdot 1150,15} = 645,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost zvuku ve výfukových plynech v části kolektor/konec:

$$a_{e2} = \sqrt{\kappa \cdot r_e \cdot T_{e2}} = \sqrt{1,25 \cdot 290 \cdot 1096,72} = 630,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde  $a_e$ ..... rychlost šíření zvuku ve vzduchu [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\kappa$ .....Poissonova konstanta

$r_e$ .....plynová konstanta výfukových plynů [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$T_e$ .....teplota výfukových plynů [K].

Po určení rychlosti šíření zvuku ve výfukových plynech bylo potřeba zvolit úhly natočení klikového hřídele. Pro výpočet délky ventil/kolektor jsem zvolil  $\Phi_{er}=140^\circ$ , a pro výpočet délky kolektor/konec jsem zvolil  $\Phi_{tr}=160^\circ$ . Vypočtené hodnoty rychlostí zvuku a hodnoty úhlů natočení byly dosazeny do rovnic (40) a (41). Stejně jako u výpočtu sání byly i zde výpočty provedeny v rozmezí 2000 až 6500  $\text{min}^{-1}$  s krokem 500  $\text{min}^{-1}$ .

Tab. 12 Vypočtené délky výfukového potrubí 4-1

Otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]	Délka ventil/kolektor [mm]	Délka kolektor/konec [mm]
2000	3766	4203
2500	3013	3362
3000	2511	2802
3500	2152	2402
4000	1883	2101
4500	1674	1868
5000	1506	1681
5500	1369	1401
6000	1255	1576
6500	1158	1293

Z vypočtených hodnot volím délku ventil/kolektor 1500 mm a délku kolektor/konec 1700 mm. Celková délka výfukového potrubí tedy činí 3100 mm. Do této délky je započítána i délka kanálu v hlavě motoru. Průměry jednotlivých potrubí zůstanou zachovány. Tedy průměr svodů 42 mm a průměr koncovky 60 mm.

## 7.5 NÁVRH DÉLKY VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-2-1

Výpočet délek potrubí výfukového systému 4-2-1 je ekvivalentní k výpočtu výfukového potrubí 4-1, s tím rozdílem že v potrubí 4-2-1 je jeden kolektor navíc.

Z programu Lotus zjistíme teploty výfukových plynů v jednotlivých částech potrubí. Z teplot vypočteme rychlost zvuku, a zvolíme úhel natočení klikového hřídele. Zjištěné a navržené hodnoty dosadíme do rovnic (39), (40) a (41)

Hodnoty proměnných pro výfukové plyny:

$$\kappa=1,25$$

$$r=290 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$T_{e1}=889^{\circ}\text{C}=1162 \text{ K}$$

$$T_{e2}=816^{\circ}\text{C}=1089 \text{ K}$$

$$T_{e3}=817^{\circ}\text{C}=1090 \text{ K}$$

Rychlosti zvuku ve výfukových plynech:

ventil/kolektor:

$$a_{e1} = \sqrt{\kappa \cdot r_e \cdot T_{e1}} = \sqrt{1,25 \cdot 290 \cdot 1162} = 648,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kolektor/kolektor:

$$a_{e2} = \sqrt{\kappa \cdot r_e \cdot T_{e2}} = \sqrt{1,25 \cdot 290 \cdot 1089} = 628,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kolektor/konec:

$$a_{e3} = \sqrt{\kappa \cdot r_e \cdot T_{e3}} = \sqrt{1,25 \cdot 290 \cdot 1090} = 628,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zvolené úhly natočení klikové hřídele pro jednotlivé délky:

Ventil/kolektor:  $\Phi_{er1}=130^{\circ}$

Kolektor/kolektor:  $\Phi_{er2}=145^{\circ}$

Kolektor/konec:  $\Phi_{tr}=160^{\circ}$

Tab. 13 Vypočtené délky výfukového potrubí 4-2-1

Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Délka ventil/kolektor [mm]	Délka kolektor/kolektor [mm]	Délka kolektor/konec [mm]
2000	3515	280	4190
2500	2812	224	3352
3000	2343	186	2793
3500	2008	160	2394
4000	1757	140	2095
4500	1562	124	1862
5000	1406	112	1676
5500	1278	101	1523
6000	1171	93	1396
6500	1081	86	1289

Podle vypočtených hodnot, volím hodnoty délek potrubí 4-2-1 takto. Délka ventil/kolektor 1400 mm, délka kolektor/kolektor 150 mm a délka kolektor/konec 1700 mm. Celková délka potrubí činí 3250 mm. Průměry jednotlivých částí potrubí zůstanou ponechány na původních hodnotách.

## 7.6 VÝSLEDKY SIMULACE S NAVRŽENÝMI ROZMĚRY POTRUBÍ

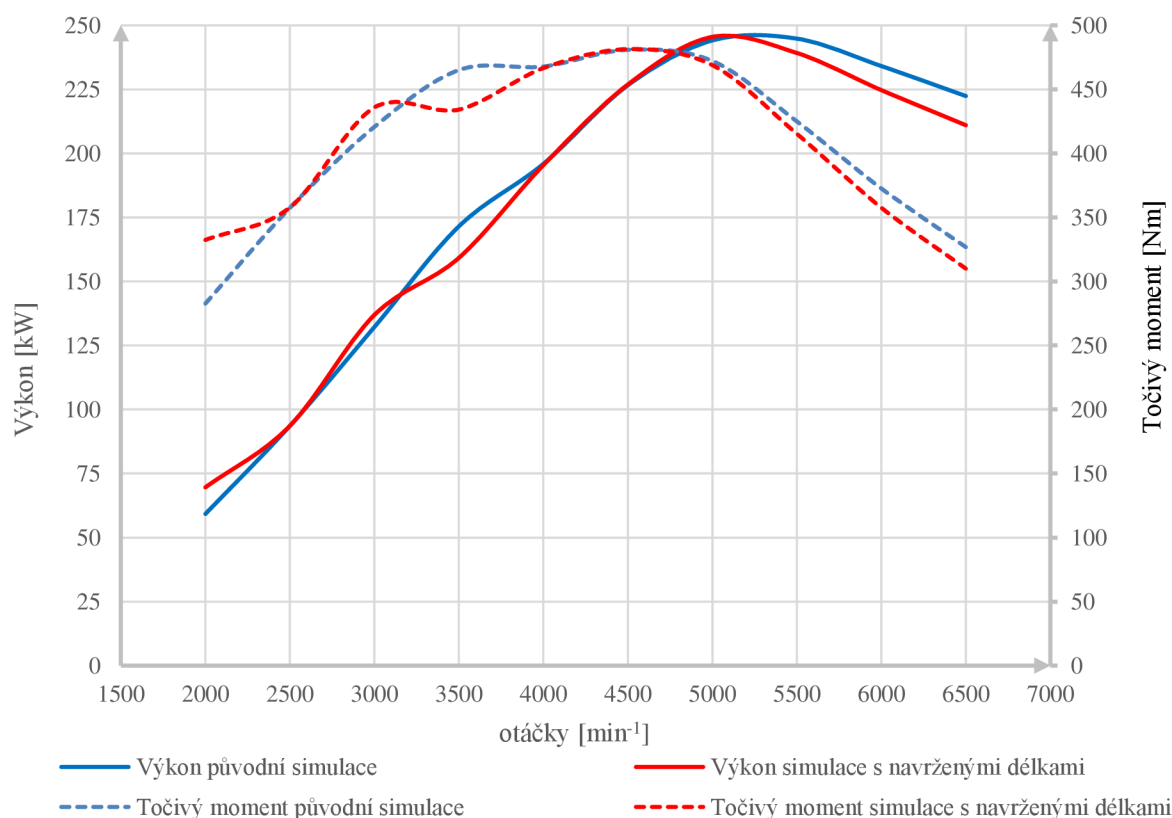
Simulace motoru s navrženými délkami potrubí byly porovnány se simulacemi motoru z kapitoly 6. Rozdíly budou uvedeny v tabulce a vyjádřeny v procentech.

### 7.6.1 NAVRŽENÉ POTRUBÍ 4-1

Tab. 14 Rozdíly výkonových parametrů verze 4-1

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Výkon [%]	+17,6	0	+3,6	-7,2	-0,3	+0,1	+0,6	-2,3	-4	-5,1
Točivý moment [%]	+17,6	+0,1	+3,6	-6,6	-0,3	+0,1	-0,7	-2,3	-4	-5,1

Graf 11 Porovnání vnějších otáčkových charakteristik simulací s původními a navrženými délkami potrubí

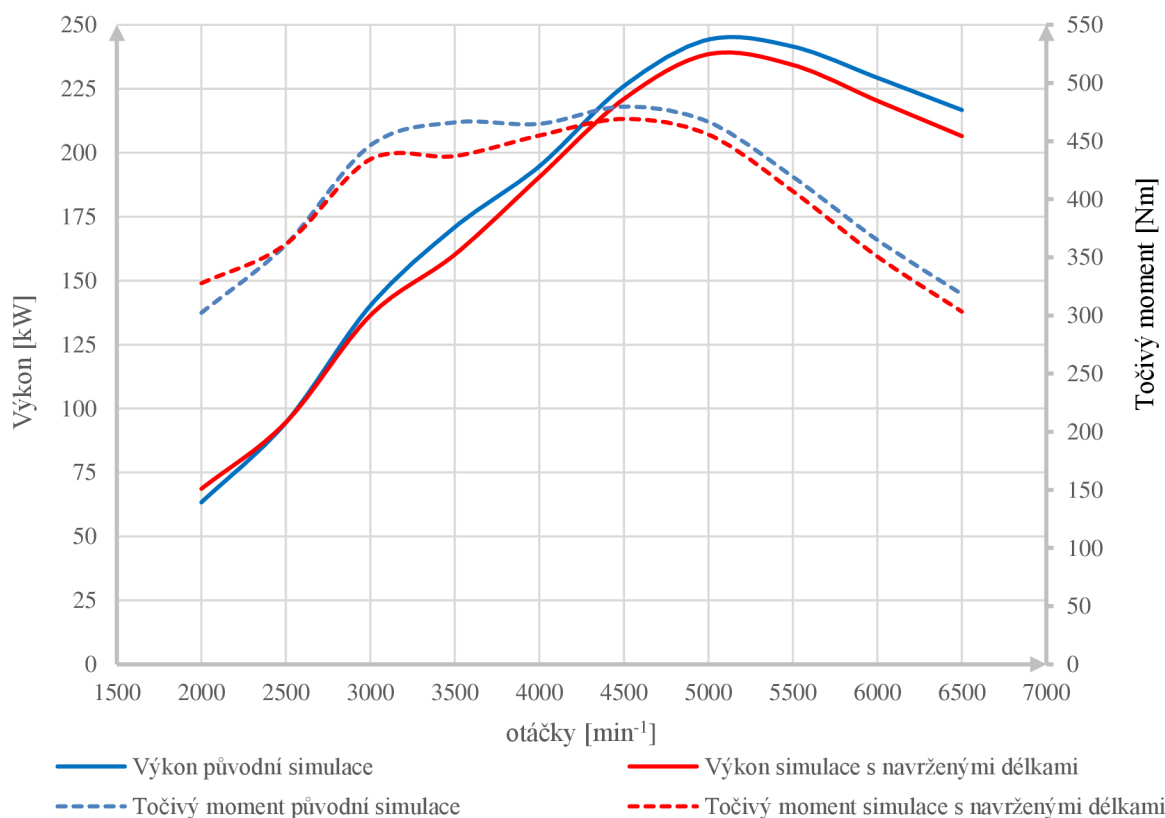


## 7.6.2 NAVRŽENÉ POTRUBÍ 4-2-1

Tab. 15 Rozdíly výkonových parametrů verze 4-2-1

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
Výkon [%]	+8,4	+0,1	-2,7	-6,3	-2,2	-2,2	-2,3	-3	-3,9	-4,7
Točivý moment [%]	+8,4	+0,1	-2,6	-6,2	-2,1	-2,2	-2,3	-2,9	-3,9	-4,7

Graf 12 Porovnání vnějších otáčkových charakteristik simulací s původními a navrženými délkami potrubí



Z porovnání vnějších otáčkových charakteristik je patrné, že navržené délky jednotlivých potrubí nejsou vhodnou volbou. V případě konstrukčního provedení výfuku 4-1 došlo k zvýšení výkonu o 0,6 % a zvýšení točivého momentu o 0,1 %, ale celkový průběh jednotlivých křivek není zcela plynulý. U konstrukčního provedení výfuku 4-2-1 došlo k poklesu výkonu i točivého momentu v téměř celém rozsahu otáček. Dalším nepříznivým faktem je samotná délka potrubí. S nárůstem délky také narůstá hmotnost výfukového potrubí, a to více jak na dvojnásobek původní hmotnosti. Toto zvýšení hmotnosti není příznivé vzhledem k využití motoru v závodním vozidle.

## 8 OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Navržené délky sacích a výfukových potrubí, s ohledem na využití tlakových pulzací, nepřinesly vhodné výsledky. Pro nalezení vhodných délek využijeme v programu Lotus Engine simulation funkci Optimizer Tool.

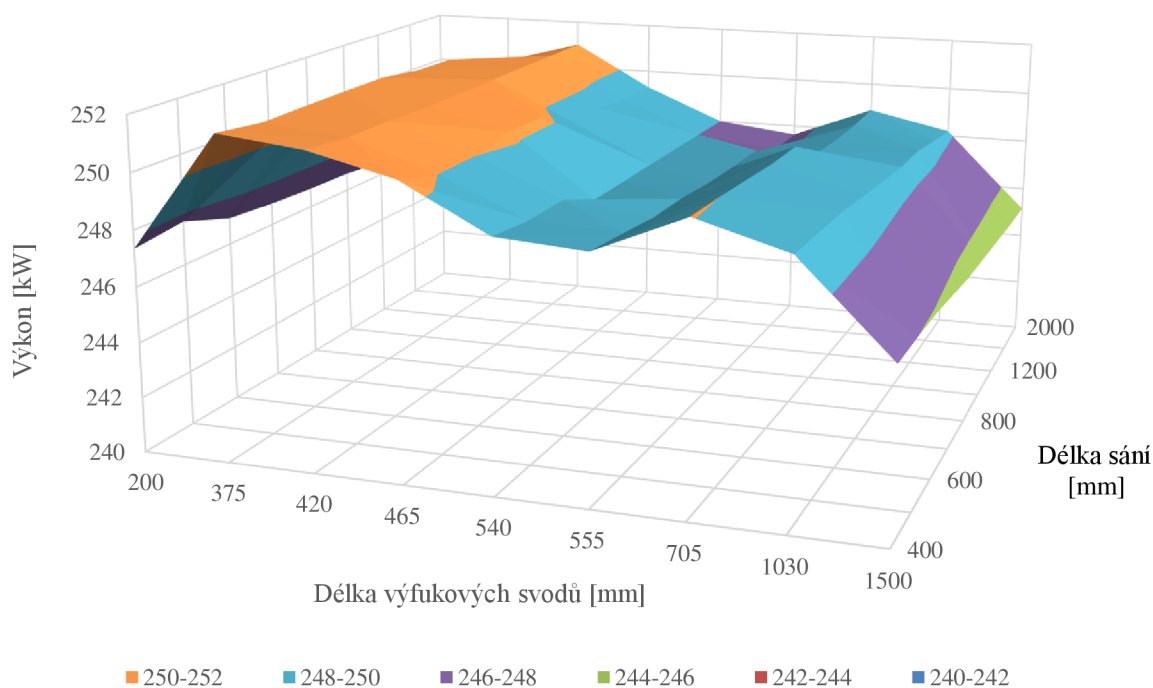
### 8.1 OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ SACÍHO POTRUBÍ A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-1

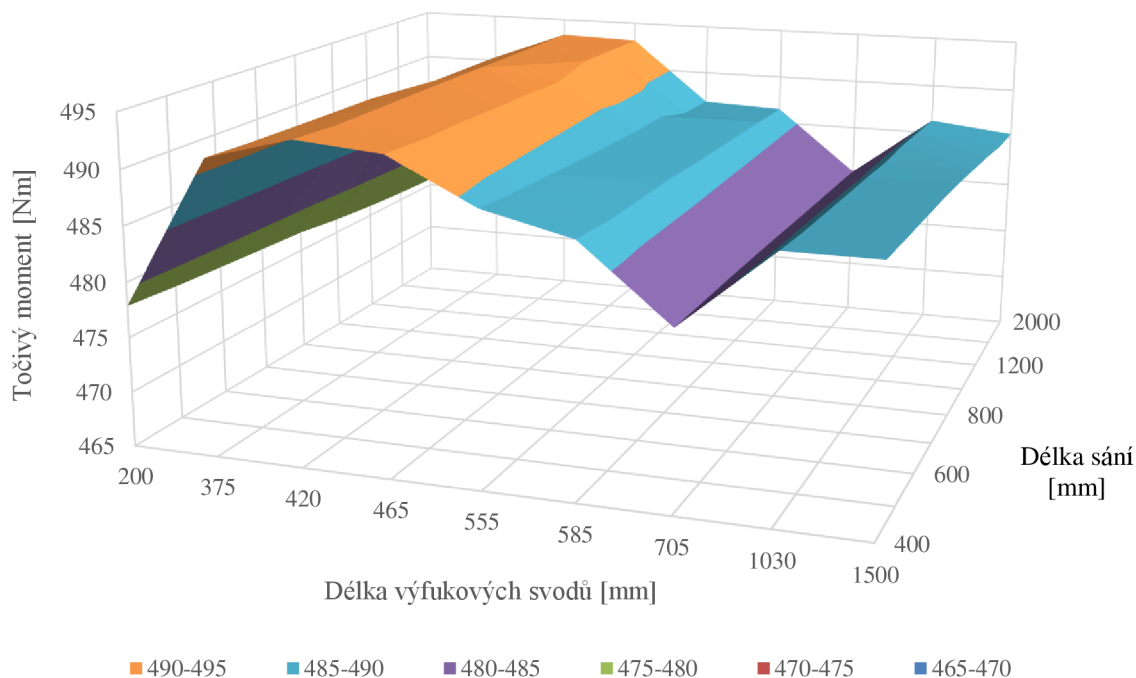
Při optimalizaci rozměrů potrubí bylo potřeba zjistit, při jakých délkách a průměrech jednotlivých potrubí bude výkon a točivý moment co nejvyšší. Proměnné veličiny jsou v tomto případě délky a průměry jednotlivých potrubí.

#### 8.1.1 OPTIMALIZACE DÉLEK SACÍHO POTRUBÍ A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-1

Ve funkci Optimizer Tool nastavíme jako proměnné hodnoty délky potrubí a jako hledaný parametr nastavíme nejdříve výkon a následně točivý moment. Optimalizace byla provedena pro několik kombinací. Jako první se měřila změna výkonu a točivého momentu v závislosti na délce sání a délce výfukových svodů, následně se změny výkonových parametrů měřily v závislosti na délce sání a délce konce výfuku a na závěr se zjišťovala změna výkonu v závislosti na délce výfukových svodů a délce konce výfuku. Z naměřených hodnot byly vytvořeny grafy, ze kterých se následně určily délky potrubí. Pro ukázkou jsou uvedeny grafy závislosti výkonu a točivého momentu na délce sání a délce výfukových svodů.

Graf 13 Změna výkonu v závislosti na délce sání a délce svodů při 5000 min<sup>-1</sup>



Graf 14 Změna točivého v závislosti na délce sání a délce svodů při 4500 min<sup>-1</sup>

Následujícím krokem bylo navržení přibližných délek potrubí a nalezení nejlepší konfigurace. Z naměřených dat bylo možné vytvořit nesčetné množství kombinací délek jednotlivých potrubí. Pro další výpočty jsem zvolil patnáct kombinací, pro které byla simulována otáčková charakteristika.

Tab. 16 Navržené délky jednotlivých potrubí

	Délka sání [mm]	Délka výfukových svodů [mm]	Délka konce výfuku [mm]
1	400	400	800
2	600	500	950
3	800	600	1100
4	1000	700	800
5	1200	400	950
6	400	500	1100
7	600	600	800
8	800	700	950
9	1000	400	1100
10	1200	500	800
11	400	600	950
12	600	700	1100
13	800	400	800
14	1000	500	950
15	1200	600	1100



Pro všech patnáct navržených kombinací rozměrů byla simulována otáčková charakteristika. Nejlepších výsledků bylo dosaženo u kombinace číslo 1 a 2. U těchto kombinací bylo dosaženo nejvyšších výkonů. Další úpravou byly nalezeny nejvhodnější délky jednotlivých potrubí, při kterých simulace dosáhla nejvyšších výkonů.

#### Úprava délek sacího potrubí a výfukového potrubí 4-1

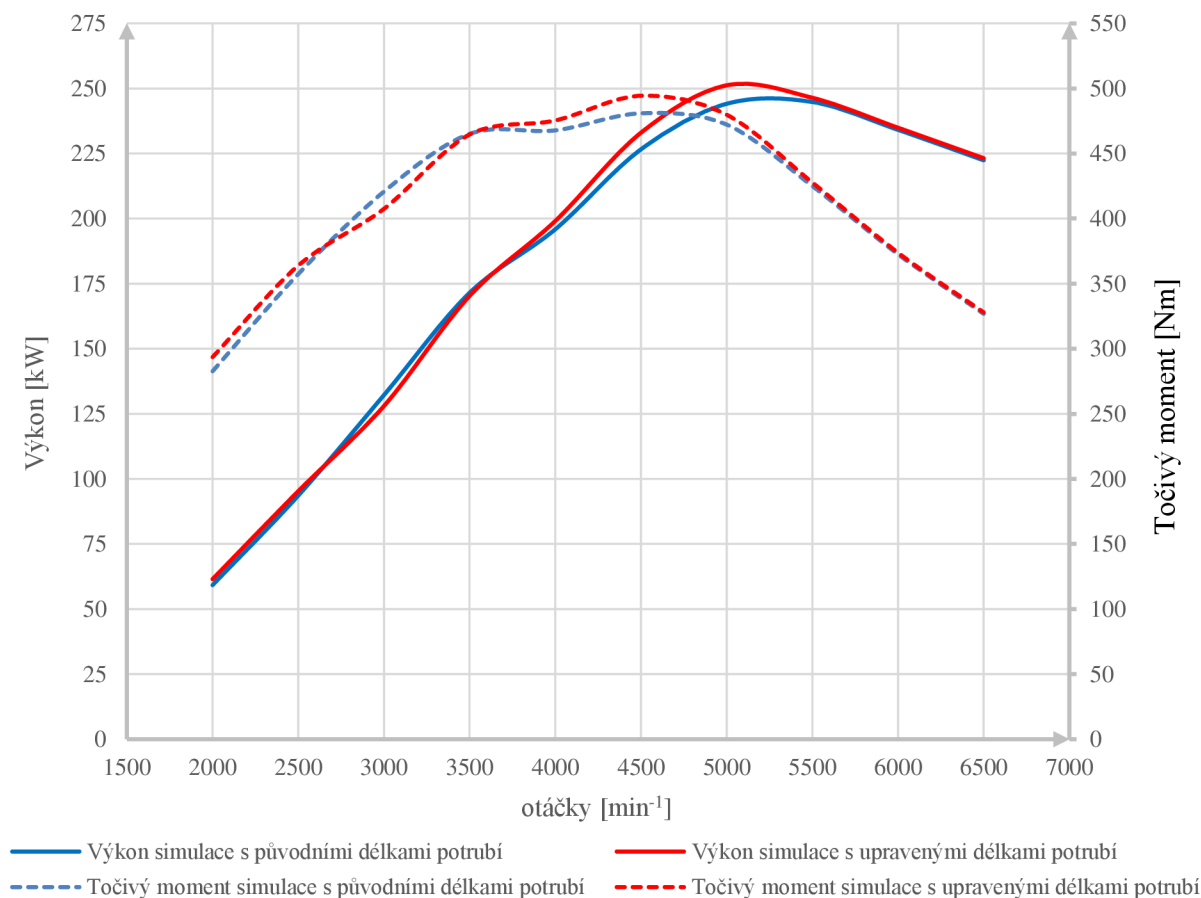
Tab. 17 Rozměry potrubí 4-1 při změně délek

Rozměry sacího potrubí	
Délka nasávací trubice	600 mm
Průměr nasávací trubice	85 mm
Rozměry výfukového potrubí 4-1	
Délka svodů (po kolektor)	450 mm
Průměr svodů	Vnitřní průměr: 42 mm Vnější průměr: 45 mm
Délka výfuku (od kolektoru do konce)	800 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 60 mm Vnější: 63 mm
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 4x42mm Výstupní: 1x 60 mm
Celková délka	1260 mm

Tab. 18 Výsledek simulace s a upravenými délkami potrubí

	Změna výkonu po úpravě délek	Změna točivého momentu po úpravě délek
otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	P [%]	Mk [%]
2000	+3,7	+3,7
2500	+1,8	+1,8
3000	-3,3	-3,2
3500	-0,7	-0,1
4000	+1,6	+1,6
4500	+2,8	+2,7
5000	+2,8	+1,6
5500	+0,7	+0,6
6000	+0,3	+0,3
6500	+0,4	+0,3

Graf 15 Porovnání otáčkových charakteristik původní simulace a simulace s upravenými délkami



### 8.1.2 OPTIMALIZACE PRŮMĚRŮ SACÍHO POTRUBÍ A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-1

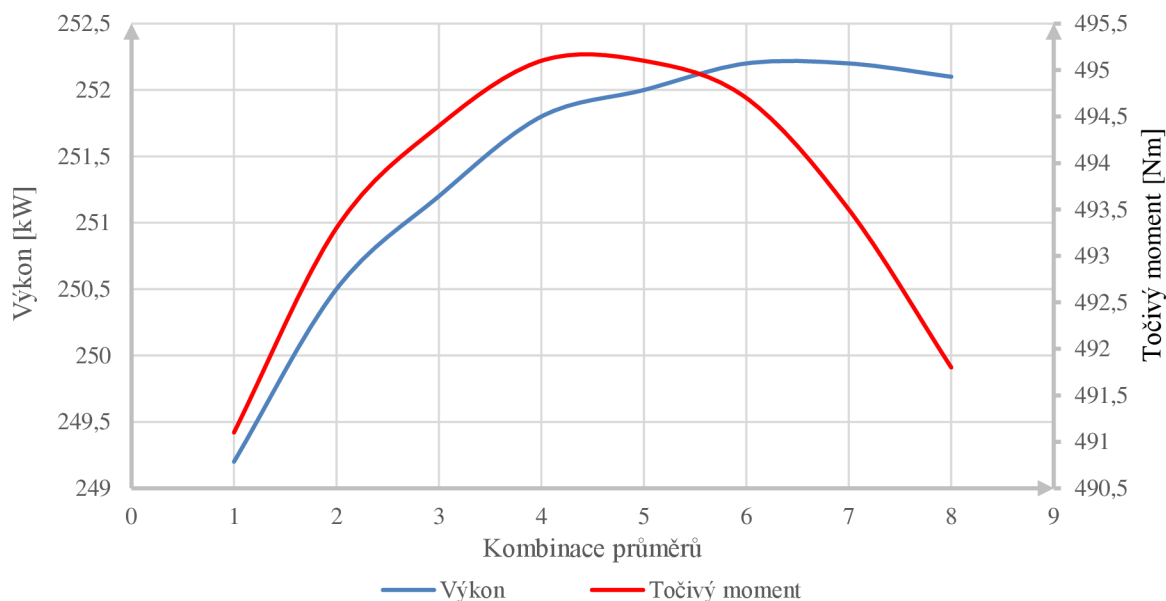
Výše uvedených výsledků bylo dosaženo jen změnou délek potrubí. Následně byly provedeny změny průměrů výfukového potrubí z důvodu, zda by bylo možné ještě zvýšit výkon i točivý moment. V případě sacího potrubí byl průměr ponechán na původní hodnotě 85 mm. V případě zjištění optimálního průměry bylo navrženo osm kombinací průměrů svodů a konce výfuku.

Tab. 19 Navržené průměry výfukových svodů a konce výfuku

	Průměr výfukových svodů [mm]	Průměr konce výfuku [mm]
1	36	56
2	38	58
3	40	60
4	42	62
5	44	64
6	46	66
7	48	68
8	50	70

Závislost velikosti výkonu na průměru byla simulována při  $5000 \text{ min}^{-1}$  a případě točivého momentu byla simulace provedena při  $4500 \text{ min}^{-1}$ .

Graf 16 Závislost velikosti výkonu a točivého momentu na průměru výfukového potrubí



Z grafu 16 lze vidět, že výkon i točivý moment rostou s průměrem potrubí do okamžiku, kdy průměr potrubí dosáhne hodnoty, při které výfukové plyny neproudí zcela ideálně a dochází k poklesu výkonu a točivého momentu. Nejlepších výsledků bylo dosaženo u kombinace číslo 5, kdy průměr výfukových svodů je 44 mm a průměr konce výfuku je 64 mm. S takto upravenými rozměry vzrostl maximální výkon o 3,13 % a maximální točivý moment o 2,87 % oproti původní simulaci.

### Úprava průměrů výfukového potrubí 4-1

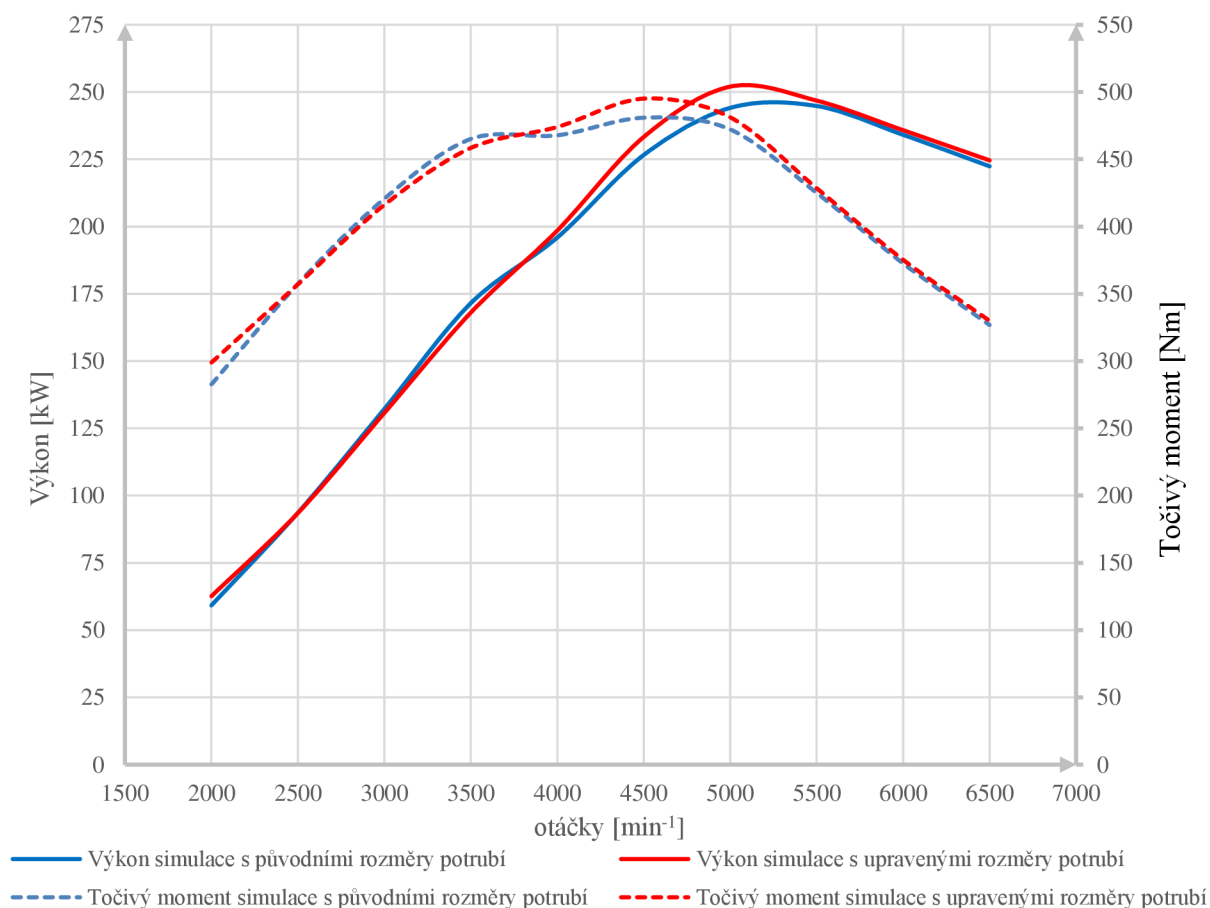
Tab. 20 Rozměry potrubí při změně délek i průměrů

Rozměry sacího potrubí	
Délka nasávací trubice	600 mm
Průměr nasávací trubice	85 mm
Rozměry výfukového potrubí 4-1	
Délka svodů (po kolektor)	450 mm
Průměr svodů	Vnitřní průměr: 44 mm Vnější průměr: 47 mm
Délka výfuku (od kolektoru do konce)	800 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 64 mm Vnější: 67 mm
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 4x44 mm Výstupní: 1x 64 mm
Celková délka	1260 mm

Tab. 21 Výsledek simulace s upravenými délkami i průměry potrubí

	Změna výkonu po úpravě délek i průměrů	Změna točivého momentu po úpravě délek i průměrů
otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	P [%]	Mk [%]
2000	+5,4	+5,4
2500	-0,1	-0,1
3000	-1,1	-1,1
3500	-2,1	-1,5
4000	+1,3	+1,3
4500	+2,9	+2,9
5000	+3,1	+1,9
5500	+0,8	+0,8
6000	+0,7	+0,7
6500	+1	+0,9

Graf 17 Porovnání charakteristik simulaci s původními a upravenými rozměry potrubí

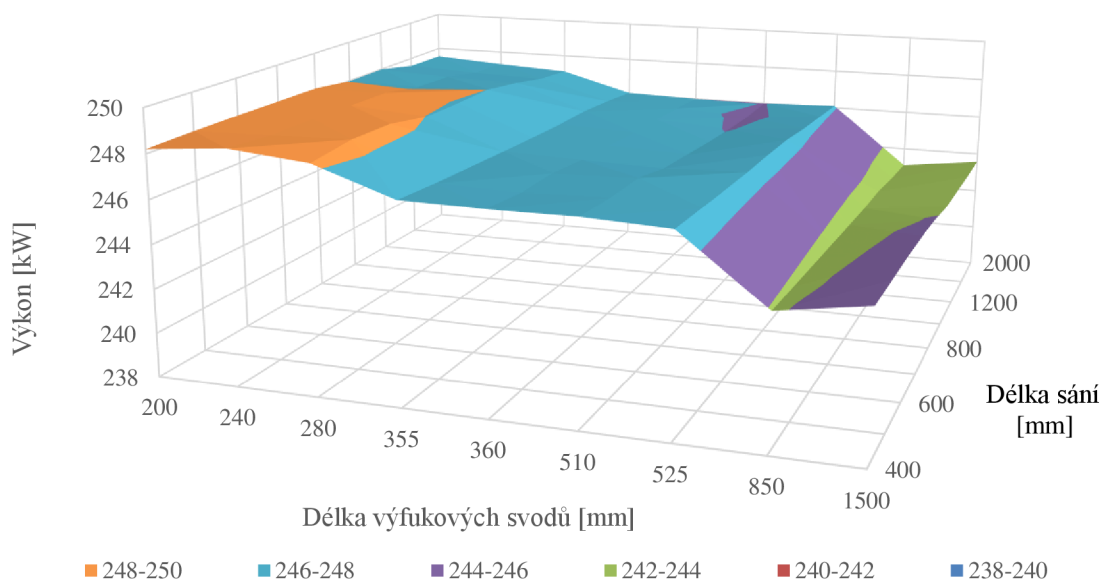


## 8.2 OPTIMALIZACE ROZMĚRŮ SACÍHO POTRUBÍ A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-2-1

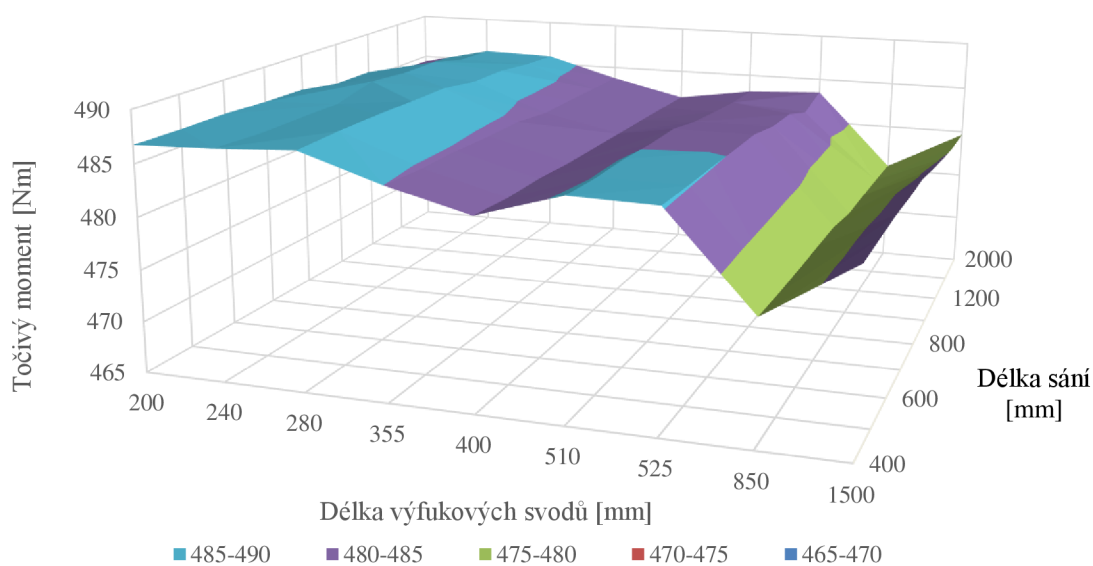
### 8.2.1 OPTIMALIZACE DÉLEK SACÍHO POTRUBÍ A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-2-1

Stejně jako u optimalizace délek sacího potrubí a výfukového potrubí 4-1 i zde bylo využito stejného postupu. Pomocí funkce Optimizer Tool byly zjišťovány optimální délky potrubí v závislosti na velikosti výkonu a točivého momentu. Bylo vytvořeno několik kombinací. Měřila se změna výkonu a točivého momentu v závislosti na délce sání a délce výfukových svodů, délce v závislosti na délce výfukových svodů 4-2 a délce výfukových svodů 2-1 a závislost výkonových parametrů na délce výfukových svodů a délce konce výfuku. Pro ukázkou jsou uvedeny grafy závislosti výkonu a točivého momentu na délce sání a délce výfukových svodů.

Graf 18 Změna výkonu v závislosti na délce sání a délce svodů při 5000 min<sup>-1</sup>



Graf 19 Změna točivého v závislosti na délce sání a délce svodů při 4500 min<sup>-1</sup>



Bylo navrženo několik kombinací přibližných délek potrubí. Z důvodů, aby nebylo rozdílné sací potrubí, byly ponechány rozměry sací trubice z přechodí optimalizace. To znamená délka 600 mm a průměr 85 mm. Pro tyto rozměry sání byly hledány ideální délky výfukových svodů a délka konce výfuku.

Tab. 22 Navržené délky výfukového potrubí 4-2-1

	Délka svodů 4-2 [mm]	Délka svodů 2-1 [mm]	Délka konce výfuku [mm]
1	400	150	700
2	600	176	900
3	500	176	700
4	400	150	900
5	350	300	800
6	400	250	900
7	450	200	1000
8	300	200	650
9	500	300	750
10	600	200	800
11	450	250	900
12	550	200	800
13	400	150	1000
14	500	150	700
15	450	150	600

Pro všechny navržené délky byla změřena otáčková charakteristika. Nejlepších výsledků bylo dosaženo při kombinaci 8, kde došlo k nárůstu maximálního výkonu o 1,43 % a maximální točivý moment vzrostl o 1,78 %.

#### Délky výfukového potrubí 4-2-1

Tab. 23 Upravené délky potrubí 4-2-1

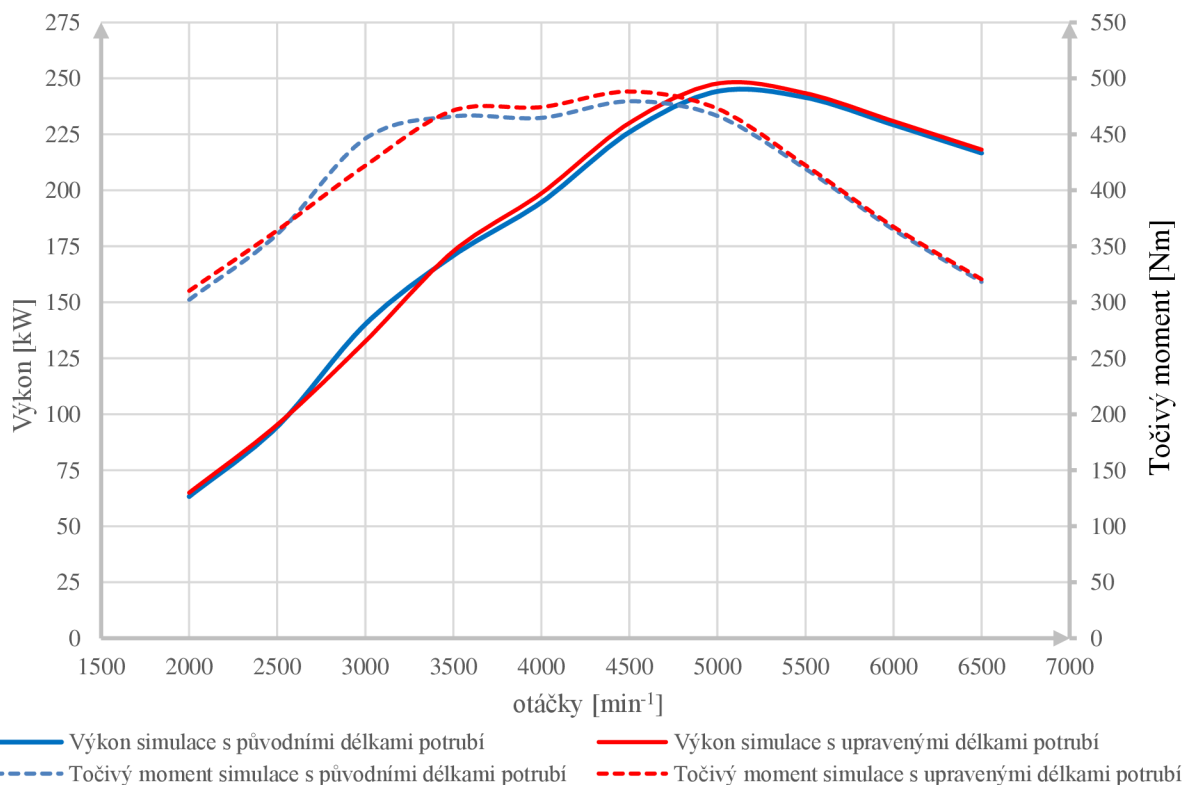
<b>Parametry výfukového potrubí 4-2-1</b>	
Délka svodů 4-2 (po první kolektor)	300 mm
Průměr svodů 4-2 (po první kolektor)	Vnitřní průměr: 42 mm Vnější průměr: 45 mm
Délka svodů 2-1 (mezi kolektory)	200 mm
Průměr svodů 2-1 (mezi kolektory)	Vnitřní průměr: 47 mm Vnější průměr: 49 mm
Délka výfuku (od druhého kolektoru do konce)	600 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 60,5 mm Vnější: 63,5 mm
Celková délka	1370 mm
<b>První kolektor (4-2)</b>	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x42mm Výstupní: 1x 47 mm

Druhý kolektor (2-1)	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x47 mm Výstupní: 1x 60,5 mm
Materiál potrubí	Ocel
Tlumič výfuku	Průměr: 150 mm Délka: 337 mm

Tab. 24 Výsledek simulace s upravenými délkami potrubí

	Změna výkonu po úpravě délek	Změna točivého momentu po úpravě délek
otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	P [%]	Mk [%]
2000	+2,6	+2,6
2500	+0,9	+0,9
3000	-5,7	-5,7
3500	+1,2	+1,1
4000	+2	+2
4500	+1,8	+1,8
5000	+1,4	+1,4
5500	+0,8	+0,8
6000	+0,7	+0,7
6500	+0,7	+0,7

Graf 20 Otáčkové charakteristiky modelu s původními a upravenými délkami potrubí



### 8.2.2 OPTIMALIZACE PRŮMĚRŮ VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ 4-2-1

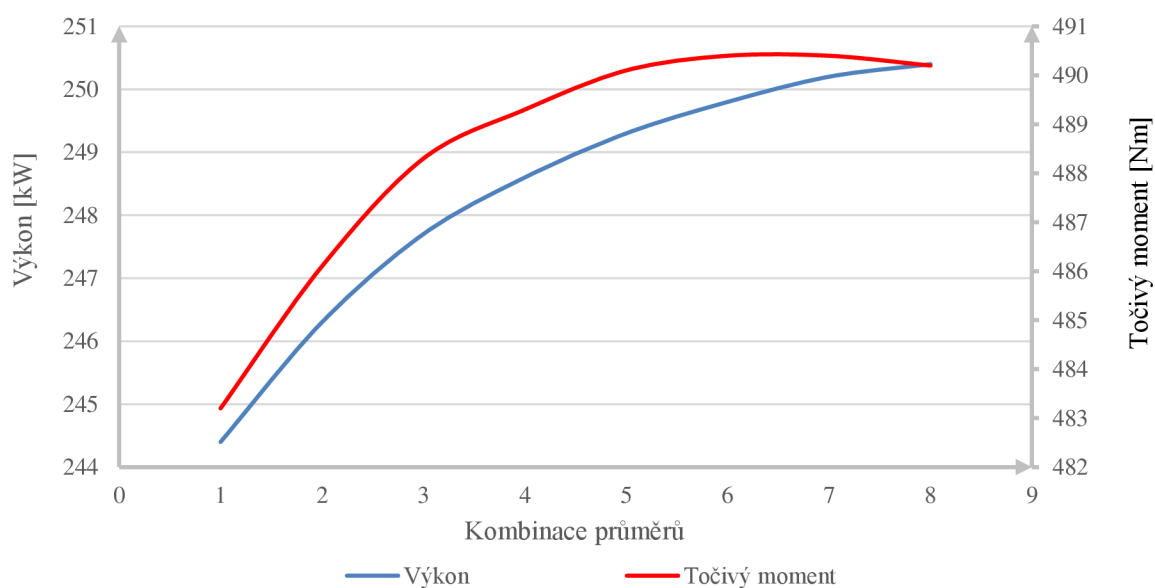
Tak jako v předchozí optimalizaci i zde bylo navrženo několik kombinací průměrů potrubí, ze kterých byla vybrána nejlepší varianta.

Tab. 25 Navržené průměry výfukového potrubí 4-2-1

	Průměr svodů 4-2 [mm]	Průměr svodů 2-1 [mm]	Průměr konce výfuku [mm]
1	38	43	56
2	40	45	58
3	42	47	60
4	44	49	62
5	46	51	64
6	48	53	66
7	50	55	68
8	52	57	70

Závislost velikosti výkonu na průměru byla simulována při  $5000 \text{ min}^{-1}$  a případě točivého momentu byla simulace provedena při  $4500 \text{ min}^{-1}$ .

Graf 21 Závislost velikosti výkonu a točivého momentu na průměru výfukového potrubí



Z grafu závislosti výkonu a točivého momentu na průměru potrubí je patrné, že se zvyšujícím se průměrem roste výkon i točivý moment. Nejlepších výsledků bylo dosaženo s kombinací číslo 6. Při této kombinaci rozměrů je dosaženo maximálního možného točivého momentu. Při dalším zvětšení průměru potrubí dále roste výkon motoru, ale točivý moment začíná klesat, proto byla kombinace průměrů číslo 6 zvolena jako nejideálnější.



## Návrh rozměrů výfukového potrubí 4-2-1

Tab. 26 Konečné rozměry výfukového potrubí 4-2-1

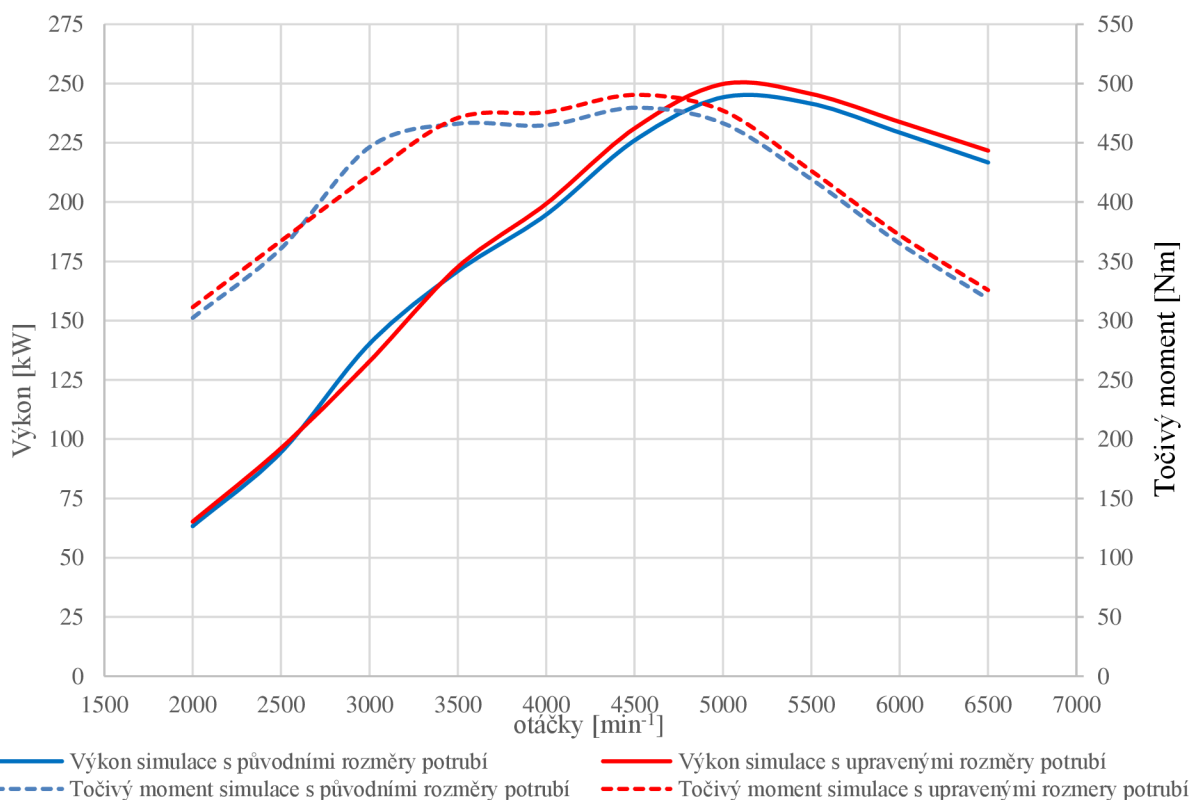
Parametry výfukového potrubí 4-2-1	
Délka svodů 4-2 (po první kolektor)	300 mm
Průměr svodů 4-2 (po první kolektor)	Vnitřní průměr: 48 mm
Délka svodů 2-1 (mezi kolektory)	200 mm
Průměr svodů 2-1 (mezi kolektory)	Vnitřní průměr: 53 mm
Délka výfuku (od druhého kolektoru do konce)	600 mm
Průměr výfuku	Vnitřní: 66 mm
Celková délka	1370 mm
První kolektor (4-2)	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x48 mm Výstupní: 1x 53 mm
Druhý kolektor (2-1)	
Délka kolektoru	110 mm
Průměr kolektoru	Vstupní: 2x53 mm Výstupní: 1x 66 mm
Materiál potrubí	Ocel
Tlumič výfuku	Průměr: 150 mm Délka: 337 mm

Pro navržené rozměry potrubí byly pomocí simulace zjištěny výkonové parametry.

Tab. 27 Výkonové parametry po úpravě délek i průměrů potrubí

	Změna výkonu po úpravě délek i průměrů	Změna točivého momentu po úpravě délek i průměrů
otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	P [%]	Mk [%]
2000	+2,9	+2,9
2500	+1,8	+1,7
3000	-5,6	-5,6
3500	+1	+1
4000	+2,3	+2,3
4500	+2,2	+2,2
5000	+2,2	+2,2
5500	+1,7	+1,6
6000	+1,9	+1,9
6500	+2,3	+2,3

Graf 22 Otáčkové charakteristiky modelu s původními a upravenými délkami potrubí



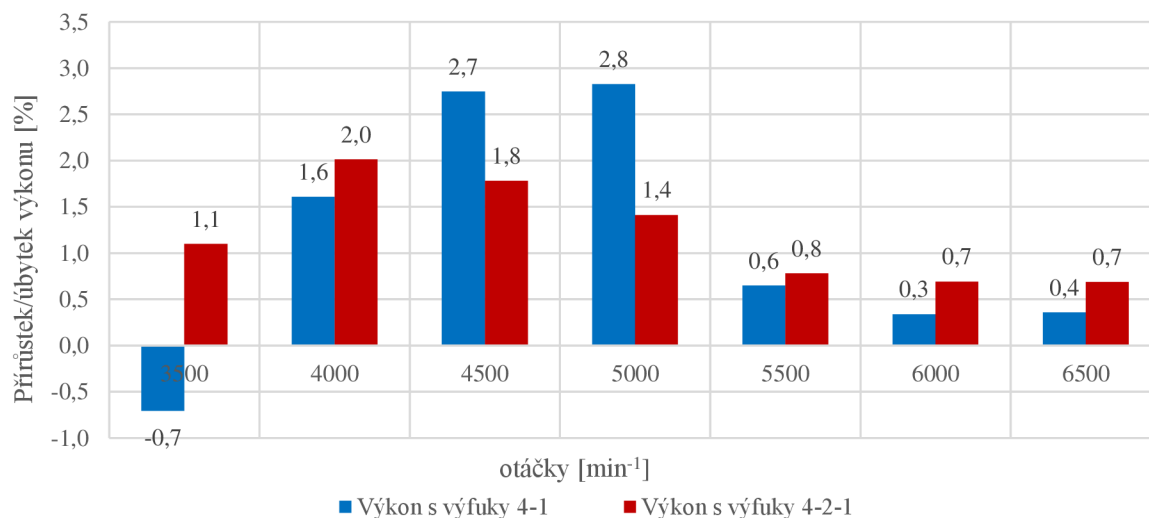
### 8.3 ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

Při změně délky sacího a výfukového potrubí došlo k navýšení výkonu i točivého momentu u obou simulovaných konstrukcí potrubí. K navýšení došlo v pásmu vysokých otáček (4000 min<sup>-1</sup> až 6500 min<sup>-1</sup>). Naopak v pásmu středních otáček (3000 min<sup>-1</sup> až 3500 min<sup>-1</sup>) došlo v obou případech k poklesu výkonu i točivého momentu.

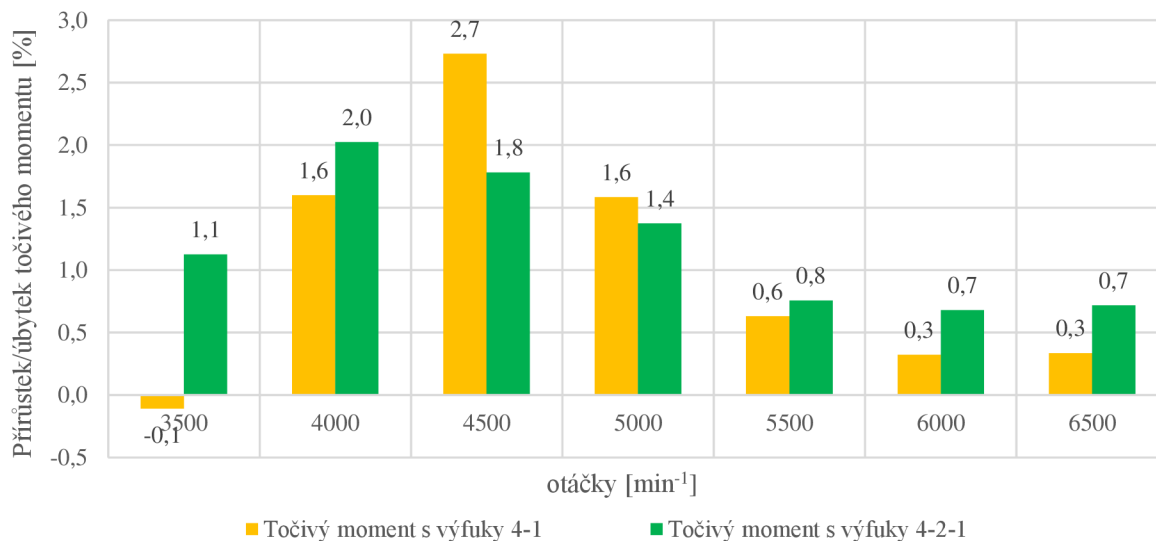
Změnou délky jednotlivých potrubí při zachování původních průměrů došlo v případě modelu s výfuky 4-1 k navýšení výkonu o 2,8 % při 5000 min<sup>-1</sup> a navýšení točivého momentu o 2,7 % při 4500 min<sup>-1</sup>. U modelu s výfuky 4-2-1 byl výkon navýšen o 1,4 % při 5000 min<sup>-1</sup> a točivý moment vzrostl o 1,8 % při 4500 min<sup>-1</sup>.

Po optimalizaci délek následovala optimalizace průměrů výfukových potrubí. U obou modelů byly zvětšeny průměry potrubí, což mělo za následek další zvýšení jednotlivých parametrů. V případě výfukového potrubí 4-1 došlo změnou průměrů k navýšení výkonu o dalších 0,3 %. Konečný nárůst maximálního výkonu činí 3,1 % při 5000 min<sup>-1</sup>. Maximální točivý moment byl dále navýšen o 0,2 % a konečné navýšení je 2,9 % při 4500 min<sup>-1</sup>. U modelu s výfukovým potrubím 4-2-1 došlo při zvětšení průměrů potrubí k navýšení výkonu o dalších 0,8 % a točivý moment byl dále navýšen o 0,4 %. Zvětšením průměrů došlo k navýšení maximálního výkonu o 2,2 % a navýšení maximálního točivého momentu o 2,2 %.

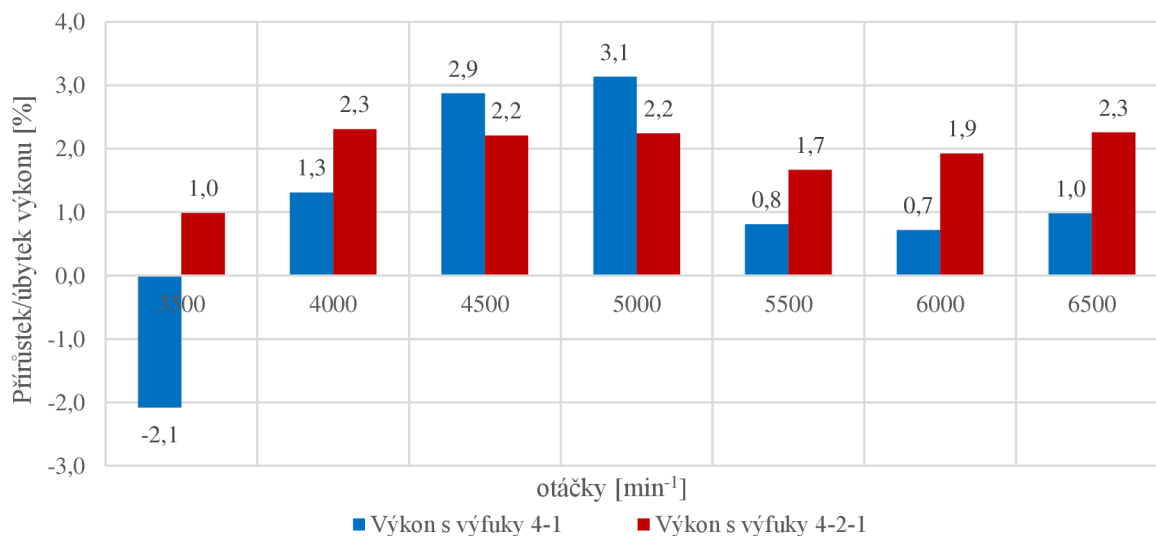
Graf 23 Přírůstek/úbytek výkonu při změně délek potrubí



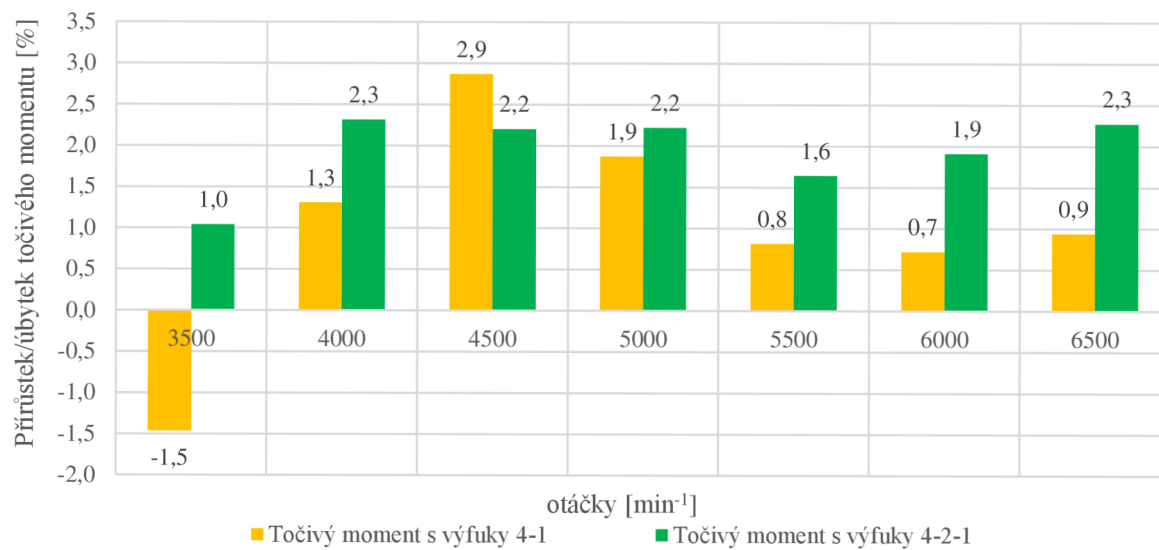
Graf 24 Přírůstek/úbytek točivého momentu při změně délek potrubí



Graf 25 Přírůstek/úbytek výkonu při změně délek i průměrů potrubí



Graf 26 Přírůstek/úbytek točivého momentu při změně délek i průměrů potrubí



## ZÁVĚR

Sací a výfukové potrubí hrají důležitou roli při výměně náplně ve válci a při odvodu výfukových plynů, proto je těmto komponentům motoru potřeba věnovat pozornost. Cílem práce bylo navrhnout rozměry těchto potrubí a dokázat, zda vhodnou volbou rozměrů lze zvýšit výkon a točivý moment.

První část práce byla věnována popisu komponentů jednotlivých potrubí a stručnému přehledu toho, jaké typy sacího a výfukového potrubí se používají pro vidlicový atmosféricky plněný osmiválec. Dále byly zmíněna pravidla soutěže Dakar, která musí být splněna a která ovlivnila samotnou tvorbu termodynamického modelu.

Další část práce se věnovala samotnému návrhu termodynamického modelu motoru v programu Lotus Engine Simulation. Vytvořený a odladěný model měl co nejpřesněji odpovídat motoru reálnému. Po dokončení termodynamického modelu jsem se zaměřil na návrhy délek sacího a výfukového potrubí.

Prvotní návrh délek potrubí se opíral o teorii tlakových vln v sacím a výfukovém potrubí. Byly navrženy délky sacího a výfukového potrubí, ale při vytvoření otáčkové charakteristiky bylo ukázáno, že výsledky nejsou zcela vhodné a došlo k snížení výkonových parametrů.

Pro nalezení vhodných délek bylo využito funkce Optimizer Tool, kde nejprve byly vytvořeny závislosti výkonu a točivého momentu na délkách potrubí. Z takto naměřených hodnot bylo možné vytvořit mnoho kombinací délek, ze kterých bylo vybráno patnáct kombinací pro každý model. Pro každou z patnácti kombinací byla simulována otáčková charakteristika a nakonec vybrána ta nejlepší kombinace. Pro takto navržené délky byly následně optimalizovány i průměry potrubí.

Výsledkem takto navržených rozměrů potrubí je zvýšení výkonu a točivého momentu u obou modelů. V případě modelu s výfuky 4-1 dojde ke zvýšení maximálního výkonu o 3,1 % a zvýšení maximálního točivého momentu o 2,9 %. V případě modelu s výfuky 4-2-1 došlo ke zvýšení maximálního výkonu o 2,2 % a maximálního točivého momentu o 2,2 %.

Vhodnou volbou délek a průměrů potrubí lze zvýšit maximální výkon i maximální točivý moment. Kromě zvýšení lze docílit i změny průběhu jednotlivých parametrů. Jedná se o teoretický návrh vycházející z termodynamického modelu, který je potřeba ověřit na reálném motoru. Dále je potřeba zhodnotit, zda potrubí s takto navrženými délkami a průměry bude možné konstrukčně navrhnout a následně vyrobit.

V práci byly splněny všechny body zadání.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RANTIŠEK, Vlk. *Lexikon moderní automobilové techniky*. Brno, 2005, 344 s. ISBN 80-239-5416-4.
- [2] FRANTIŠEK, Vlk. *Vozidlové spalovací motory*. Brno, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1998, 930 s. ISBN 0-07-028637.
- [4] ZDENĚK, Jan a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. 2.vyd. Brno: Avid, spol., 2008n. 1., 179 s. ISBN 978-80-871143-21-3.
- [5] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Lodýn: Butterworth-Heinemann, 1995, 801 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [6] JAROSLAV, Rauscher. *Spalovací motory: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, 2005, 235 s.
- [7] PIŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991, 150 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [8] HOFMANN, Karel. *Proudění ve spalovacích motorech*. 2.vyd. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1992, 97 s. ISBN 80-214-0409-4
- [9] CHUCHMA, Ondřej. *Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno, 2010, 83 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Beran.
- [10] PRÁŠEK, Martin. *Optimalizace výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno, 2009, 85 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Svída PhD.
- [11] VÁVROVEC, Jiří. *Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru*. Brno, 2010, 102 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Svída PhD.
- [12] 2015-16 5.0L Coyote Improvements. [Http://performanceparts.ford.com](http://performanceparts.ford.com) [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: [http://performanceparts.ford.com/download/pdfs/Gen\\_2\\_Coyote\\_Technical\\_Reference\\_2-16.pdf](http://performanceparts.ford.com/download/pdfs/Gen_2_Coyote_Technical_Reference_2-16.pdf)
- [13] 5.0L Coyote 435 HP Mustang Crate engine. [Https://performanceparts.ford.com](https://performanceparts.ford.com) [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://performanceparts.ford.com/part/M-6007-M50A>
- [14] 2015 Ford Mustang everything you need to know about its V6, V8, and ecoboost engines. [Http://blog.caranddriver.com](http://blog.caranddriver.com) [online]. 2014 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://blog.caranddriver.com/2015-ford-mustang-everything-you-need-to-know-about-its-v-6-v-8-and-ecoboost-engines/>

- [15] The Odyssey: CAR-UTV-TRUCKS Regulations. *Netstorage.lequipe.fr* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: [http://netstorage.lequipe.fr/ASO/dakar/2017/reglements/REG\\_AC\\_DK17\\_FINAL\\_VI\\_SE\\_UK.pdf](http://netstorage.lequipe.fr/ASO/dakar/2017/reglements/REG_AC_DK17_FINAL_VI_SE_UK.pdf)
- [16] Engennering software. <http://www.lotuscars.com> [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.lotuscars.com/engineering/engineering-software>
- [17] Ford Intake Manifold Cover GT 2015-2017. *Www.cjponyparts.com* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.cjponyparts.com/ford-intake-manifold-cover-gt-2015-2017/p/IMC4/>
- [18] Airaid 2015+ Ford Mustang GT 5.0 litre Cold Air Intake with Airbox 2015+. *Www.prospeedracing.com.au* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.prospeedracing.com.au/products/airaid-ford-gt-5-0-litre-mustang-cold-air-intake-with-airbox-2015.html>
- [19] K&N Air Filters- Know the Basics. */www.inautonews.com* [online]. 2011 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.inautonews.com/kn-air-filters-know-the-basics>
- [20] Hadice sání vzduchu, 1K0-129684AE. *Shop.autodilykrc.cz* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://shop.autodilykrc.cz/cz-detail-562647-trubka-sani-vzduchu.html>
- [21] 2015-2017 MUSTANG GT350 THROTTLE BODY 87MM. In: *Performanceparts.ford.com* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://performanceparts.ford.com/part/M-9926-M52>
- [22] C7 intake manifold. *Www.performancetrucks.net* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://www.performancetrucks.net/forums/gmt-k2xx-trucks-general-discussion-221/c7-intake-manifold-my-5-3-a-531361/#&gid=1&pid=3>
- [23] Schéma výfukové soustavy spalovacího motoru s katalyzátorem. *Uvp3d.cz* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://uvp3d.cz/drtic/wp-content/uploads/2014/07/Schema-vyfukove-soustavy-spalovaciho-motoru-s-katalyzatorem-.jpg>
- [24] Výfukové svody-Opel Vectra B 1.8-2.0 16V (96-98). *Www.tuning-in.cz* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://www.tuning-in.cz/vyfukove-svody-opel-vectra-b-1-8-2-0-16v-96-98.html>
- [25] Sportovní tlumič výfuku SCHMIEDMANN. *Www.auto-ksport.cz* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.auto-ksport.cz/cz490--sportovni-tlumič-vyfuku-schmiedmann.html>
- [26] T 16 Palivové soustavy zážehových motorů se vstřikováním paliva. *www.tznj.cz* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: [http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice\\_top1/files/16.html](http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/16.html)
- [27] Katalyzátor výfukových plynů. *Cs.wikipedia.org* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z:

- [https://cs.wikipedia.org/wiki/Katalyzator\\_vyfukovych\\_plynu/media/File:Aufgeschnittener\\_Metall\\_Katalysator\\_fur\\_ein\\_Auto.jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/Katalyzator_vyfukovych_plynu/media/File:Aufgeschnittener_Metall_Katalysator_fur_ein_Auto.jpg)
- [28] Audi RS5 confirmed for Geneva Motor Show. *Www.ausmotive.com* [online]. 2010 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.ausmotive.com/images2/Audi-RS5-02.jpg>
- [29] Ferrari F430. *Auto.ferrari.com* [online]. [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: [http://auto.ferrari.com/en\\_EN/sports-cars-models/past-models/f430/](http://auto.ferrari.com/en_EN/sports-cars-models/past-models/f430/)
- [30] ŠIMÍČEK, Petr. *Sběrné sací potrubí* [fotografie]. Brno, 2016 [cit. 2017-05-07].
- [31] ŠIMÍČEK, Petr. *Hlava válců* [fotografie]. Brno, 2016 [cit. 2017-05-07].



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\partial p/\partial x$	[Pa]	Přírůstek tlaku v ose x
$\partial \rho/\partial t$	[kg·m <sup>-3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Změna hustoty na čase
a	[-]	Faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva ve válci
A	[m <sup>2</sup> ]	Okamžitá hodnota povrchu spalovacího prostoru
a	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost šíření zvuku ve vzduchu
a <sub>e</sub>	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost šíření zvuku ve výfukových plynech
B	[-]	Bernoulliho integrační konstanta
C	[-]	Výpočetní konstanta
C <sub>1</sub>	[-]	Konstanta
C <sub>2</sub>	[-]	Konstanta
C <sub>f</sub>	[-]	Průtokový součinitel
d	[m]	Charakteristický rozměr
dp/ρ	[J]	Složka tlakové energie
dx/dy	[-]	Průběh hoření
F <sub>X</sub>	[N]	Síla působící na proudovou částici
g dz	[J]	Složka potenciální energie
H <sub>U</sub>	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Výhřevnost paliva
k	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Součinitel prostupu tepla
l	[m]	Charakteristický rozměr
L <sub>KK</sub>	[mm]	Délka kolektor/konec
L <sub>S</sub>	[mm]	Délka potrubí
L <sub>VK</sub>	[mm]	Délka ventil/kolektor
m	[-]	Parametr hoření
m	[-]	Výpočetní konstanta
m <sub>B</sub>	[kg]	Množství paliva
m <sub>B</sub> (φ)	[kg]	Hmotnost paliva, které shořelo za proběhlý čas
M <sub>k</sub>	[Nm]	Točivý moment
n	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
n	[-]	Výpočetní konstanta
Nu	[-]	Nusseltovo kritérium
p	[Pa]	Tlak ve válci
P	[kW]	Výkon
p <sub>0</sub>	[Pa]	Kompresní tlak
p <sub>1</sub>	[Pa]	Tlak na začátku komprese
Pr	[-]	Prandltovo číslo

Q	[W]	Tepelný tok
Q <sub>B</sub>	[J]	Množství vytvořeného tepla
Q <sub>m</sub>	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostní průtok
Q <sub>w</sub>	[W]	Odvedený tepelný tok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r <sub>e</sub>	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta výfukových plynů
r <sub>v</sub>	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Plynová konstanta vzduchu
S	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu trubice
T	[K]	Teplota plynů
t	[s]	Čas, za který vlna urazí délku potrubí
t(φ)	[s]	Proběhlý čas
T <sub>1</sub>	[K]	Tlak na začátku komprese
T <sub>e</sub>	[K]	Teplota výfukových plynů
t <sub>H</sub>	[s]	Celková doba hoření
T <sub>v</sub>	[°]	Teplota nasávaného vzduchu
T <sub>w</sub>	[K]	Teplota stěn válce
V <sub>1</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Objem na začátku komprese
V <sub>Z</sub>	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem
w	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pohybu plynu ve válci
w	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost průtoku
w dx	[J]	Složka kinetické energie
w <sub>v</sub>	[m·s <sup>-1</sup> ]	Vliv hoření paliva na rychlost plynů ve válci
x	[-]	Bezrozměrná veličina
y	[-]	Bezrozměrná veličina
α	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla
η <sub>CH</sub>	[%]	Chemická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
ρ	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota
φ	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
Φ <sub>er</sub>	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
Φ <sub>r</sub>	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
Φ <sub>tr</sub>	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
ω	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikového hřídele