



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ



KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI



JEDNOTLIVÝ PŘÍSPĚVEK ZE SBORNÍKU



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Ztrátový součinitel v difuzoru středotlaké části turbíny

SLÁMA Václav, LINHART Jiří

This report deals with the loss coefficient calculation in the diffuser of the turbine medium pressure section. The aim is to determine how the loss coefficient depends on basic dimensions changes of the diffuser. Results are required during the solving of specific turbine design. We can determine which dimensions are suitable for a practical application by using these results. ANSYS 13.0 software was used to create a geometry model and to perform numerical calculations.

Klíčová slova: Ansys, Fluent, difuzor, parní turbína, ztrátový součinitel

Úvod

Zadavatelem této práce je společnost ŠKODA POWER s.r.o. Doosan company. Cílem práce je pomocí řady numerických simulací prováděných CFD programem Fluent (součást programu ANSYS 13.0) sledovat chování proudění páry v různých variantách geometrie difuzoru středotlaké části turbíny o výkonu 130 MW. Na základě vypočtených hodnot je poté určen příslušný ztrátový součinitel a získaný nebo zmařený výkon. Podle výsledků této práce lze určit, které konstrukční varianty difuzoru jsou vhodné pro praktické použití.

1. Popis funkce difuzoru

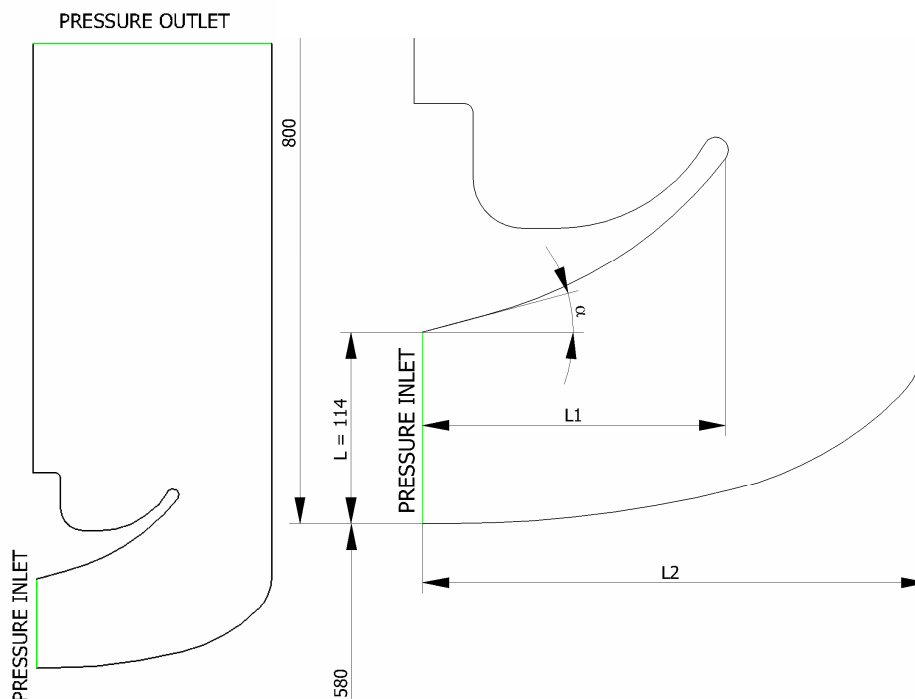
Difuzor je důležitou konstrukční částí parní turbíny. Je to kanál s plynule se zvětšujícím průřezem ve směru toku páry. Nachází se za posledním stupněm oběžných lopatek dané části turbíny (zde je řešen difuzor ve středotlaké části). Jeho účelem je zvýšit tlak za posledním stupněm lopatek na tlak, který je navržen za difuzorem. U nízkotlaké části turbíny je to tlak v kondenzátoru, u středotlaké části je to tlak v rozváděcím potrubí do nízkotlakých částí. Účinnost zvýšení tlaku pak popisuje ztrátový součinitel ζ . Pokud je hodnota ζ v intervalu od 0 do 1, tlak v difuzoru stoupá. V ideálním případě je $\zeta = 0$ a tlak vzroste přesně na hodnotu tlaku požadovaného za difuzorem. V intervalu od 0 do 1 v difuzoru získáváme výkon. V případě $\zeta = 1$ tlak zůstává stejný, jako byl za posledním stupněm lopatek. To je již nežádoucí stav, protože žádný výkon nezískáme. Pokud je $\zeta > 1$, tlak v difuzoru klesá. Zde výkon dokonce ztrácíme. Taková konstrukční varianta je nevhodná.

Při návrhu rozměrů difuzoru musíme řešit otázku, jaké vhodné kombinace rozměrů volit. Vychází se ze základních empirických vztahů, které byly získány na základě měření a dlouhodobých zkušeností. Často je ale z konstrukčních důvodů nutné základní rozměry měnit. Otázkou potom je, jak se se změnou rozměrů změní ztrátový součinitel a s ním získaný (nebo v nežádoucím případě ztracený) výkon. V této práci jsou vypočteny hodnoty ztrátových součinitelů pro základní kombinace rozměrů. Podle získaných výsledků lze poté určit, jaké rozměry pro návrh difuzoru můžeme použít a jaký zisk (ztrátu) výkonu dostaneme.

2. Geometrie

Rozměry vycházejí z interní konstrukční dokumentace zadavatele. Výchozí geometrie difuzoru je zobrazena na obr. 1. Jsou zde znázorněny základní rozměry L_2 , L_1 a úhel α , které charakterizují tvar difuzoru. Tyto rozměry byly měněny pro jednotlivé varianty. Délka vstupu je

u všech variant $L = 114$ mm. Vzhledem k tomu, že existuje velké množství možných kombinací L_2 , L_1 a α , byl vždy nejprve měněn jeden rozměr (ostatní zůstávaly stejné) a poté zvolena kombinace určitých variant. Protože se jedná o axiálně symetrický tvar, mohla být úloha řešena použitím 2D geometrie a sítě.



Obr. 1. Geometrie základní varianty.

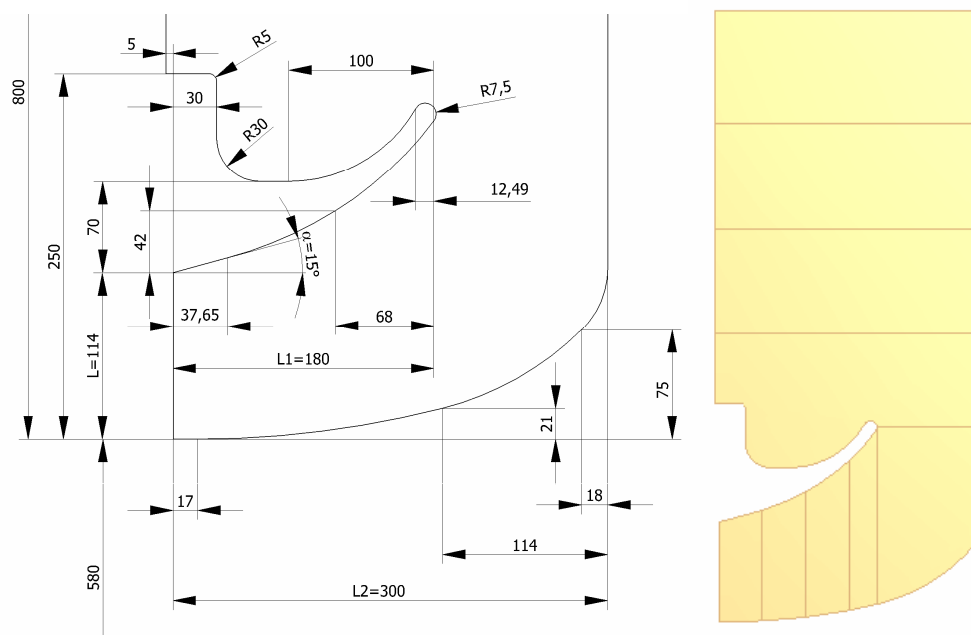
Vlevo je definován tlakový vstup do difuzoru (Pressure inlet), který má referenční rozměr $L = 114$. Nahoře je definován tlakový výstup (Pressure outlet). Viz obr. 1 vlevo. Vzdálenost difuzoru od osy turbíny je 580 mm. Výstup byl dostatečně protažen (do vzdálenosti 800 mm), aby nedocházelo ke zkreslování výsledků vlivem zpětného proudění.

Jak je již výše uvedeno, bylo řešeno větší množství variant. Uspořádání geometrie je stejné pro všechny varianty. Mění se pouze příslušné rozměry. Rozměry základní varianty jsou zobrazeny na obr. 2. V případě, že měníme rozměr L_2 , zůstávají rozměry $L_1 = 180$ mm a $\alpha = 15^\circ$ neměnné. Spolu s rozměrem L_2 se pak parametricky mění rozměry, viz obr. 3 vlevo. V případě, že měníme rozměr L_1 , zůstávají rozměry $L_2 = 300$ mm a $\alpha = 15^\circ$ neměnné. Spolu s rozměrem L_1 se parametricky mění rozměry, viz obr. 3 vpravo. V případě, že měníme úhel α , zůstávají rozměry $L_1 = 180$ mm, $L_2 = 300$ mm neměnné.

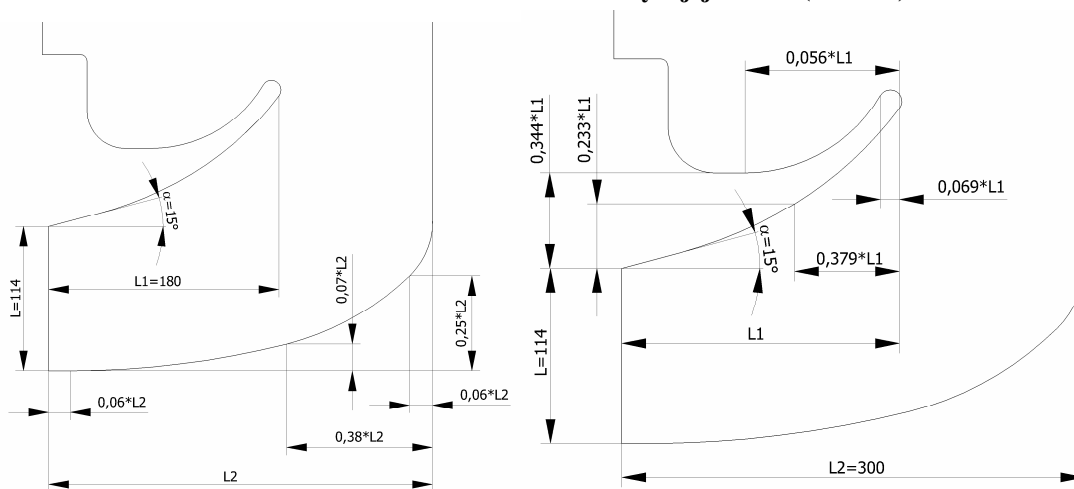
Další řešené geometrie představují případy, kde dochází ke zkracování vnitřní části (odsekávání) aniž by se měnily rozměry. Aby byla vždy splněna podmínka rozšiřujícího se difuzoru, je podle změny L_1 posunuta i délka L_2 . Úhel α zůstává neměnný (15°). Na obr. 4 jsou zobrazeny geometrie $L_2 = 260$, $L_1 = 140$ a $L_2 = 200$, $L_1 = 80$. Byla také spočítána varianta $L_1 = 0$. Představuje to extrémní případ, kde je vnitřní část difuzoru úplně vynechána.

S ohledem na získané výsledky z řešení změn jednotlivých rozměrů, byly následně počítány varianty vhodně kombinující změnu rozměrů L_1 zároveň s L_2 . Protože je při návrhu geometrie z konstrukčních důvodů vhodné mít rozměr L_2 co nejmenší, byly řešeny kombinace rozměrů $L_2 = 285, 280, 270, 260, 250, 240$ a $L_1 = 180$ až 130 (po 10 mm). Související rozměry se mění stejně jako v předchozích případech. Některé kombinace nevyhověly podmínce zvětšujícího se

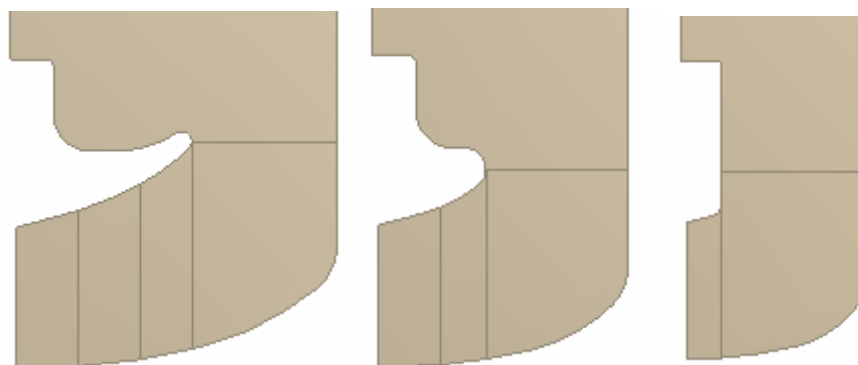
průřezu ve směru proudu (poměr výstupní plochy ku vstupní ploše difuzoru byl měl být větší než 1,1 – difuzor se musí rozšiřovat). Výsledky také ukázaly, že nemá význam více zmenšovat rozměr $L2$. Varianty $L2 = 250$ a 240 totiž vycházejí se ztrátovým součinitelem větším než 1.



Obr. 2. Detail rozměrů základní varianty a její model (ANSYS).



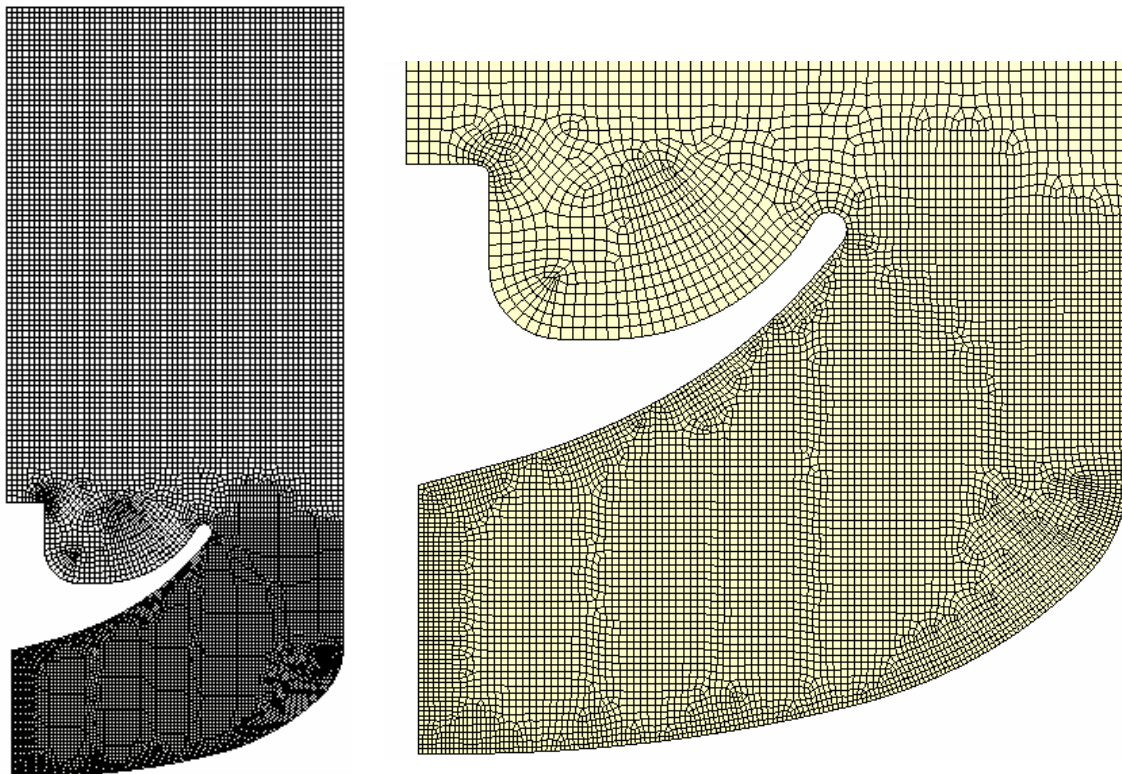
Obr. 3. Rozměry variant se změnou $L2$ (vlevo) a se změnou $L1$ (vpravo).



Obr. 4. Geometrie s rozměry $L2 = 260$ a $L1 = 140$, $L2 = 200$ a $L1 = 80$, $L2 = 150$ a $L1 = 0$.

3. Sít'

Geometrie byla z důvodu tvorby sítě rozdělena do několika vhodných segmentů. Byla použita strukturovaná a nestrukturovaná sít'. Nejvíce zahuštěna byla v okolí stěn spodní části difuzoru. Zahuštění v horní části je naopak menší, protože zde nedochází k výraznějším změnám v proudění. Detaily použité sítě jsou znázorněny na obr. 5. Jedná se o základní variantu. U všech ostatních variant je sít' stejně zahuštěná, mění se pouze rozměry geometrie.



Obr. 5. Sít' základní varianty a detail spodní části.

4. Numerický výpočet

Nastavení CFD

Úlohy byly řešeny implicitním řešičem Pressure based, který umožňoval poměrně rychlou konvergenci výpočtů u všech variant. Úloha byla definována jako rotačně symetrická podle osy x. Tato skutečnost zjednodušila tvorbu geometrie a sítě a také podstatně zkrátila dobu výpočtu. Již od počátku byly pro řešení nastaveny druhé řády přesnosti. Jako model turbulence byl zvolen model S-A (Spalart-Allmaras), který stabilně konverguje. Při výpočtech byly sledovány kromě residuí také rozdíly hmotnostních průtoků na vstupu a výstupu. Vzhledem k tomu, že se vypočtené průtoky nelišily o více než 0,01 % lze říci, že všechny úlohy správně konvergovaly.

Okrajové podmínky

Na vstupu do difuzoru byl použit tlakový vstup a na výstupu tlakový výstup (viz obr. 1). Okolní stěny byly definovány jako pevné stěny bez přestupu tepla.

Zadávané okrajové podmínky pro tlakový vstup (vlevo) a výstup (vpravo):

Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
Celkový tlak	tlakový profil	Statický tlak	dle varianty
Inicializační tlak	620957 Pa	Teplota	561 K
Teplota	561 K	Intenzita turbulence	3 %
Intenzita turbulence	3 %	Hydraulický průměr	dle varianty
Hydraulický průměr	0,114 m		
Axiální vektor složky rychlosti	profil směrových kosinů		
Radiální profil složky rychlosti	profil směrových kosinů		

Statický tlak na výstupu byl pro každou variantu zadáván tak, aby výsledný celkový hmotnostní průtok páry odpovídal podle měření hodnotě $99,08 \pm 0,02$ kg/s. Hydraulický průměr závisí na rozměrech výstupní části (tj. L_2). Např. pro $L_2 = 300$ mm bude hydraulický průměr 0,305 m (na výstupu je vzdálenost vždy o 5 mm větší než rozměr L_2). Hodnoty tlaků v tlakové profilu zadávaném na vstupu a složky vektorů vstupní rychlosti jsou blíže uvedeny v literatuře [2].

Vlastnosti proudícího média

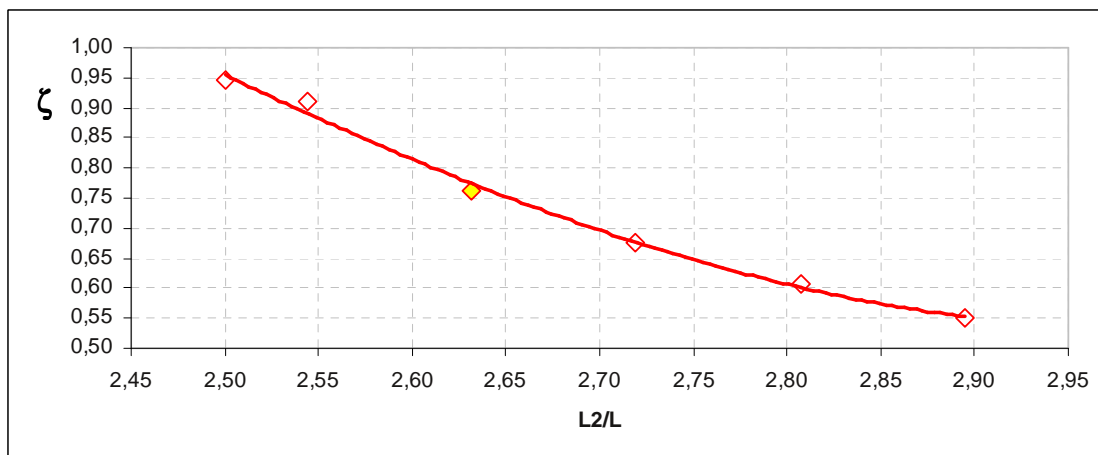
V difuzoru proudí přehřátá pára. Proudění bylo uvažováno jako stlačitelné. Hodnoty konstant vodní páry byly určeny dle $h - s$ diagramu a následně zadány do databáze Fluentu.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Hustota	ideal gas	kg.m ⁻³
Měrná tepelná kapacita c_p	2 083	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	0,04276	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Dynamická viskozita	1,97e-05	kg.J ⁻¹ .s ⁻¹
Molekulární hmotnost	16,533	kg.kgmol ⁻¹

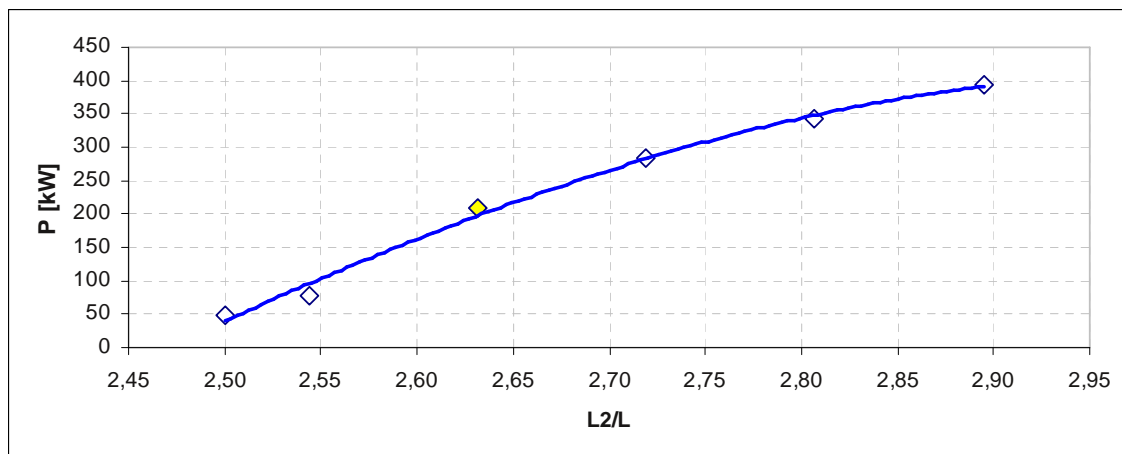
5. Výsledky

Varianty se změnou L_2

Graf 1 zobrazuje závislost ztrátového součinitele na poměru L_2/L . Graf 2 zobrazuje získaný výkon. Žlutý bod představuje variantu se základními rozměry. Popisované závislosti nejsou lineární. Získané hodnoty byly proloženy polynomem třetího stupně. Se zvětšujícím se poměrem L_2/L tzn. zvětšujícím se rozměrem L_2 , ztrátový součinitel klesá. To je příznivé, neboť roste získaný výkon (viz graf 2). Naopak zmenšíme-li rozměr L_2 na vzdálenost menší než je u základní varianty (tj. na 290 mm a 285 mm) ztrátový součinitel výrazně vzroste.

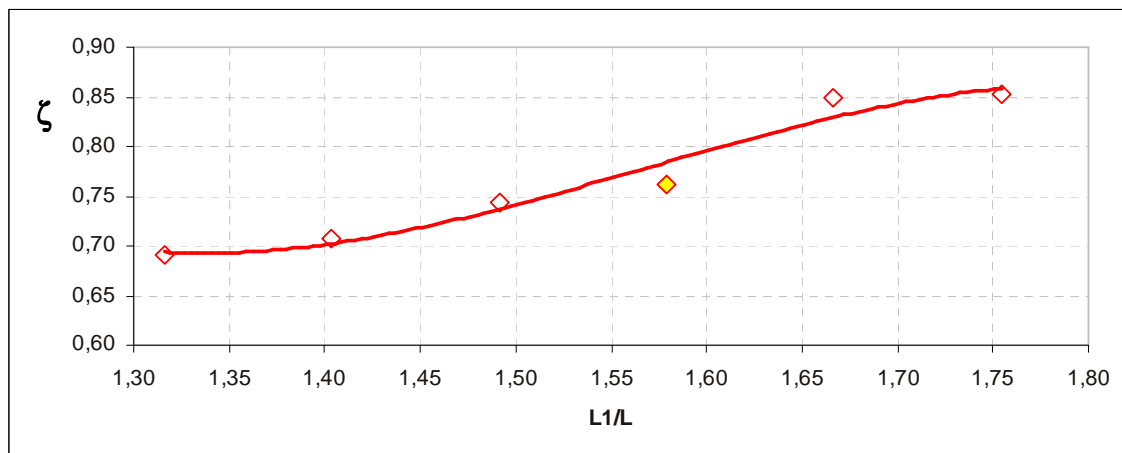
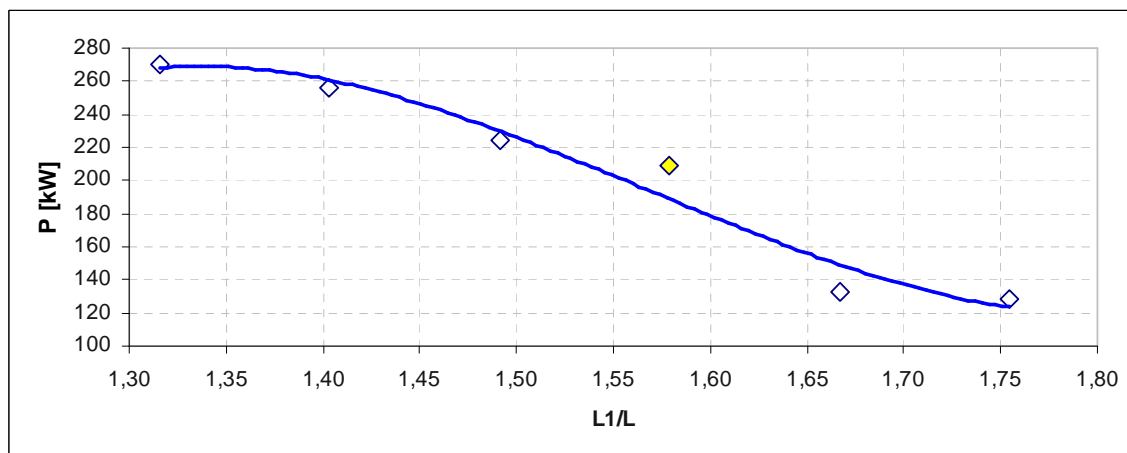


Graf 1: Ztrátový součinitel v závislosti na L_2/L ($L = 114$).

Graf 2. Získaný výkon v závislosti na $L2/L$ ($L = 114$).

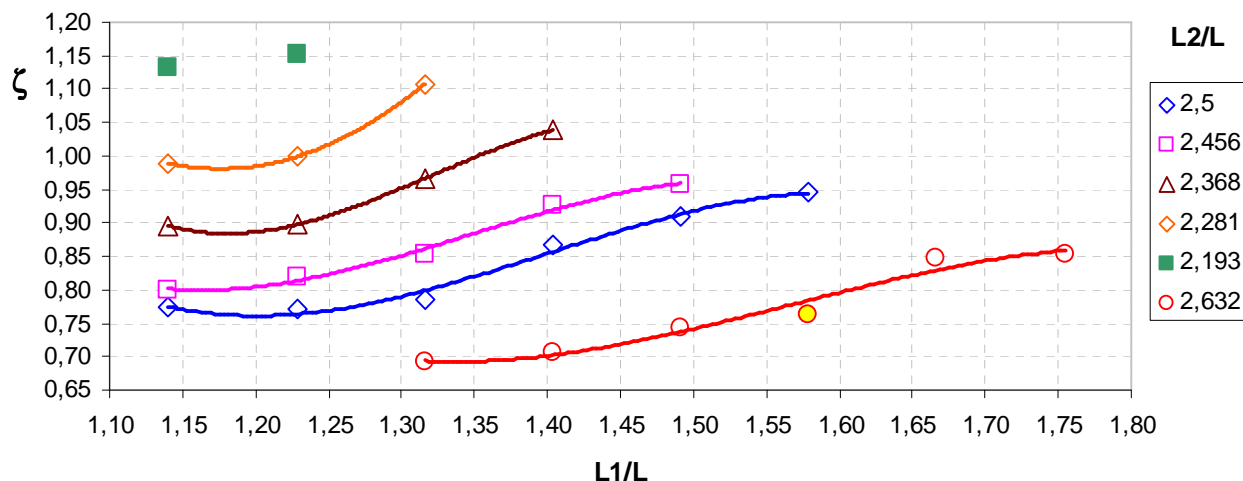
Varianty se změnou $L1$

Stejně jako v předchozím případě zde graf 3 zobrazuje závislost ztrátového součinitele na poměru $L1/L$. Graf 4 zobrazuje získaný výkon. Popisované závislosti opět nejsou lineární. Se zvětšujícím se poměrem $L1/L$ tzn. zvětšujícím se rozměrem $L1$, ztrátový součinitel roste. Z toho vyplývá, že by bylo vhodné zkrátit co nejvíce délku vnitřní části difuzoru $L1$.

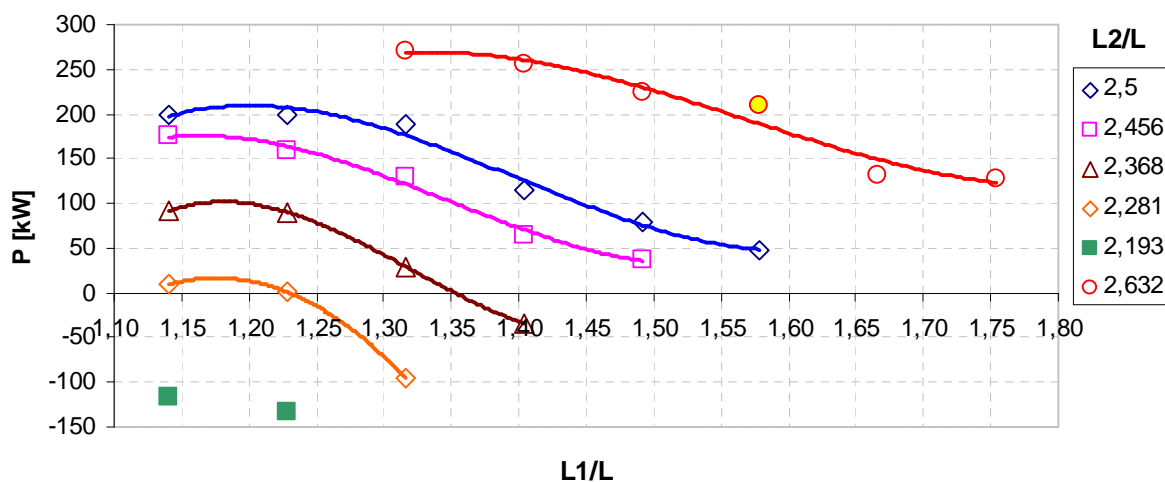
Graf 3. Ztrátový součinitel v závislosti na $L1/L$ ($L = 114$).Graf 4. Získaný výkon v závislosti na $L1/L$ ($L = 114$).

Varianty kombinace nejmenších $L2$ a vhodných $L1$

Předchozí výpočty ukázaly, že bude důležité spočítat varianty s nejmenším možným $L2$ a souvisejícím rozměrem $L1$, který se bude zmenšovat. Byl tak získán dostatek hodnot, z nichž lze udělat grafy 5 a 6.



Graf 5: Ztrátový součinitel v závislosti na kombinaci $L1$ a $L2$ ($L = 114$).



Graf 6: Získaný/zmařený výkon v závislosti na kombinaci $L1$ a $L2$ ($L = 114$).

Body jsou proloženy polynomem třetího stupně. U varianty $L2/L = 2,193$ jsou pouze dvě hodnoty. Spojení dvou bodů křivkou není vhodné. Graf 5 zobrazuje závislost ztrátového součinitele na bezrozměrovém parametru $L1/L$. Jednotlivé řady bodů pak zobrazují poměr $L2/L$. Žlutý bod představuje základní variantu. Kromě této varianty je dosahováno dostatečně nízkých ztrátových součinitelů při $L2/L = 2,5$ (tj. $L2 = 285$). Hodnota ζ také klesá se zmenšujícím se rozměrem $L1$. Nejlépe pak vyhovuje u varianty $L1 = 140$. Dalším zmenšováním $L1$ se ztrátový součinitel snižuje velmi málo nebo vůbec. Při extrémním zkrácení $L1$ by došlo k nežádoucímu nárůstu ζ . Varianty s $L1 < 130$ proto nejsou pro konstrukci vhodné. Ukázalo se také, že zmenšování délky $L2$ vždy zvýší ztrátový součinitel. U varianty $L2 = 280$ je pak nutné, aby pro zachování ztrát menších než 0,9 byl rozměr $L1 < 150$ a u varianty $L2 = 270$ musí být $L1 = 130$. Přesto je u těchto variant ztrátový součinitel větší než 0,8. Nižších ztrátových součinitelů bychom dosáhli při zvětšení délky $L2$.

Závěr

Podle zadání byly úspěšně vytvořeny všechny geometrie a definovány příslušné výpočtové modely. Všechny výpočty dostatečně konvergovaly. Byla sledována závislost ztrátového součinitele a výkonu pro kombinace rozměrů $L1$, $L2$ a úhlu α .

- Zkracováním vnějšího rozměru difuzoru $L2$ ztrátový součinitel roste a získaný výkon se tak snižuje. Naopak zvětšováním $L2$ lze získaný výkon zvýšit. Pro vnitřní rozměr $L1$ platí opačná závislost. Při zachování rozměru $L2$ a zkracování rozměru $L1$ ztrátový součinitel klesá a získaný výkon roste. Výpočty ukázaly, že rozměr $L1$ je vhodné zkracovat pouze do hodnoty kolem 130 mm. Při větším zkrácení již k žádoucímu snížení ztrátového součinitele nedochází.
- Při změnách úhlu α se ztrátový součinitel a výkon na rozdíl od variant se změnami $L1$ a $L2$ mění neuspořádaně. Kolísá v rozmezí hodnot 0,745 až 0,779. Tento výsledek je způsoben tím, že změna úhlu je pouze malou změnou geometrie. Nelze tedy říci, jak přesně změna úhlu ovlivní výsledné ztráty. Z výsledků je však vidět, že vliv úhlu je ve srovnání s vlivem změn $L1$ a $L2$ zanedbatelný.
- Porovnáváním kombinací $L1$ a $L2$ se zjistilo, že zkracováním $L2$ spolu se souvisejícím zkrácením $L1$ dochází k nárůstu ztrátového součinitele. Nežádoucí vliv zkrácení $L2$ zde převažuje nad žádoucím vlivem zkrácení $L1$. Zkracování lze tedy provádět pouze do určitých hodnot. Varianta s úplným zkrácením vnitřní části (tj. $L1 = 0$ mm) se ukázala jako velmi nevhodná.
- Nejmenších ztrát by bylo dosaženo při velkých $L2$ a malých $L1$. Zvětšování $L2$ je ale z konstrukčních důvodů nevhodné. Ukázalo se, že $L1$ má význam zkracovat pouze do hodnoty 130 mm.
- Byly vytvořeny grafy zobrazující závislost ztrát na kombinacích $L1/L$ a $L2/L$. Pomocí těchto grafů lze odhadnout, jaká bude ztráta a na ní závislý výkon při zvolených konstrukčních rozměrech.

Bližší informace a další závěry lze nalézt v literatuře [2], kde jsou kromě grafů uvedeny i tabulky všech vypočtených hodnot. Práce [2] dále obsahuje grafické výstupy z programu Fluent (rozložení rychlosti, celkového a statického tlaku, Machova čísla a hmotnostního průtoku) pro všechny počítané varianty.

Literatura

- [1] BEČVÁŘ J. a kol.: *Tepelné turbíny*. SNTL, Praha, 1968.
- [2] LINHART, J., SLÁMA, V.: *Závislost ztrátového součinitele na změnách základních rozměrů difuzoru středotlaké části turbíny*. Výzkumná zpráva ZČU v Plzni č. KKE-04-11, Plzeň, 2011.