



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**PARNÍ PROTILAKOVÁ TURBÍNA S INTEGROVANOU
PŘEVODOVKOU PRO POHON KOMPRESORU**

STEAM BACKPRESSURE TURBINE WITH INTEGRATED GEARBOX FOR THE DRIVE OF THE
COMPRESSOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Votoupal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Adam Votoupal
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2018/19

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:

Parní protitlaková turbína s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhňte parní protitlakovou turbínu pro pohon kompresoru. Zejména v chemických a petrochemických provozech je obvykle k dispozici parní síť s různými tlakovými hladinami. S ohledem na efektivnost, pružnost, spolehlivost a nezávislost na vnější elektrorozvodné síti, vyžadují tyto provozy pro pohon svých různých zařízení – jako jsou např. kompresory a čerpadla právě protitlakové parní turbíny. Energie páry po expanzi v turbíně je dále využita ve vlastním provozu.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte PT s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru pro následující parametry:

Příkon kompresoru 3500 kW

Otáčky kompresoru 5600 – 7250 1/min

Tlak páry na vstupu 13 bar(a)

Teplota páry na vstupu 300 °C

Protitlak 2,5 bar(a)

Rozsah práce:

1. Návrh a výpočet průtočných částí turbíny
2. Zjednodušený návrh hlavních rozměrů převodovky
3. Výkresy: zjednodušený řez turbínou a dispoziční výkres soustrojí

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem parní protitlakové turbíny s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru dle zadaných parametrů. První část práce tvoří literární rešerše, ve které je popsáno obecné rozdělení parních turbín, typy lopatkování a dále je v ní podrobněji rozebrána přeměna energie ve stupni parní turbíny. Druhá část je výpočetní a zahrnuje návrh průtočných částí parní turbíny, návrh výstupního hrdla a integrované převodovky. Přílohou k této práci jsou výkresy zjednodušeného řezu parní turbíny s převodovkou a dispoziční výkres soustrojí.

Klíčová slova

Parní protitlaková turbína, pára, rovnotlakové/přetlakové (akční/reakční) lopatkování, pracovní stupeň, kompresor, difuzor, převodovka

Abstract

The master's thesis deals with the design of steam back-pressure turbine with integrated gearbox for compressor drive according to given parameters. The first part of the thesis is literature review which comprises a general division of steam turbines, especially a description of the types of blading. Furthermore, it describes the conversion of energy in the steam turbine stage in detail. The second part of the thesis contains calculations and includes the design of the flow parts of the steam turbine, the design of the outlet and the integrated gearbox. Attached to this work are drawings of a simplified section of the steam turbine with a gearbox and the layout drawing of the machine.

Keywords

Steam back-pressure turbine, steam, pressure/overpressure (action/reaction) blading, working stage, compressor, diffuser, gearbox

Bibliografická citace

VOTOUPAL, Adam. *Parní protitlaková turbína s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116669>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma „Parní protitlaková turbína s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení §11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. Díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

FSI VUT Brno

(podpis autora)

Poděkování

Rád bych poděkoval mému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za odborné vedení, konzultace, trpělivost a podnětné návrhy k práci.

Dále bych rád poděkoval mému externímu vedoucímu ze společnosti Siemens Brno panu Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc., který mi věnoval spoustu svého času při odborných konzultacích. Předal mi mnoho užitečných poznatků z praxe, týkajících se jak tématu diplomové práce, tak jiných.

Mé velké díky patří především společnosti Siemens za to, že mi umožnila zpracovat tuto diplomovou práci a poskytla mi k ní potřebné podklady.

FSI VUT Brno

(podpis autora)

Obsah

ÚVOD.....	15
1 PARNÍ TURBÍNA	16
1.1 PRINCIP PARNÍ TURBÍNY	16
2 ROZDĚLENÍ PARNÍCH TURBÍN.....	17
2.1 PODLE POČTU PRACOVNÍCH STUPŇŮ	17
2.2 PODLE VYUŽITÍ VÝSTUPNÍ PÁRY.....	17
2.3 PODLE SMĚRU PROUDĚNÍ V LOPATKOVÁNÍ.....	18
2.4 PODLE ZMĚNY TLAKU V OBĚŽNÉM KOLE – TYP LOPATKOVÁNÍ.....	18
2.4.1 Rovnotlakové lopatkování	19
2.4.2 Přetlakové lopatkování.....	20
2.4.3 Curtisův stupeň.....	21
2.4.4 Porovnání typu lopatkování.....	22
2.5 PODLE PARAMETRŮ PÁRY NA VSTUPU DO TURBÍNY	22
2.6 PODLE POČTU TĚLES.....	23
3 PARNÍ TURBÍNA V TECHNOLOGICKÉM CELKU	24
3.1 PŘIPOJENÍ TURBÍNY K TECHNOLOGICKÉMU CELKU A JEJÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ.....	25
3.1.1 Přívod páry.....	26
3.1.2 Odvod kondenzátu.....	26
3.1.3 Rychlouzavírací ventil	26
3.1.4 Regulace výkonu parních turbín – regulační ventil.....	26
3.1.5 Ucpávky parní turbíny.....	28
4 POHON KOMPRESORU PARNÍ TURBÍNOU	30
4.1 ZPŮSOBY PROVEDENÍ POHONU KOMPRESORU PARNÍ TURBÍNOU	31
5 PŘEMĚNA ENERGIE VE STUPNI PARNÍ TURBÍNY	34
5.1 PŘEMĚNA ENERGIE V ROZVÁDĚCÍM KOLE STUPNĚ (STATOR)	36
5.2 PŘEMĚNA ENERGIE V OBĚŽNÉM KOLE STUPNĚ (ROTOR).....	37
5.3 KONSTRUKCE RYCHLOSTNÍCH TROJÚHELNÍKŮ	38
6 VÝPOČET PROTITLAKOVÉ PARNÍ TURBÍNY	40
6.1 VOLBA TYPU LOPATKOVÁNÍ A POČTU STUPŇŮ PARNÍ TURBÍNY.....	43
6.2 VÝPOČET PRVNÍHO STUPNĚ	45
6.2.1 Výpočet statorové části	47
6.2.2 Výpočet rychlostí ve statorové části	48
6.2.3 Výpočet rotorové části.....	48
6.2.4 Výpočet rychlostí v rotorové části.....	49
6.2.5 Souhrn výsledků prvního stupně.....	50
6.3 VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ	51
6.3.1 Souhrn výsledků druhého stupně.....	53
6.4 ZÁVĚREČNÝ SOUHRN VÝSLEDKŮ OBOU STUPŇŮ PARNÍ TURBÍNY.....	54
7 VÝSTUPNÍ HRDLO PARNÍ TURBÍNY	56
7.1 VÝPOČET VÝSTUPNÍHO HRDLA PARNÍ TURBÍNY – DIFUZORU	58
7.2 VLIV VÝSTUPNÍHO HRDLA NA ÚČINNOST PARNÍ TURBÍNY	63
8 NÁVRH INTEGROVANÉ PŘEVODOVKY.....	65
8.1 ZJEDNODUŠENÝ NÁVRH ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ PŘEVODOVKY	66

9	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PARNÍ TURBÍNY.....	69
9.1	ÚPRAVA PRŮTOČNÝCH KANÁLŮ	69
9.2	SPOJENÍ ROTORU PT S PASTORKEM PŘEVODOVKY	70
9.3	SKŘÍŇ PARNÍ TURBÍNY A JEJÍ UCHYCENÍ K PŘEVODOVCE	70
9.4	OPĚRNÉ KRUHY	71
9.5	RADIÁLNÍ KLUZNÉ LOŽISKA S NAKLÁPĚCÍMI SEGMENTY	71
	ZÁVĚR	72
	POUŽITÁ LITERATURA	73
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	75
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	77
	SEZNAM TABULEK.....	78
	SEZNAM PŘÍLOH	79

Úvod

Historie pohonných parních turbín sahá již do 20. let 20. století, kde naši předci využívali protitlakové turbíny k získání mechanické energie pro pohon generátorů, kterými zásobovali provoz elektrickou energií. Zbylou páru po částečné expanzi v turbíně vedli k tepelným spotřebičům. Toto využití protitlakových turbín se používalo v lihovarech, cukrovarech nebo v textilním průmyslu, kde potřebovali značné a poměrně stálé množství páry pro svoji výrobu. Protitlakové turbíny tak sloužily i jako ekonomická redukce vysokotlaké páry na tlak potřebný pro tepelné spotřebiče.

Provoz protitlakových turbín je ekonomický a jedná se o způsob kogenerace, tedy lepší využití energie. Podstatou je, že přivedené teplo je z části použito k výrobě mechanické energie pro pohon strojů, nebo generátorů a zbylé teplo je dále spotřebováno v jiné technologii a není tak zmařeno v kondenzátoru. Cena vyrobené mechanické energie je v tomto případě rovna ceně paliva, které je použito pro produkci přivedeného tepla.

Postupem času došlo k rozvoji různých typů kogeneračních jednotek, které se využívají pro současnou výrobu tepla s elektrickou energií. Použití může být lokální jen pro bytovou jednotku, kde se využije například kogenerace se spalovacím motorem, anebo centrální, kde se jedná o teplárnu, která zásobuje teplem a elektřinou část města.

V teplárnách jsou protitlakové turbíny neodmyslitelnou součástí. Dále zejména v chemických a petrochemických provozech, kde je obvykle k dispozici parní síť s různými tlakovými hladinami. S ohledem na efektivnost, pružnost, spolehlivost a nezávislost na vnější elektrorozvodné síti, využívají tyto provozy protitlakové parní turbíny pro pohon potřebných kompresorů a čerpadel. Energie páry po expanzi v turbíně je dále využita ve vlastním provozu.

Cílem této práce je navrhnout parní protitlakovou turbínu s integrovanou převodovkou pro pohon kompresoru o výkonu 3,5 MW.

1 Parní turbína

Parní turbína je lopatkový stroj, ve kterém se tepelná energie páry transformuje na mechanickou (rotační) energii hřídele. Parní turbína (dále v této práci zkráceně – PT) se skládá ze statorové a rotorové části. Stator je osazený rozváděcími lopatkami a rotor lopatkami oběžnými. Společně tak lopatky statoru s lopatkami rotoru tvoří průtočný kanál, kterým proudí pára.

Parní turbína nemůže pracovat sama o sobě, ale pracuje vždy ve složitějším technologickém celku se zdrojem páry. Technologickým celkem je myšleno zařízení pro udržení stabilního chodu turbíny a stroj, který turbína pohání – např. elektrický generátor. Zařízení pro udržení stabilního chodu se u kondenzačních turbín skládá ze zdroje páry, parovodu, turbíny, kondenzátoru, napájecí nádrže, kondenzátního čerpadla, napájecího čerpadla a dalšího příslušenství jako jsou například uzavírací a regulační armatury nebo nízkotlaké a vysokotlaké ohříváky. Pokud se jedná o protitlakovou turbínu, odpadá z technologického celku kondenzátor, kondenzační čerpadlo a napájecí nádrž. Využitá pára je za protitlakovou PT svedena do parovodu o určitém tlaku.

Parní turbíny dosahují vysokých výkonů a jsou používány v elektrárnách či teplárnách, kde je hřídel turbíny spojena s elektrickým generátorem. Turbína se používá také pro pohon lodí, kde je její hřídel spojena s lodním šroubem (většinou přes převodovku), nebo se mohou použít v průmyslu pro pohon strojů s vyšším příkonem, kde na pohon nestačí běžné elektromotory. Používají se zejména tam, kde mají k dispozici vlastní zdroj páry – nezávislost pohonu na elektrické energii.

1.1 Princip parní turbíny

Do PT se přivádí sytá nebo přehřátá pára o určitých parametrech. Parametry páry jsou určeny její teplotou a tlakem. Pára po vstupu do PT prochází přes rozváděcí lopatky statoru do oběžných lopatek rotoru. Průchodem páry rozváděcím kanálem se expanzí mění tlaková energie páry v kinetickou a ta je následně z části předána oběžnému kolu rotoru. Expandující pára působí na rotorové lopatky silou a tím je rotor PT roztáčen. Takto vzniká mechanická práce na hřídeli turbíny, která je následně využita například k výrobě elektrické energie v elektrickém generátoru. [1, 4, 5]

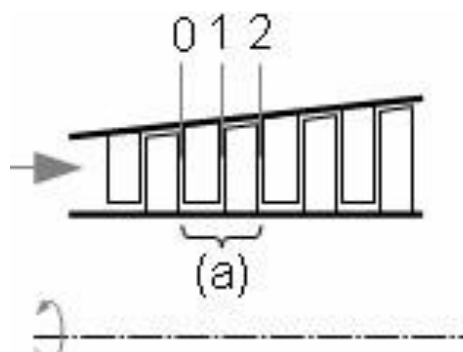
2 Rozdělení parních turbín

Možnost, jak může být PT navržena a zkonstruována je několik, proto je v následujících podkapitolách provedeno jejich rozdělení.

2.1 Podle počtu pracovních stupňů

Jedna rozváděcí řada lopatek statoru s jednou oběžnou řadou lopatek rotoru jsou označovány jako jeden pracovní stupeň PT (dále v této práci jen stupeň). Parní turbíny bývají jednostupňové i vícestupňové.

Jednostupňové PT se navrhují takové, které zpracovávají malý tepelný spád s dobrou účinností. Jelikož energie přenesená z pracovní látky na rotor v jednom stupni s dobrou účinností je omezená, používají se u vyšších výkonů (vyšších tepelných spádů) vícestupňové turbíny. Ty jsou navrženy tak, aby každý stupeň zpracoval část tepelného spádu s optimální účinností. Volba počtu stupňů je při návrhu závislá především na velikosti obvodových rychlostí. Na následujícím obrázku je znázorněn osový řez průtočné části turbíny, kde průtočná část je složena z jednotlivých stupňů. Vztažné roviny 0 až 2 označují jeden stupeň PT, kde statorová lopatková řada je označena stavy 0 a 1 a rotorová lopatková řada stavy 1 a 2. [1]



Obrázek 1 Stupeň parní turbíny [4]

2.2 Podle využití výstupní páry

Podle zapojení PT v technologickém celku rozlišujeme turbínu kondenzační, turbínu protitlakovou a turbínu s odběrem páry.

Kondenzační PT je taková, za kterou jde výstupní pára přímo do kondenzátoru – tlak v kondenzátoru nám určuje tlak na konci turbíny. Teplota a tlak kondenzace záleží na způsobu chlazení kondenzátoru (teplotě chladičícího média). [5]

Protitlakové PT nemají na výstupu kondenzátor, ale parovod o určitém tlaku – tlak v parovodu nám určuje tlak na výstupu z turbíny. Pokud by však za protitlakovou PT byl výměník, tlak v něm by neměl být menší jak 0,1 MPa, aby se stále jednalo o protitlakovou turbínu. [5]

PT s odběrem páry je ta, ze které se odebírá pára po částečné expanzi za některým ze stupňů. Takovýchto odběrů může být na turbíně několik.

Odběr páry je dvojího provedení. Prvním je neregulovaný odběr, který se používá k regeneraci tepla, tedy zvyšování tepelné účinnosti oběhu. Dalším provedením je regulovaný odběr. Ten se používá k napájení parovodu, který dále slouží k průmyslovým účelům, nebo k vytápění. Obě provedení odběru páry se dají kombinovat a využívají se především v teplárnách. [5]

2.3 Podle směru proudění v lopatkování

Pára může být přiváděna na rozváděcí řady lopatek v několika směrech. Podle směru vstupující páry na rozváděcí řady lopatek ku ose rotoru rozlišujeme, zda se jedná o PT axiální, radiální nebo radiálně-axiální. U axiální PT pára proudí ve směru osy rotoru. U radiální PT pára proudí kolmo k ose rotoru a u radiálně-axiální PT, též zvanou centripetální PT, pára vstupuje na lopatky směrem kolmo na osu rotoru a vystupuje ve směru osy rotoru. [5]

2.4 Podle změny tlaku v oběžném kole – typ lopatkování

Turbína může být osazena různými satorovými a rotorovými lopatkami, které se mohou lišit svojí velikostí, tvarem a rychlostním poměrem. Lopatkování jsou ve dvou konstrukčních koncepcích, a to rovnotlakové (akční) lopatkování nebo přetlakové (reakční) lopatkování, případně jejich kombinace. Před tím, než budou podrobněji popsány jednotlivé lopatkování, je potřeba definovat obvodovou účinnost stupně a některé ze součinitelů kinematické podobnosti – stupeň reakce a rychlostní poměr.

Obvodová účinnost stupně – definujeme ji jako poměr práce přenesené na rotor ku přivedené energii, jak popisuje vztah níže: [1]

$$\eta_u = \frac{\kappa_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta i_{iz}^{ST} - z^S - z^R - z_c}{\kappa_0 \frac{c_0^2}{2} + \Delta i_{iz}^{ST} - \kappa_2 \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.1)$$

Po úpravě se dá rovnice (2.1) psát v tomto tvaru:

$$\eta_u = 1 - \xi^S - \xi^R - \xi_c (1 - \kappa_2) \quad (2.2)$$

Stupeň reakce – poměr entalpického spádu zpracovaného v oběžné lopatkové řadě ku spádu zpracovanému v celém stupni, lze vyjádřit tímto vztahem: [1]

$$\rho = \frac{\Delta i_R}{\Delta i_{ST}} \quad (2.3)$$

Pro nestlačitelné proudění, kde je $i_{iz} = \frac{\Delta p}{\rho}$ platí i následující vztah:

$$\rho = \frac{\Delta p_R}{\Delta p_{ST}} \quad (2.4)$$

Rychlostní poměr – poměr obvodové rychlosti lopatkování ku izentropické rychlosti, která odpovídá izentropickému entalpickému spádu zpracovanému stupněm

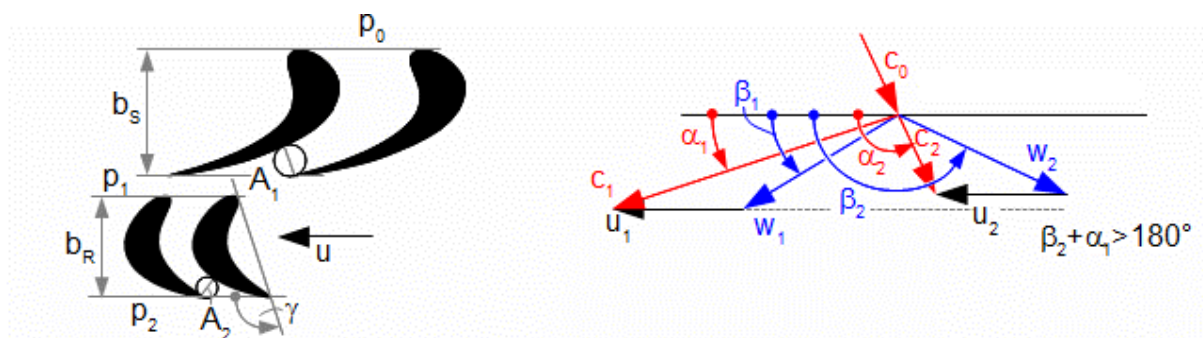
$$x = \frac{u_2}{c_{iz,ST}}; c_{iz,ST} = \sqrt{2 \cdot i_{iz,ST}} \quad (2.5)$$

2.4.1 Rovnotlakové lopatkování

Rovnotlakové lopatkování je specifické tím, že stupeň reakce je roven nule. To znamená, že ke zpracování entalpického spádu dochází pouze v rozváděcí řadě lopatek a tlak před a za oběžnou rotorovou řadou je stejný – proto rovnotlaký stupeň ($p_1 = p_2$). [1, 3]

Při dodržení $\rho = 0$ dochází v důsledku vysoké výstupní rychlosti média ze satorové řady lopatek k velkým energetickým (profilovým) ztrátám, které jsou v porovnání s přetlakovou řadou vysoké. Proto se i při dodržení konstrukční koncepce rovnotlakového stupně připouští alespoň mírná expanze v oběžné lopatkové řadě – tedy $\rho \neq 0$. Stupeň reakce se pohybuje v rozmezí 0,03 – 0,05. Čistě rovnotlakové stupně se už v dnešní době nedělají. [1, 3]

Malý stupeň reakce má svoji konstrukční a termodynamickou výhodu. Konstrukční výhodou je, že díky malému rozdílu tlaku před a za oběžnou řadou lopatek nepůsobí na oběžné kolo tak velká axiální síla, která je dále přenášena přes hřídel turbíny a zachycena v jejím axiálním ložisku. Ložisko tedy není tolik namáháno, nevznikají v něm velké ztráty a nemusí být moc robustní. Termodynamická výhoda je, že rovnotlakový stupeň zpracuje relativně vysoký entalpický spád oproti přetlakovému stupni. Této výhody se využívá při konstrukci velkých vícešupňových přetlakových turbín, kde první stupeň není přetlakový, ale rovnotlakový. Tak dojde ke zpracování velkého entalpického spádu, a tedy k poklesu teploty páry hned na začátku turbíny. Pokles teploty v prvním stupni je dobrý z hlediska volby materiálů následujících stupňů – lopatky následujících stupňů nemusí být z tak tepelně odolného materiálu. Tato výhoda je spíše ekonomická, kde šetří peníze za nákup materiálu na výrobu lopatek. [1, 2, 3]

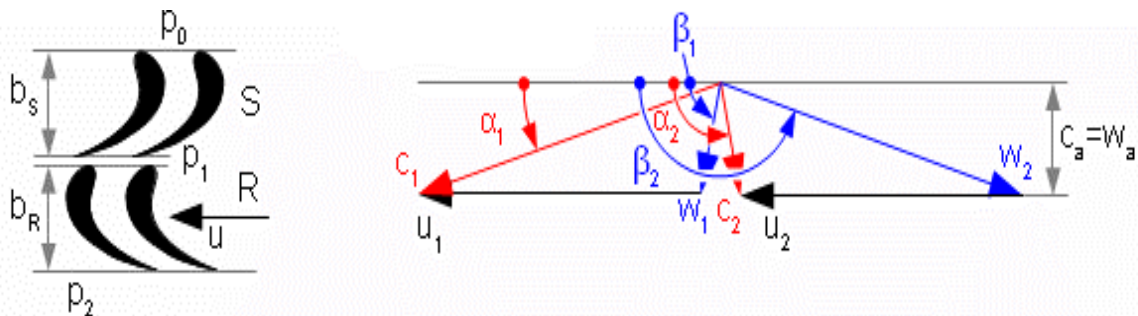


Obrázek 2 Rozvinutý válcový řez akčního stupně a jeho rychlostní trojúhelník [3]

S vícestupňovými rovnotlakovými turbínami je spjat pojem – normální stupeň. Normální stupeň znamená, že vstupní absolutní rychlost páry do rozváděcích lopatek je stejná jako výstupní absolutní rychlost z oběžných lopatek, a to co do velikosti tak směru – viz obrázek 2 výše v pravé části. Tato rovnost absolutních rychlostí vypovídá o tom, že rotorové lopatky musí být delší jak statorové. [3]

2.4.2 Přetlakové lopatkování

Přetlakový stupeň je dalším často používaným typem lopatkování, kde nejpoužívanějším stupněm reakce je $\rho = 0,5$. Při tomto stupni reakce jsou profilové ztráty nejmenší a rozváděcí i oběžné lopatky mají stejný vstupní úhel ($\alpha_1 = -\beta_2$). Také rychlosti w_2 a c_1 se rovnají, nebo jsou velice podobné $w_2 \doteq c_1$ a $c_0 = w_1 = c_2$. Se stupněm reakce 0,5 se dají použít geometricky symetrické lopatky pro statorovou i rotorovou řadu lopatek. Z toho vyplývá, že jsou výrobně i ekonomicky výhodné. [1, 3]



Obrázek 3 Rozvinutý válcový řez reakčního stupně a rychlostní trojúhelník; $\rho = 0,5$ [3]

Při stejné obvodové rychlosti lopatkování zpracuje přetlakový stupeň přibližně poloviční entalpický spád v porovnání s rovnotlakovým stupněm. Avšak výhodou oproti rovnotlakovému stupni je, že není tak náchylný na změnu průtoku páry z hlediska velikosti profilových ztrát.

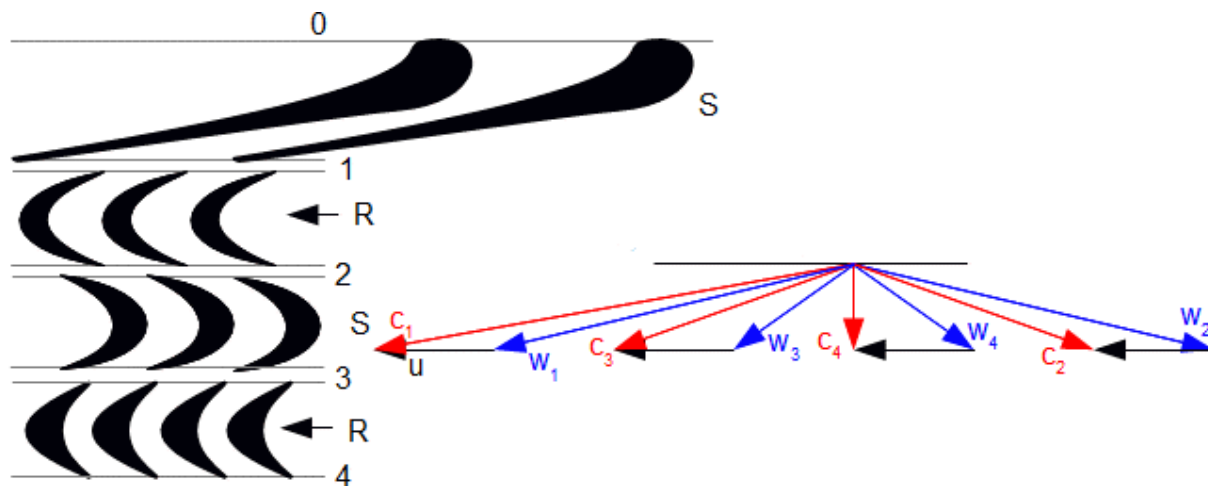
U přetlakového stupně je z důvodu většího tlakového spádu na oběžném kole vyvíjena axiální síla od proudu páry. Tato síla je v porovnání s rovnotlakým provedením značná, a to hlavně u vícestupňového provedení turbíny. Vznik této síly musíme respektovat při návrhu axiálního ložiska, ve kterém je síla zachycena.

2.4.3 Curtisův stupeň

V Curtisově stupni probíhá expanze pouze v rozváděcí lopatkové řadě. V tomto stupni se zpracovává poměrně vysoký entalpický spád, a proto pára vychází z rozváděcí řady velmi vysokou rychlostí (supersonické proudění) – vysoká kinetická energie proudu. Energie proudu je postupně transformována v mechanickou práci rotoru v několika následujících oběžných lopatkových řadách, mezi které je vždy vložena rovnotlaká satorová řada, tzv. vratné satorové lopatky. Vratné lopatky satoru pouze mění směr proudu a navádí ho na další oběžnou řadu. Pokud má Curtisův stupeň dvě oběžné řady, říká se mu dvouvěncový, pokud má tři oběžné, tak třívěncový atd. Obdobně jako u rovnotlakových stupňů se v současnosti dělají oběžné a obracecí lopatky s mírnou reakcí pro snížení profilových ztrát. [1, 3]

Curtisův stupeň se používá u malých jednostupňových PT s výkonem do stovek kW, pokud je potřeba zpracovat velký entalpický (tepelný) spád, nebo jako regulační stupeň u vícešupňových PT s dýzovou regulací. Výhodou je velký zpracovaný entalpický spád a tím snížení tepelného namáhání lopatek následujících stupňů. Nevýhodou je však nízká účinnost tohoto stupně způsobená vysokou (supersonickou) výstupní rychlostí což způsobuje vysoké profilové ztráty. Proto se dnes u nových turbín jako regulační stupeň používá výhradně rovnotlakový stupeň. [3]

Curtisův stupeň dokáže při optimálních podmínkách zpracovat až čtyřnásobný entalpický spád v porovnání s rovnotlakovým stupněm za předpokladu stejných obvodových rychlostí lopatkování.

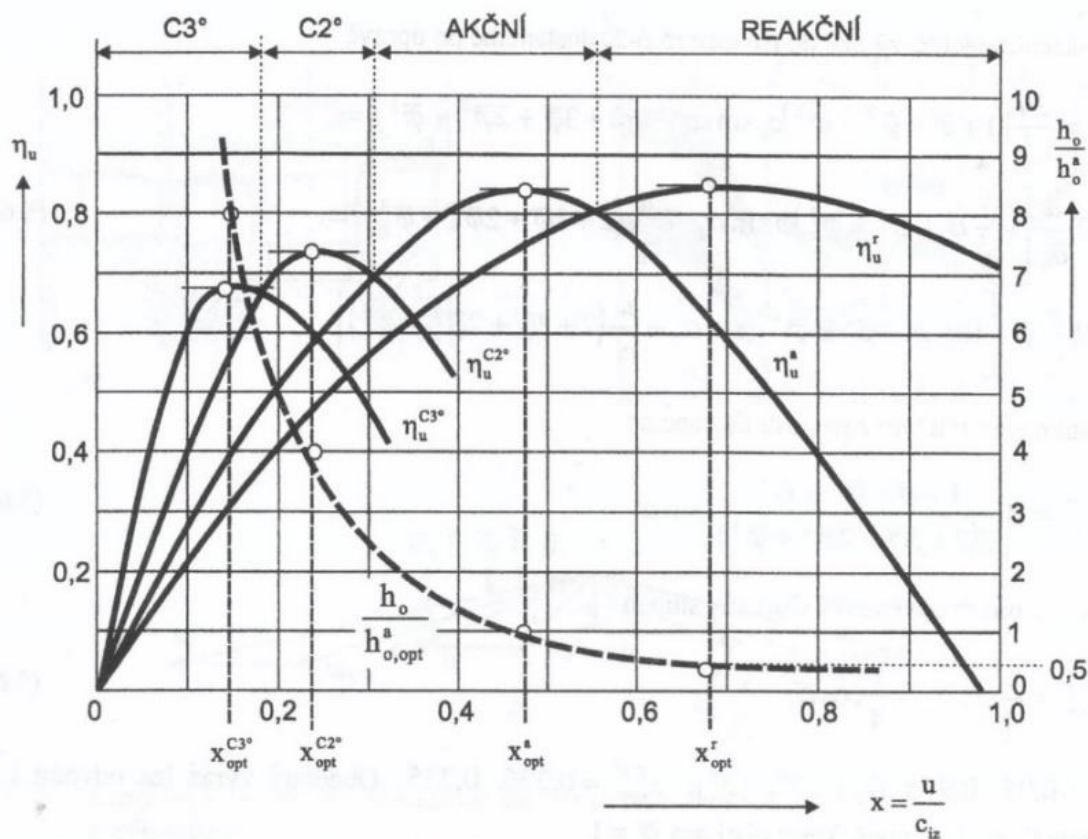


Obrázek 4 Rozvinutý válcový řez dvouvěncového Curtisova stupně a rychlostní trojúhelník [3]

2.4.4 Porovnání typu lopatkování

Jaký typ stupně PT vybrat se odvíjí především od velikosti obvodové rychlosti, zpracovaného entalpického spádu, obvodové účinnosti stupně a finančních možností. K lepšímu porovnání poslouží následující obrázek.

Na obrázku 5 je vidět, že průběh obvodové účinnosti je u přetlakového stupně plošší, a to je výhodou při pokrývání proměnného zatížení turbíny s tímto lopatkováním. Dále je vidět, že největší obvodovou účinnost dosahuje přetlakový stupeň a nejnižší Curtisův stupeň. Poměr optimálních entalpických spádů v přetlakovém stupni ku rovnotlakovému a ku dvouvěncovému Curtisovu stupni je přibližně 1:2:8 za předpokladu stejných obvodových rychlostí lopatkování. [1, 3]

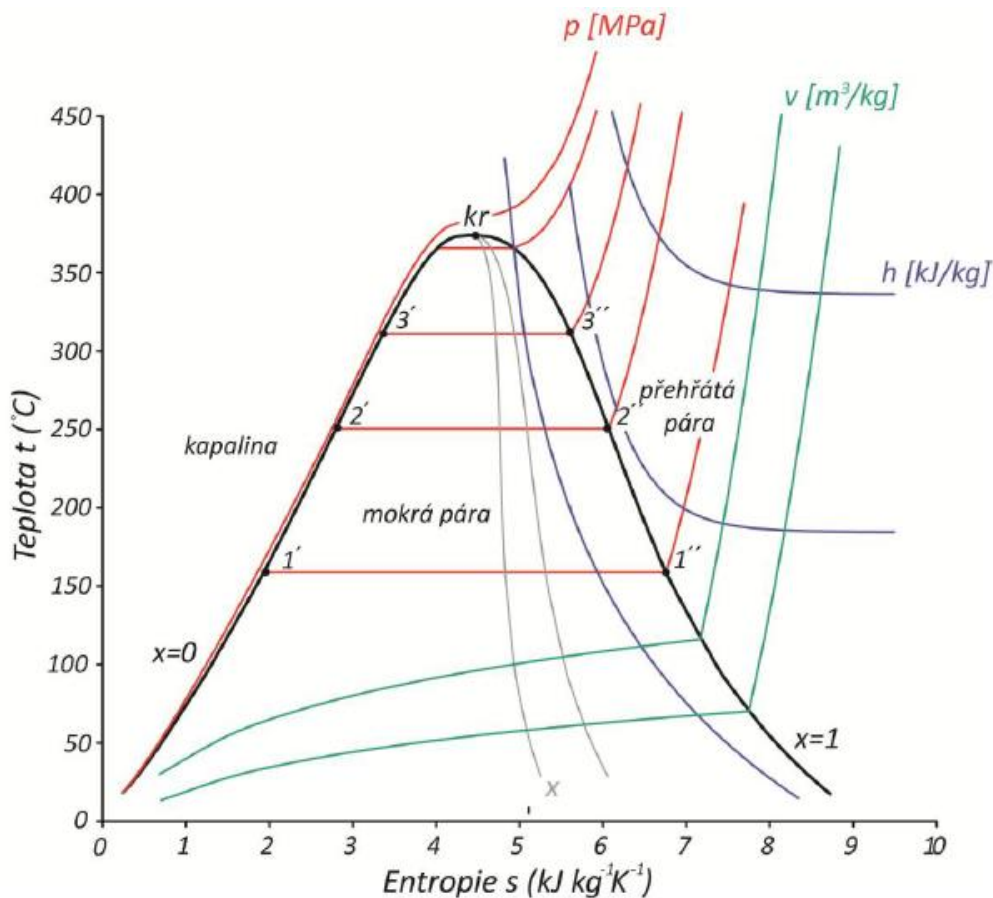


Obrázek 5 Porovnání obvodových účinností a poměrného zpracovaného spádu pro jednotlivé typy stupňů axiálních turbín [1]

2.5 Podle parametrů páry na vstupu do turbíny

Na turbínu se přivádí sytá nebo přehřátá pára. Sytá pára je přesně na mezi sytosti a při expanzi se dostává do oblasti mokré páry – vznik kapiček. Vznik kapiček má špatný vliv na oběžné lopatky – opotřebení oběžných lopatek vlivem srážek s kapičkami vody. Proto se často sytá pára přehřívá při konstantním tlaku v přehřívácích, a tím se expanze páry posune více do oblasti přehřáté páry. V tomto případě dochází ke kondenzaci až na konci

expanze (konci turbíny). Oblasti mokré a přehřáté páry je možno dobře vidět na následujícím obrázku.



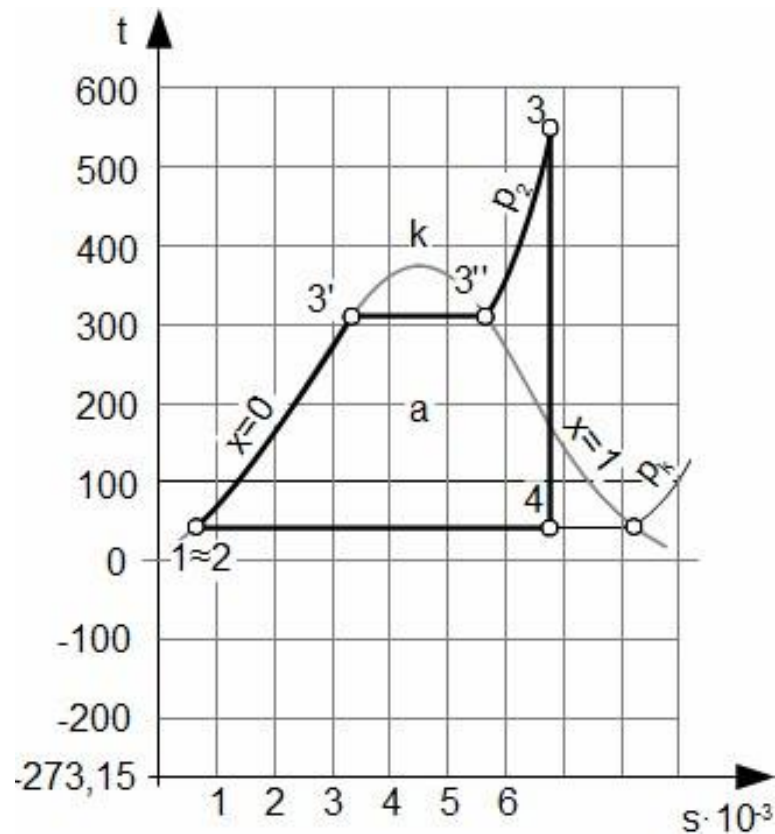
Obrázek 6 t-s diagram vody a vodní páry [6]

2.6 Podle počtu těles

Parní turbíny velkých výkonů se mohou rozdělit na několik menších PT řazených za sebou nebo vedle sebe, které jsou spolu propojeny. Těmto PT se říká více tělesové. U pohonu kompresoru nebo čerpadla je obvykle použita jedno tělesová PT, kdežto v elektrárnách se často setkáváme s více tělesovými PT, které mají vysokotlaké a nízkotlaké díly.

3 Parní turbína v technologickém celku

Parní turbína na první pohled vypadá jako kompaktní stroj, ale ve skutečnosti ke svému chodu potřebuje další nezbytná zařízení. Parní turbína pracuje v takzvaném Rankin – Clausiově cyklu (zkráceně R-C cyklus), který je nakreslen v t-s diagramu níže.



Obrázek 7 t-s diagram R-C oběhu PT [7]

V R-C oběhu je důležité mít zdroj tepla (parní kotel, parogenerátor), který mění vodu na vodní páru o požadovaných parametrech. Mezi body 1 - 3' v i-s diagramu výše, dochází k izobarickému ohřevu napájecí vody na teplotu varu (sytá kapalina - $x=0$) následně mezi body 3' - 3'' dochází za konstantní teploty a tlaku ke změně syté kapaliny na sytou páru ($x=1$). Sytá pára je vedena do přehříváku páry, kde se za konstantního tlaku mění v přehřátou páru a zvyšuje tak svoji teplotu.

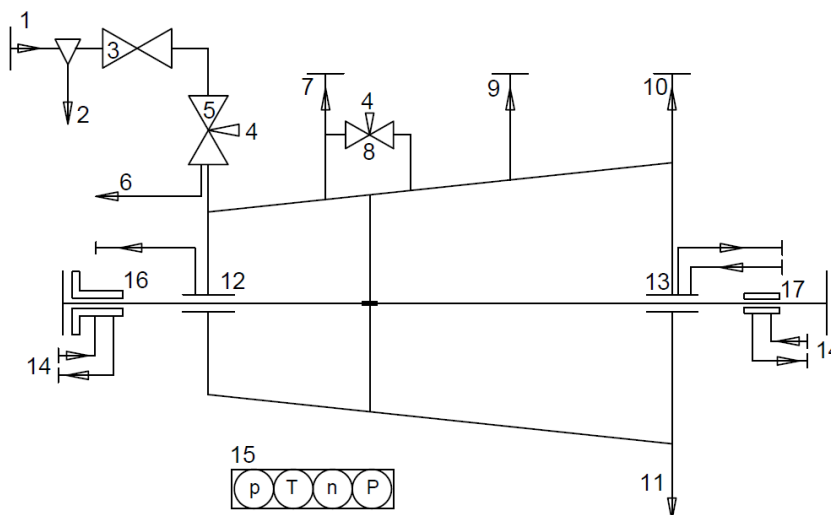
Při ohřevu vody/páry v kotli (1-3) dochází ke zvýšení její entalpie, která je následně mezi body 3-4 expanzí transformována na mechanickou energii v turbíně. Zde je ve schématu expanze izoentropická - ideální případ, kde se neuvažují ztráty.

Po expanzi v turbíně jde již parovodní směs do kondenzátoru, kde izotermicky předá svoje teplo chladicímu médiu (zkondenzuje) a pokračuje do napájecí nádrže, odkud je znovu čerpána ke zdroji tepla a oběh se znovu opakuje. [9]

Zdrojem tepla může být například parní kotel, ve kterém se chemickou reakcí (hořením) mění energie uložená v palivu (uhlí, biomasa) v tepelnou energii, nebo jaderný reaktor, který využívá vývinu tepla při štěpné reakci.

3.1 Připojení turbíny k technologickému celku a její příslušenství

Připojení PT závisí především na jejím využití, ale obvykle obsahuje tyto připojovací uzly, které jsou vyznačeny na následujícím obrázku.



Obrázek 8 Zapojení parní turbíny s odběry páry [8]

Popis jednotlivých uzlů:

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------------|
| 1. Přívod páry | 9. Potrubí neregulovaného odběru |
| 2. Odvod kondenzátu | 10. Výstup páry |
| 3. Rychlouzavírací ventil | 11. Odvodnění stupňové části |
| 4. Ovládání ventilů | 12. Vysokotlaké ucpávky |
| 5. Regulační ventil | 13. Nízkotlaké ucpávky |
| 6. Odvodnění | 14. Olejový okruh ložisek |
| 7. Potrubí regulovaného odběru | 15. Sledované veličiny turbosoustrojí |
| 8. Regulační ventil odběru páry | 16, 17. Ložiskový stojan |

V nadcházejících podkapitolách jsou rozebrány některé z důležitých uzlů uvedených na obrázku 8, jako jsou – přívod páry, odvod kondenzátu, rychlouzavírací ventil, regulační ventil (možnosti regulace PT) a ucpávky parních turbín.

3.1.1 Přívod páry

Přiváděcím potrubím je propojena PT se zdrojem páry. Přes přívod páry vstupuje pára do turbíny. Vlivem energetické ztráty nejsou parametry páry vystupující ze zdroje totožné s parametry páry vstupující do turbíny. [12]

3.1.2 Odvod kondenzátu

Při cestě páry od zdroje do PT dochází k tepelným a tlakovým ztrátám, při kterých může docházet k částečné kondenzaci. Protože by zkondenzované kapičky mohly poškodit lopatkování oběžných kol, dochází ještě před vstupem páry do turbíny k odloučení těchto kapiček. Také v průběhu expanze v turbíně část páry kondenzuje, a proto se odvádí kondenzát i ze skříně turbíny – odvodnění stupňové části. [8]

3.1.3 Rychlouzavírací ventil

Rychlouzavírací ventil (dále zkráceně RZV) je nezbytnou součástí každé PT. Dokáže rychle zareagovat a uzavřít přívod vstupní páry do turbíny. Jeho funkce je pouze rychle uzavřít přívod páry v případě nenávrhového stavu, ne regulace průtoku páry.

Rychlouzavíracímu ventilu je nadřazen monitorovací systém, který RZV ovládá. Monitorovací systém kontroluje otáčky soustrojí, tlak a teplotu páry na vstupu do turbíny, tlak a teplotu mazacího oleje, teploty ložisek (i v převodovce, pokud je) a velikost axiálního posuvu hřídele. [8]

Pokud by došlo například k úplnému odlehčení turbíny (odpojení generátoru od sítě, nebo k odpojení poháněného stroje) a RZV by nezavřel přívod páry, turbína by se nekontrolovaně roztočila a došlo by k její destrukci, což by způsobilo přímé ohrožení okolí strojovny. [12]

3.1.4 Regulace výkonu parních turbín – regulační ventil

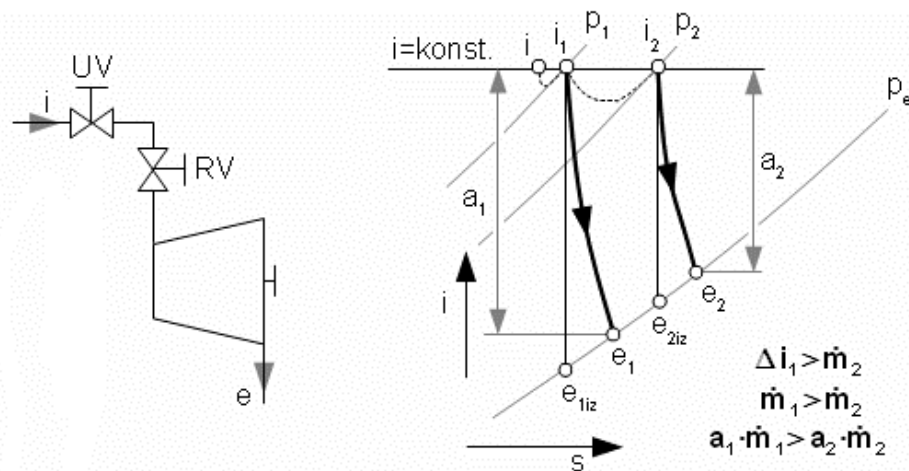
Parní turbínu je potřeba regulovat takovým způsobem, aby byla schopna reagovat na proměnný požadovaný výkon. Proměnným odběrem výkonu se mění kroutící moment přenášený hřídelí a s ním i otáčky turbíny. Výkon turbíny se dá regulovat změnou jedné z veličin, na nichž výkon závisí. [12]

$$P = m \cdot h_{iz} \cdot \eta_{td} \quad (3.1)$$

Ze vzorce vyplývá, že změnou průtoku páry nebo velikosti tepelného spádu se dá regulovat výkon PT. U regulace turbín rozlišujeme dva druhy regulace – škrcením a skupinovou regulaci.

Při škrcení dochází k přivírání/otvírání regulačního ventilu (dále jen RV), a tak ke změně hmotnostního toku páry. Škrcení je izoentalpický děj – expanze páry ještě před vstupem do turbíny, to vede ke snížení tlaku páry před vstupem do PT. Jak jde vidět na následující obrázku, při snížení tlaku páry na vstupu do PT poklesne i využitelný tepelný spád zpracovaný turbínou. Tlak na výstupu z PT je pevně daný a nemění se. Tím poklesne i měrná práce PT i její vnitřní účinnost. Proto je tento druh regulace

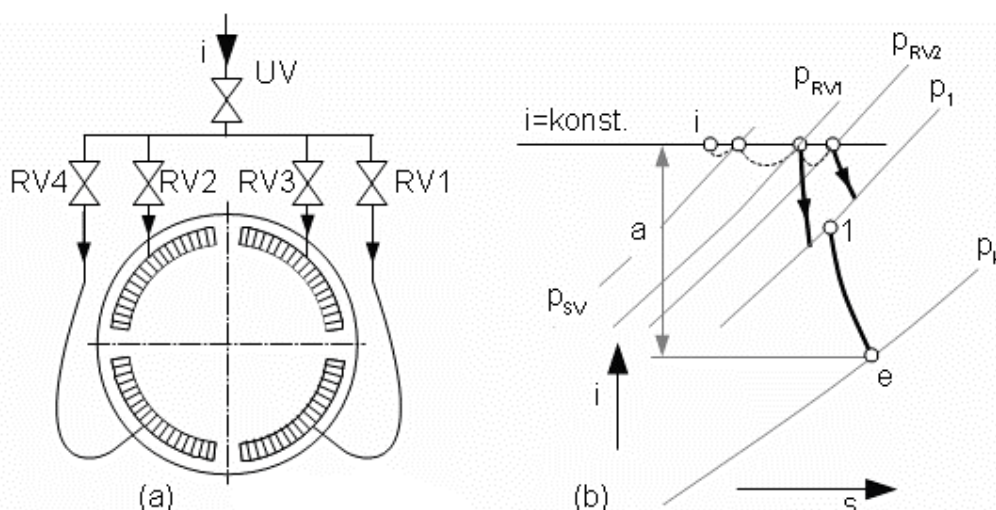
nehospodárný a používá se u regulace PT malých výkonů. Například k regulaci výkonu (otáček) turbín pohánějící kompresory a čerpadla. [8,9]



Obrázek 9 Regulace škrcením [8]

Hospodárnější variantou je skupinová regulace, kde statorová řada lopatek prvního stupně je rozdělena do několika skupin, kde do každé skupiny je vedena pára přes samostatný RV (RV jsou paralelně řazeny a je jich tolik, kolik je skupin). Regulace probíhá taktéž škrcením, ale vždy pouze v jedné skupině, ostatní skupiny jsou plně otevřeny nebo plně zavřeny. Schéma zapojení skupinové regulace a i-s diagram expanze při skupinové regulaci je na obrázku 10. [8,9]

Z i-s diagramu je zřejmé že RV1 je plně otevřený a RV2 z části, to lze poznat podle toho že $p_{RV1} > p_{RV2}$. Bod 1 je stav páry na vstupu do oběžné řady lopatek prvního stupně po promísení páry vystupujících ze skupiny 1 a 2. [8]



Obrázek 10 Skupinová regulace výkonu [8]

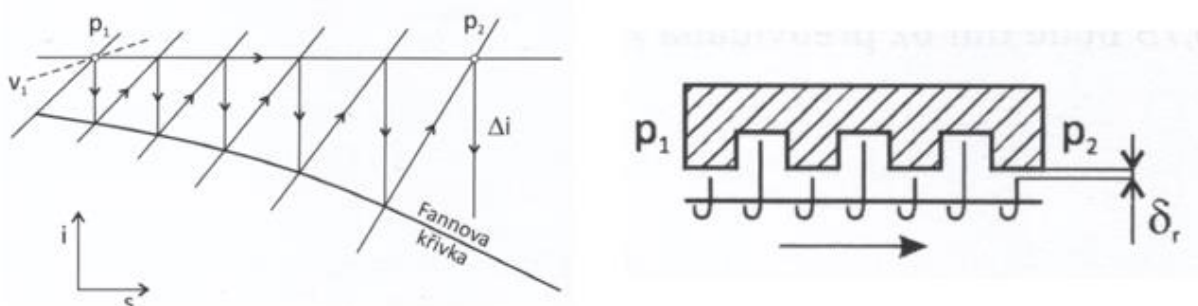
Skupiny nemusí být symetricky rozdělené tak jak na předchozím obrázku. Bývají rozděleny podle potřebných výkonů, který je daný plně otevřenými jednotlivými skupinami. Pořadí otvírání skupin udává konstrukce turbíny. Skupiny by měly být otvírány tak, aby co nejméně nerovnoměrně zatěžovaly lopatky PT a její skříň. Této regulace může být použito jen u rovnotlakého regulačního stupně. V případě přetlakového stupně by docházelo k přetékání páry i za neotevřené skupiny, což by způsobovalo vysoké ztráty parciálním ostřikem. [8,9]

3.1.5 Ucpávky parní turbíny

Do PT vstupuje pára o vysokém tlaku. Mezera mezi hřídelí a skříní PT propojuje vnitřní prostor turbíny s okolím, kde je tlak atmosférický. Z důvodu velkého tlakového spádu mezi tlakem v PT a tlakem okolí má pára snahu unikat právě radiální mezerou mezi rotorem turbíny a její skříní. [8]

Tyto úniky páry jsou nežádoucí a je snahou je eliminovat nebo omezit. K omezení úniku páry se používají ucpávky. Ucpávky mohou být kontaktní nebo bezkontaktní. Z důvodu, že je PT navrhována na dlouhodobý provoz, docházelo by u kontaktních ucpávek k rychlému opotřebení, a proto se používají ucpávky bezkontaktní. Nejznámější bezkontaktní ucpávky jsou labyrintové.

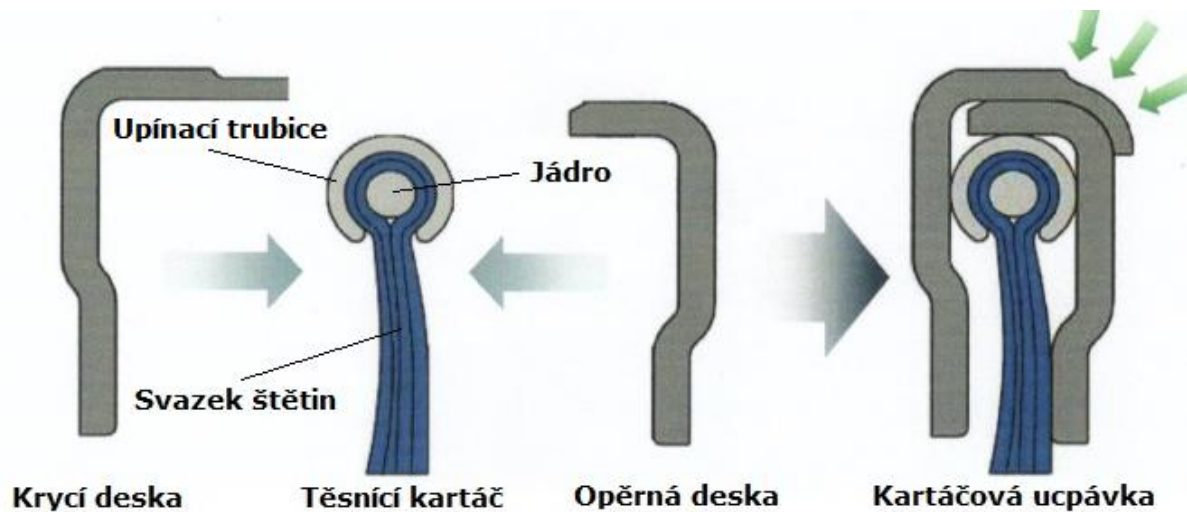
Labyrintová ucpávka je tvořena břity, které jsou upevněny v rotoru turbíny, a vytváří tak komůrkový kanál, který propojuje prostor v turbíně s okolím. Pára uniká radiální vůlí δ_r mezi břity a pevnou částí statoru. Pára postupně expanduje z tlaku v turbíně až na tlak vně turbíny. Vlivem rostoucího objemu při stálém průřezu ($S = \pi \cdot D_s \cdot \delta_r$) dochází ke zvyšování rychlosti páry na každém břitu. Zvyšující se rychlost je úměrná tepelnému spádu. Schéma labyrintové ucpávky a i-s diagram expanze v ucpávce je na následujícím obrázku. Pokud by v ucpávkách nastala kritická rychlost ($Ma=1$), tak je to možné pouze v mezeře na posledním břitu ucpávky. [9]



Obrázek 11 i-s diagram expanze v labyrintové ucpávce a schéma labyrintové ucpávky [9]

Jako jedna z prvních firem využívá Siemens takzvané kartáčové ucpávky, které vyvinula NASA pro využití v letectví. Tyto ucpávky slouží k téměř dokonalému utěsnění rotorů parních turbín. Výhodou oproti labyrintovým ucpávkám je, že kartáče jsou pružné a přizpůsobivé, nevadí jim radiální ani axiální posuvy těsněné hřídele a vždy tedy vytvoří optimální mezeru v řádech setin milimetru – kartáčová ucpávka není s těsněnou hřídelí v kontaktu. Kartáčové ucpávky zajišťují menší únik páry a nikdy u nich nedojde k náhlému zničení – jsou postupně opotřebovávány. [12]

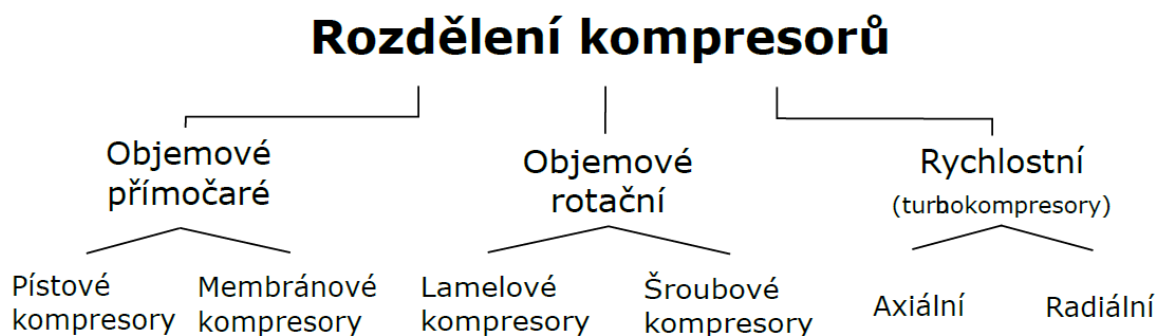
Jejich design je kompaktní a umožňuje jejich snadnou a rychlou výměnu. Jsou složeny z jádra (pevný nosný drát), upínací trubice a svazku tenkých drátků ze žáruvzdorných materiálů. Provedení kartáčové ucpávky je nakresleno na následujícím obrázku. [12]



Obrázek 12 Složení kartáčové ucpávky [12]

4 Pohon kompresoru parní turbínou

Kompresor je stroj, který slouží ke stlačování (kompresi) pracovní látky. Podle způsobu zvyšování tlaku je můžeme rozdělit na objemové a rychlostní. Podrobnější rozdělení můžeme vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 13 Rozdělení kompresorů

Podrobnější popis jednotlivých kompresorů je nad rámec diplomové práce, proto tomuto tématu nebude dále věnována pozornost.

Pohon parní turbínou se používá především u rychlostních kompresorů radiálních (centripetálních) či axiálních. Kompresory jsou nedílnou součástí některých výrobních procesů a používají se ke zvýšení tlaku plynného média, které je následně vhodně využito podle potřeby. Kompresory, které jsou poháněny právě turbínou, se nazývají turbokompresory – pohon parní nebo spalovací turbínou. Turbokompresory se používají převážně v provozech, kde je potřeba nepřetržitá dodávka stlačeného plynu i při výpadku elektrické energie – nezávislost na elektrické síti, nebo kde je v provozu vlastní zdroj páry. Využívají se zejména v chemickém a petrochemickém provozu nebo také v dolech, kde slouží jako zdroj čerstvého vzduchu, případně větrání.

Kompresce je obecně jednou z nejvíce energeticky náročných výrobních procesů, a proto je důležité zkoumat nejúčinnější a nejvýhodnější možnost, jakým způsobem kompresor pohánět. Mnoho průmyslových odvětví má obvykle vlastní parní síť – cukrovary nebo petrochemický průmysl. V těchto případech je vhodné použít pro pohon kompresoru (i jiných strojů například čerpadel nebo elektrických generátorů) parní turbínu. Jedná se tak o způsob kogenerace, který již v 30. letech 20. století využívali naši předci v lihovarech nebo v textilním průmyslu. Proč je vhodné využití pohonu PT právě v těchto provozech je vysvětleno pomocí následujícího T-s diagramu. [12]

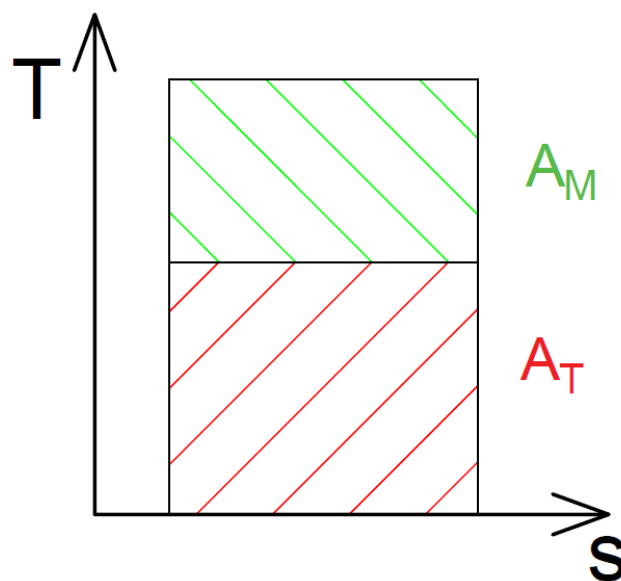
Obecně je známo, že tepelným oběhem je možné přeměnit jen část přiváděného tepla v mechanickou práci (zelená oblast v T-s diagramu). Například u kondenzačních turbín je zbytek přiváděného tepla (červená oblast v T-s diagramu) zmařena v kondenzátoru a účinnost přeměny tepelné energie v mechanickou je přibližně 41 %. Z těchto faktů plyne že

cena získané mechanické energie pro pohon strojů je rovna ceně paliva poděleného účinností přeměny. [12]

$$C_M = \frac{C_P}{\eta} \quad (4.1)$$

V provozu, kde se využije pro pohon strojů protitlakových PT, je nevyužitě přivedené teplo za turbínou vráceno zpět do parovodu a teplo je tak dále využito např. ohřev kotlů s lihem (lihovary). Toto je způsob využití kogenerace, ve kterém je cena mechanické energie pro pohon strojů rovna ceně paliva. [12]

$$C_M = C_P \quad (4.2)$$



Obrázek 14 Carnotův tepelný oběh v T-s diagramu

Z výše uvedené ekonomické úvahy vyplývá, že pokud je v provozu zdroj páry, je vhodné pro pohon kompresorů nebo i čerpadel použít PT. I když pořizovací cena PT pro pohon kompresoru přesahuje pořizovací cenu elektromotoru, je výhodnější z hlediska nižších nákladů na její nepřetržitý provoz. Další výhodou PT je spolehlivý a pružný provoz, díky snadné regulaci regulačními ventily. [12]

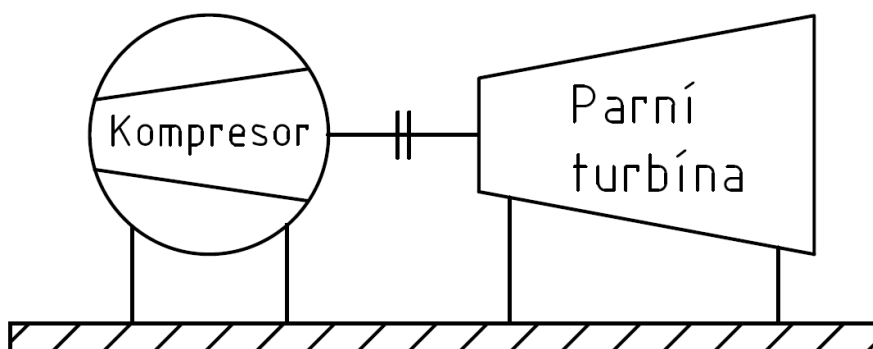
Dalšími možnostmi pohonu kompresoru jsou elektromotory, spalovací turbíny a spalovací motory (většinou na zemní plyn).

4.1 Způsoby provedení pohonu kompresoru parní turbínou

Je několik způsobů, jak se může PT připojit ke kompresoru. Jedním z hledisek při výběru pohonné PT je délka sestaveného soustrojí. Z toho důvodu je snahou navrhnout takové řešení, které je prostorově nenáročné a ekonomicky stále výhodné.

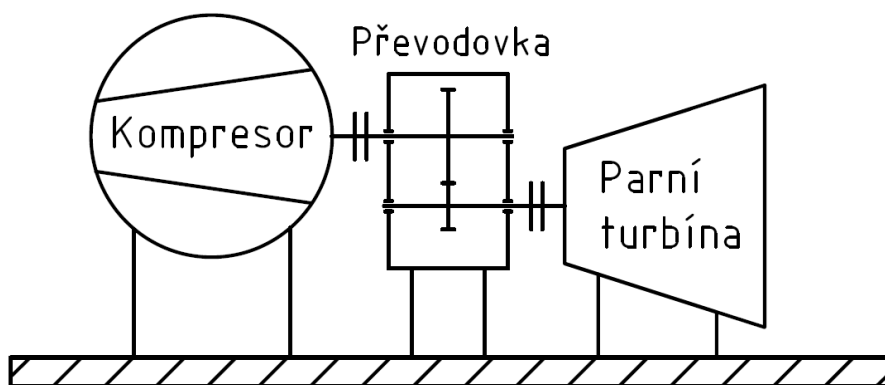
V této podkapitole jsou popsány tři způsoby propojení kompresoru s PT. Pro možnost porovnání těchto tří variant se předpokládají stejné parametry páry na vstupu do PT i stejný protitlak.

První variantou je přímé spojení hřídele PT s kompresorem přes spojku. Parní turbína má stejné otáčky jako kompresor. Tato varianta je jednoduchá, ale nízké otáčky PT odpovídají vyššímu počtu pracovních stupňů. S vyšším počtem pracovních stupňů se prodlužuje délka rotoru PT, a to způsobí prodloužení celého soustrojí. Parní turbína s nízkými otáčkami by byla dlouhá, těžká a drahá na výrobu. Z těchto důvodů se toto provedení pohonných PT nedělá. [12]



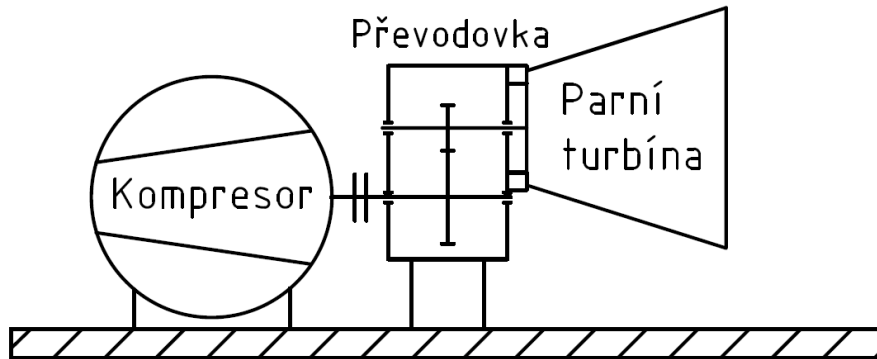
Obrázek 15 Přímé spojení PT s kompresorem

Druhou možnou variantou je spojení PT s kompresorem přes převodovku. Oproti první variantě má PT vyšší otáčky než kompresor, počet pracovních stupňů se sníží a celé soustrojí se tak zkrátí. Vysokootáčkové PT jsou menší, levnější na výrobu a dosahují vyšších účinností oproti předchozí variantě. [12]



Obrázek 16 Spojení PT s kompresorem přes převodovku

Třetí variantou je použití vysokootáčkové PT jako v předchozí variantě ale s integrovanou převodovkou. V případě, že je vysokootáčková PT jednostupňová nebo dvoustupňová, může být její hřídel letmo uložena v převodové skříni. Tím se dosáhne dalšího zkrácení soustrojí a úspore na uložení hřídele PT. [12]



Obrázek 17 Spojení PT s integrovanou převodovkou s kompresorem

5 Přeměna energie ve stupni parní turbíny

U turbínového stupně se rozlišují dva souřadnicové systémy. Tyto souřadnicové systémy jsou:

1. Souřadnicový systém absolutní – Absolutní prostor

Tento systém je nehybně spojený s okolím a rychlosti v tomto systému se nazývají absolutní a značí se písmenem „*c*“. Úhly v tomto souřadnicovém systému se značí „*α*“. [11]

2. Souřadnicový systém relativní – Relativní prostor

Tento systém je pevně spojený s rotorem, s kterým se otáčí vůči absolutnímu systému. Rychlost páry v tomto systému je nazývána relativní a značí se písmenem „*w*“. Úhly v tomto souřadnicovém systému se značí „*β*“. [11]

Rychlost libovolného bodu relativního prostoru vzhledem k absolutnímu prostoru je nazývána unášivou rychlostí a je označena písmenem „*u*“. [11]

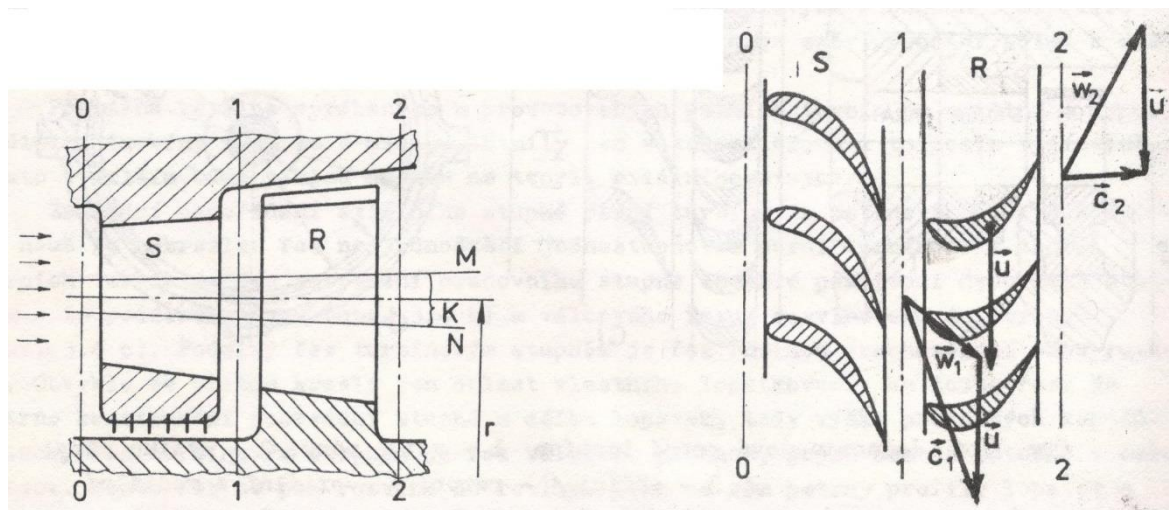
Velikost unášivé rychlosti lze vyjádřit následujícím vztahem:

$$u = \pi D n \quad (5.1)$$

A vzájemný vztah vektorů rychlostí mezi sebou je:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5.2)$$

Na dalším obrázku je axiální řez a rozvinutý válcový řez stupněm axiální parní turbíny.

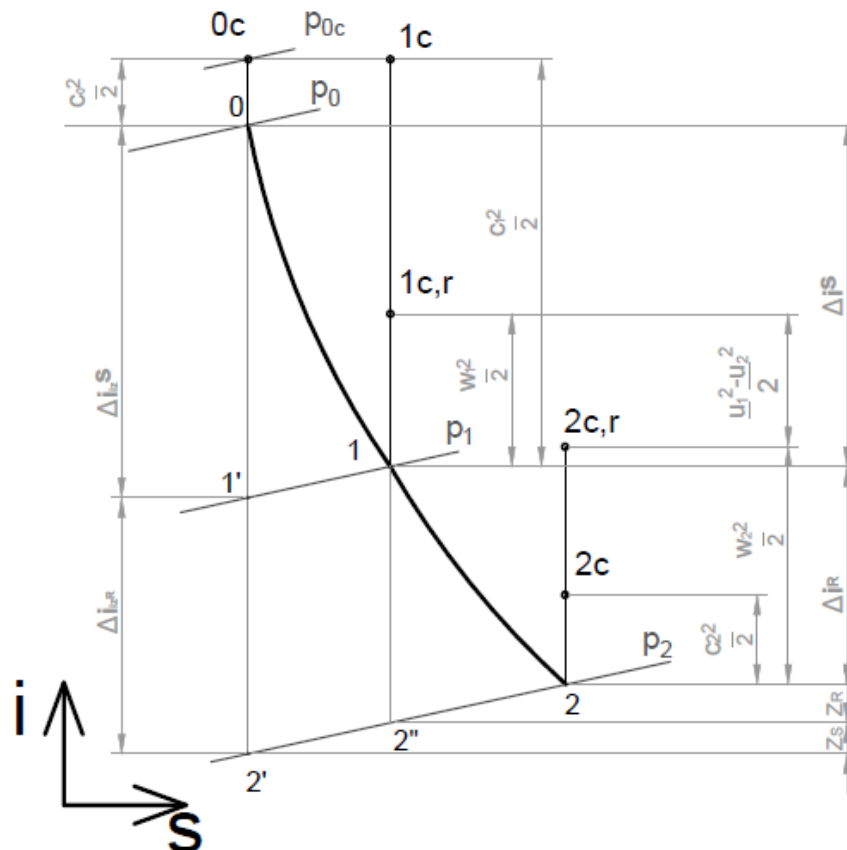


Obrázek 18 Axiální řez stupně (vlevo) rozvinutý válcový řez stupně PT (vpravo) [11]

Podle předchozího obrázku pro popis přeměny energie se bude pozorovat pouze omezená oblast „*K*“ ohraničená sousými plochami „*N*“ a „*M*“. Předpokladem je konstantní střední poloměr „*r*“ a také výška kanálu natolik malá, že nedochází ke změně veličin proudu po výšce lopatky – po výšce lopatky by jinak docházelo k nárůstu tlaku vlivem odstředivých sil, a tedy ke změně stupně reakce. Dále je předpokládáno, že hmotnostní tok páry protékající stupněm prochází stejnými energetickými změnami jako

hmotnostním tokem páry ΔM [kg/s] protékající ohraničenou oblastí „K“. [11]

Při expanzi páry dochází mezi rovinami 0, 1, 2 k přeměně vnitřní tepelné energie v kinetickou energii a dále v práci na hřídeli stroje. Proces expanze páry a kinetika rychlostí páry spolu úzce souvisejí a dají se sledovat v i - s diagramech nebo v zobrazených vektorech rychlostí v tzv. rychlostních trojúhelnících. Na následujícím obrázku je vykreslena v i - s diagramu expanze v obecném stupni parní turbíny. V diagramu jsou vyznačeny body 0,1,2, které odpovídají rovinám z předchozího obrázku. [11]



Obrázek 19 Expanze v obecném stupni parní turbíny kde $u_1 \neq u_2$

Přenesená práce na rotor stroje ve stupni z jednotkového množství pracovní látky se dá zapsat rovnicí pro obvodovou práci, která vychází z rovnice zachování energie. [1]

$$l_u^{ST} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (5.3)$$

Zajímavou složkou v této rovnici je 3. člen, který je vhodný především u centripetálních turbín. U axiálních turbín je 3. člen roven nule, protože pára do oběžných řad lopatek vstupuje i z nich vystupuje na stejném poloměru, a tak nedochází ke změně obvodových rychlostí. Kdežto u centripetálních strojů je 3. člen nenulový a kladný. Za předpokladu zachování stejné obvodové práce l_u^{ST} a stejné expanze ve statoru (1. člen

rovnice je stejný) je rychlost na výstupu z oběžné lopatkové řady w_2 menší a tím i přírůstek kinetické energie v této lopatkové řadě (2. člen rovnice) je menší. To vytváří předpoklad pro zmenšení energetických ztrát v rotorové části stupně. Výhoda nenulového 3. členu rovnice, který zmenšuje energetické ztráty v rotoru, se využívá například u turbodmychadel a turbokompresorů používaných v automobilovém průmyslu. [1]

5.1 Přeměna energie v rozváděcím kole stupně (stator)

Lopatky statoru vytváří kanály (dýzy) se zakřivenou osou. Průchodem páry dýzou se snižuje tlak z p_0 na p_1 . Z termodynamického hlediska je expanze páry v dýze adiabatická – bez přívodu či odvodu tepla. Pokud by byla expanze dějem ideálně vratným, vedla by z bodu 0 do bodu 1' – izoentropická expanze. Skutečná expanze je dějem nevratným, z důvodů tření páry o stěny kanálů i tření uvnitř vlastního proudu. Třením je způsoben nárůst entropie a průběh skutečné expanze je podél tučné čáry z bodu 0 do bodu 1. [11]

Pro ideální děj i skutečný děj můžeme psát rovnici pro rozdíl entalpií:

$$\Delta i_{iz}^s = i_0 - i_{1'} = \frac{c_{1iz}^2 - c_0^2}{2} \quad (5.4)$$

$$\Delta i^s = i_0 - i_1 = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \quad (5.5)$$

Rozdíl entalpií odpovídá rozdílu kinetických energií proudu páry na vstupu a výstupu ze statorové dýzy. V teorii turbín se značí písmenem „h“ nebo „ Δi “ pro zjednodušení zápisu a je nazýván entalpickým či tepelným spádem.

Výtokovou rychlost páry ze statorových lopatek lze zapsat:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \Delta i^s + c_0^2} \quad (5.6)$$

nebo pro ideální děj:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^s + c_0^2} \quad (5.7)$$

Na obrázku 19 v i - s diagramu jde vidět že izoentropický entalpický spád je větší jak skutečný - $\Delta i_{iz}^s > \Delta i^s$. Rozdíl těchto entalpických spádů odpovídá ztrátě v rozváděcím kole (ve statoru). Nejde však o veškeré ztráty. K těmto ztrátám se ještě přičítají další, takzvané okrajové ztráty, které souvisí s délkou a tvarem lopatky.

$$Z^s = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \Delta i_{iz}^s - \Delta i^s \quad (5.8)$$

Rovnici (5.8) lze upravit do tvaru:

$$Z^s = \frac{c_{1iz}^2}{2} \left[1 - \left(\frac{c_1}{c_{1iz}} \right)^2 \right] \quad (5.9)$$

Vzniklý člen v kulaté závorce z rovnice (5.9) je definován jako rychlostní součinitel označovaný písmenem „ φ_1 “

$$\varphi_1 = \frac{c_1}{c_{1iz}} \quad (5.10)$$

Rovnice (5.9) lze zapsat s rychlostním součinitelem v tomto tvaru:

$$Z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} (1 - \varphi_1^2) \quad (5.11)$$

A také výstupní rychlost páry lze s rychlostním součinitelem zapsat ve tvaru:

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^S + c_0^2} \quad (5.12)$$

5.2 Přeměna energie v oběžném kole stupně (rotor)

Za předpokladu proudění páry po válcové ploše ($u_1 = u_2 = u$) je možné v relativním prostoru popsat proudění v oběžných kanálech opět jako proudění pevnou dýzou se zakřivenou osou podobně jako u rozváděcího kola.

$$\Delta i_{iz}^R = i_1 - i_2 = i_1 - i_2 = \frac{w_{2iz}^2 - w_1^2}{2} \quad (5.13)$$

$$\Delta i^R = i_1 - i_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (5.14)$$

Z rovnic (5.13) a (5.14) můžeme vyjádřit relativní výstupní rychlosti páry z rotoru.

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^R + w_1^2} \quad (5.15)$$

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \Delta i^R + w_1^2} \quad (5.16)$$

Obdobně jako u statoru je definován rychlostní součinitel pro proudění v rotorových kanálech

$$\varphi_2 = \frac{w_2}{w_{2iz}} \quad (5.17)$$

a ztráta v rotorových kanálech odpovídá rozdílu entalpických spádů

$$Z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \Delta i_{iz}^R - \Delta i^R \quad (5.18)$$

Po úpravě rovnice (5.18) a s použitím rychlostního součinitele lze ztráta v oběžném kole zapsat:

$$Z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \varphi_2^2) \quad (5.19)$$

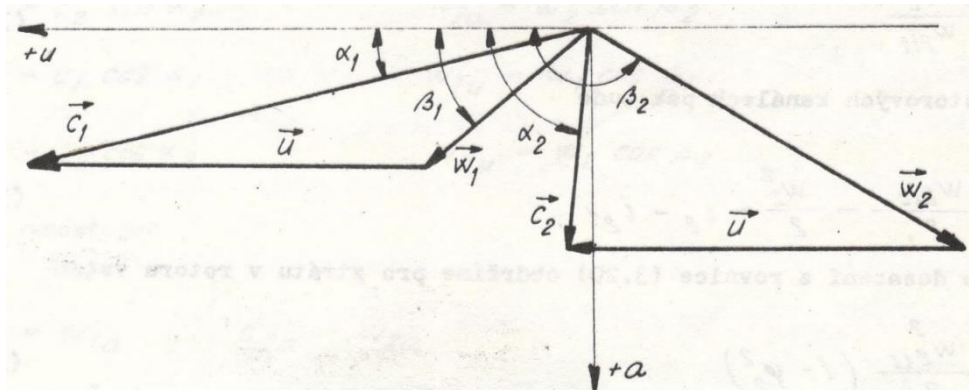
a výstupní relativní rychlost páry lze zapsat pomocí rychlostního součinitele

$$w_2 = \varphi_2 \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^R + w_1^2} \quad (5.20)$$

Rychlostním součinitelem φ_1 a φ_2 se dají ve výpočtu simulovat vzniklé ztráty – čím nižší hodnota rychlostního součinitele je, tím větší ztráty se předpokládají. Rychlostními součiniteli se korigují například ztráty závislé na poměrné délce lopatky (l/b – délka ku šířce lopatky), ztráty ohnutím proudu v mezilopatkovém kanále ($\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$; $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_0$) nebo ztráta nesprávným úhlem náběhu na statorovou řadu následujícího stupně. Dále může také zahrnovat ztrátu radiální mezerou – snížení ztráty těsněním lopatek (bandáže či kartáčové ucpávky). [11, 12]

5.3 Konstrukce rychlostních trojúhelníků

Po výpočtu rychlostí vystupujících ze statoru a rotoru se musí zvolit velikosti úhlů α_1 a β_2 , jejich velikost vychází z předešlých zkušeností a typu lopatkování. S těmito rychlostmi a úhly se dají sestavit rychlostní trojúhelníky pro daný stupeň. Rychlostní trojúhelník je nakreslen na následujícím obrázku.



Obrázek 20 Rychlostní trojúhelník turbínového stupně [11]

Rychlostní trojúhelníky, sestavené z vektorů rychlosti, se často kreslí do jednoho obrázku jak pro vstup, tak i výstup z oběžného kola s počátkem v jednom bodě, jak je vidět na obrázku 20. [11]

Rychlostní trojúhelník pro vstup do oběžného kola se sestaví pomocí rychlosti c_1 , úhlu α_1 a unášivé rychlosti u vypočtené pomocí rovnice (5.1). Relativní rychlost je stanovena například graficky vektorovým součtem nebo dopočítána pomocí jednoduchého geometrického vztahu (Kosinová věta), který je níže uveden. [11]

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1) \quad (5.21)$$

Rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola je sestaven pomocí relativní rychlosti w_2 , úhlu β_2 a unášivé rychlosti. Úhel β_2 je dán tvarem lopatek oběžného kola. Absolutní rychlost je určena graficky vektorovým součtem nebo početně pomocí Kosinové věty. [11]

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2) \quad (5.22)$$

Absolutní i relativní rychlosti lze rozložit do směru souřadnicových os – obvodového směru „u“ a axiálního směru „a“. Pokud mají složky rychlostí stejný směr jako kladný směr osy, považujeme je za kladné, pokud mají směr opačný, považujeme je za záporné. [11]

Pro složky rychlostí páry vystupující z rozváděcí řady lopatek platí následující vztahy:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad (5.23)$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad (5.24)$$

$$c_{1u} = w_{1u} + u \quad (5.25)$$

$$w_{1a} = w_1 \cdot \sin(\beta_1) \quad (5.26)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos(\beta_1) \quad (5.27)$$

$$c_{1a} = w_{1a} \quad (5.28)$$

Pro složky rychlostí páry vystupující z oběžné řady lopatek platí následující vztahy:

$$c_{2a} = c_2 \cdot \sin(\alpha_2) \quad (5.29)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (5.30)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u \quad (5.31)$$

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad (5.32)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (5.33)$$

$$c_{2a} = w_{2a} \quad (5.34)$$

6 Výpočet protitlakové parní turbíny

Pro návrh parní turbíny pro pohon kompresoru byly zadány vstupní parametry, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 1 Vstupní parametry pro výpočet parní turbíny

Zadané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Příkon kompresoru	P	3500	kW
Otáčky kompresoru	n	7250	min^{-1}
Tlak na vstupu do PT	p_i	13	$\text{bar}(a)$
Teplota na vstupu do PT	t_i	300	$^{\circ}\text{C}$
Protitlak	p_e	2,5	bar

Nejprve bude proveden předběžný výpočet zahrnující expanzi v celé turbíně podle zadaných parametrů. Tento předběžný výpočet bude sloužit k volbě koncepce parní turbíny – volba typu lopatkování a volba počtu stupňů.

V předběžném výpočtu je nutné odhadnout předpokládanou termodynamickou účinnost turbíny a zvolit průměr potrubí přivádějícího páru do turbíny. Z průměru přívodního potrubí bude dopočítána vstupní rychlost páry pomocí rovnice kontinuity.

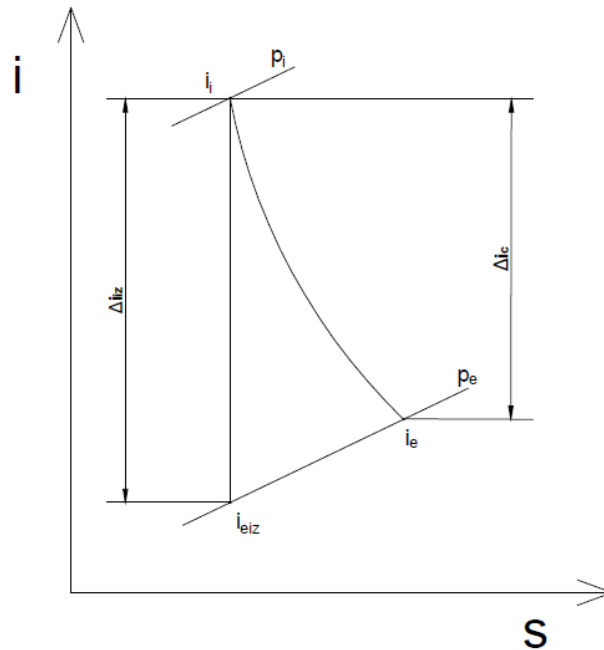
Tabulka 2 Volené vstupní parametry pro výpočet parní turbíny

Volené veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr přívodního potrubí	D_i	2 x 0,2	m
Průměr výstupního potrubí	D_e	0,5	m
Předpokládaná účinnost PT	η	75	%

Zadané parametry páry na vstupu do turbíny jsou dány v místě připojení turbíny. Předtím než je pára z místa připojení přivedena do turbíny prochází regulačním a rychlouzavíracím ventilem. Na této trase dochází k tlakové ztrátě 3 %. [12]

$$p_0 = 0,97 \cdot p_i = 12,61 \text{ bar}$$

Dále je uveden postup výpočtu důležitých parametrů páry na vstupu a výstupu z parní turbíny. Výpočet bude probíhat podle i - s diagramu z následujícího obrázku, ve kterém je expanze páry v parní turbíně schematicky nakreslena.



Obrázek 21 i - s diagram expanze páry v parní turbíně

Vstupní rychlost páry do turbíny

$$c_i = \frac{\dot{m} \cdot v_i}{S_i} \quad (6.1)$$

Výstupní rychlost páry z turbíny

$$c_e = \frac{\dot{m} \cdot v_e}{S_e} \quad (6.2)$$

Entalpie páry na vstupu do turbíny

$$i_i = f(p_i; t_i) \quad (6.3)$$

Entropie páry na vstupu do turbíny

$$s_i = f(p_i; t_i) \quad (6.4)$$

Měrný objem páry na vstupu do turbíny

$$v_i = f(p_i; t_i) \quad (6.5)$$

Izoentropická entalpie páry na výstupu z turbíny

$$i_{eiz} = f(p_e; s_i) \quad (6.6)$$

Izoentropický entalpický spád při expanzi páry v turbíně

$$\Delta i_{iz} = i_i - i_{eiz} \quad (6.7)$$

Entalpický spád při expanzi páry v turbíně

$$\Delta i_c = \Delta i_{iz} \cdot \eta \quad (6.8)$$

Entalpie páry na výstupu z turbíny

$$i_e = i_i - \Delta i_c \quad (6.9)$$

Teplota páry na výstupu z turbíny

$$t_e = f(p_e; i_e) \quad (6.10)$$

Entropie páry na výstupu z turbíny

$$s_e = f(p_e; i_e) \quad (6.11)$$

Měrný objem páry na výstupu z turbíny

$$v_e = f(p_e; t_e) \quad (6.12)$$

Hmotnostní průtok páry turbínou (výkon kompresoru je roven výkonu PT)

$$\dot{m} = \frac{P}{\Delta i_{iz} \cdot \eta} \quad (6.13)$$

Průřez potrubí přivádějícího páru do turbíny

$$S_i = \frac{\dot{m} \cdot v_i}{c_i} \quad (6.14)$$

Průřez potrubí odvádějícího páru z turbíny

$$S_e = \frac{\dot{m} \cdot v_e}{c_e} \quad (6.15)$$

Důležité hodnoty z předběžného výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce

Tabulka 3 Výsledky předběžného výpočtu

Vypočítané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Vstupní rychlost páry do lopatkování	c_i	44	$m \cdot s^{-1}$
Izoentropický spád turbíny	Δi_{iz}	345,8	$kJ \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}	13,49	$kg \cdot s^{-1}$

6.1 Volba typu lopatkování a počtu stupňů parní turbíny

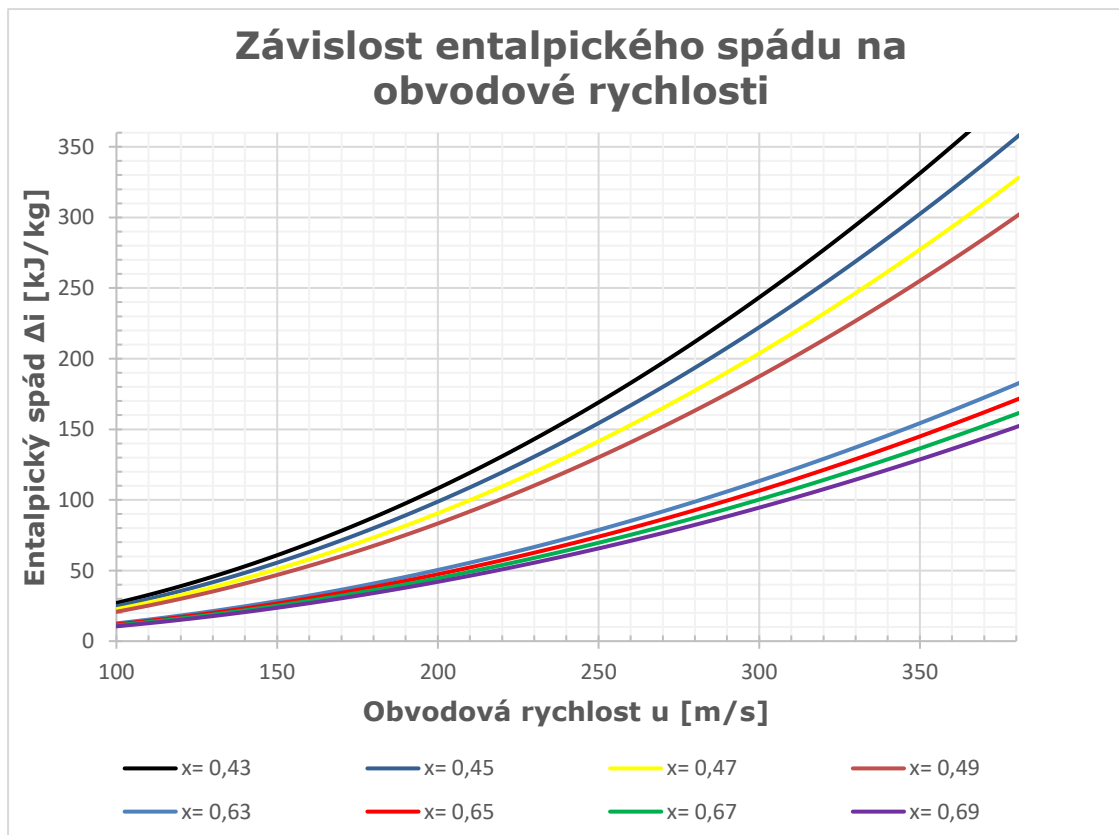
V předchozí podkapitole byl vypočítán izoentropický entalpický spád na celou turbínu, který se využije při volbě typu lopatkování a počtu stupňů. Již v jedné z předchozích kapitol byl definován rychlostní poměr – rovnice (2.5). Rychlostní poměr dává do souvislosti typ lopatkování (závisí na hodnotě rychlostního poměru), izoentropický entalpický spád a obvodovou rychlost lopatkování (dále jen obvodová rychlost). Rovnice (2.5) lze přepsat to následujícího tvaru.

$$\Delta i_{iz} = \frac{u^2}{2 \cdot x^2} \quad (6.16)$$

Velikost obvodové rychlosti je při volbě počtu stupňů zásadní. Při vyšších obvodových rychlostech by byly lopatky oběžných kol silně namáhány vlivem odstředivé síly. To by způsobovalo nutnost použití robustnějších lopatek zejména na straně závěsu nebo použití odolnějších (dražších) materiálů pro výrobu lopatek. Dále při zvyšování obvodové rychlosti jsou zvyšovány otáčky nebo průměr rotoru, jak lze vidět v následující rovnici.

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (6.17)$$

Pro přehlednost je vytvořen graf, který vykresluje závislost izoentropického entalpického spádu na obvodové rychlosti podle rovnice (6.16).



Graf 1 Graf závislosti entalpického spádu na obvodové rychlosti

Křivky v grafu 1 odpovídající rychlostnímu poměru $x \in \langle 0,43; 0,49 \rangle$ pro akční typ lopatkování a $x \in \langle 0,63; 0,69 \rangle$ pro reakční typ lopatkování.

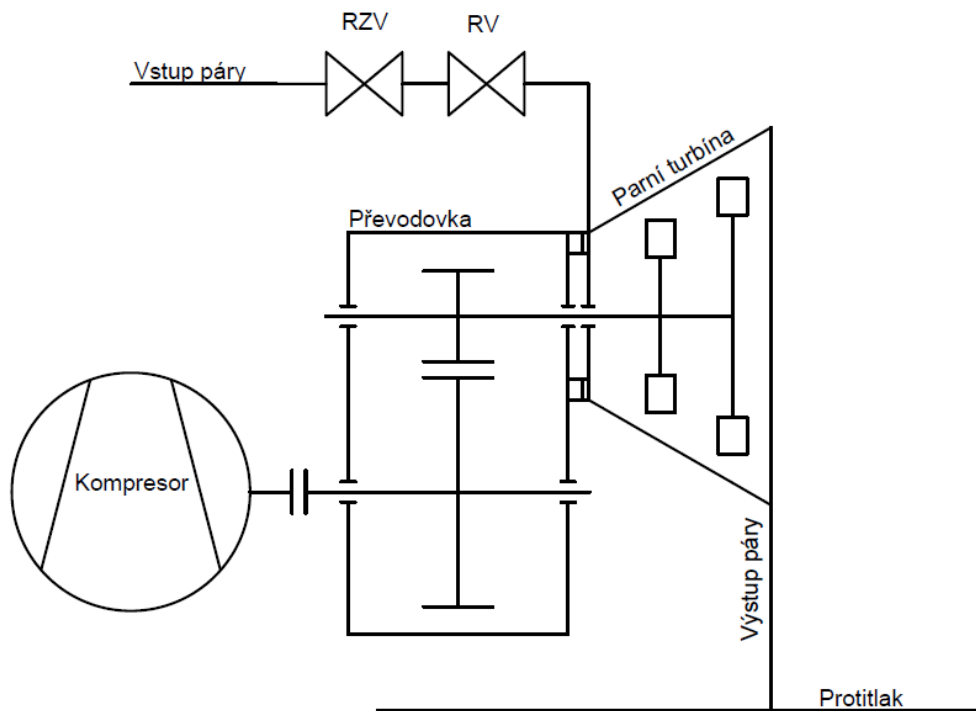
Izoentropický entalpický spád vyplývající ze zadání je $346 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Takový spád by odpovídal obvodové rychlosti $380 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro akční lopatkování a $550 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro reakční lopatkování, pokud by byla turbína jednostupňová. Takové obvodové rychlosti jsou příliš vysoké a ani v jednom případě nemůže být turbína jednostupňová.

Při úvaze dvoustupňové turbíny se zpracovaným izoentropickým spádem na jeden stupeň $173 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ by obvodová rychlost u akčního lopatkování klesla na $270 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (již akceptovatelná rychlost z hlediska pevnosti závěsu) a u reakční lopatkování by klesla na $385 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (stále vysoká rychlost). [12]

Aby bylo možné použít reakční lopatkování, musela by být turbína čtyřstupňová a obvodová rychlost by pak byla $272 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výhodou akčního typu lopatkování oproti reakčnímu není jen v menším počtu stupňů a tím ušetření materiálu, ale také možnost použití parciálního ostříku, který u reakčního typu lopatkování použít nelze. Parciální ostřík v případě potřeby umožňuje prodloužení lopatek prvního stupně. Dále při dvou stupních může být hřídel rotoru turbíny uložena letmo do převodové skříně – jak je popsáno v kapitole 4.1. [12]

Z výše uvedených důvodů je pro toto zadání diplomové práce zvolen akční typ lopatkování se dvěma pracovními stupni turbíny. Zjednodušené schéma navrhovaného turbosoustrojí jde vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 22 Schéma zvolené koncepce PT

6.2 Výpočet prvního pracovního stupně parní turbíny

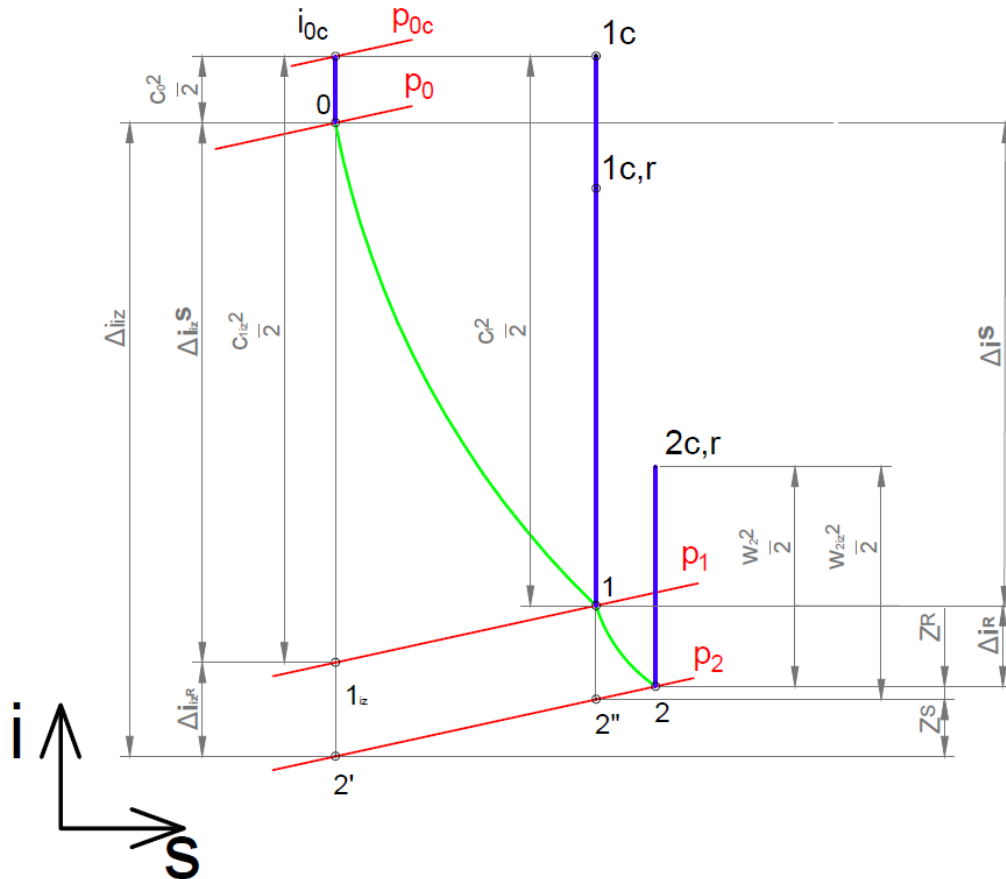
Po předběžném výpočtu v úvodu kapitoly, v kterém byly dopočítány parametry páry na vstupu/výstupu z parní turbíny a hmotnostní průtok páry, byl zvolen typ lopatkování a počet stupňů, následuje detailní výpočet prvního stupně parní turbíny.

Všechny parametry budou počítány jak u prvního, tak druhého stupně na středním průměru lopatkového kanálu a vypočtené hodnoty tak budou vyjadřovat střední hodnoty z veličin, které se po výšce lopatky mění.

Tabulka 4 Znamé a volené parametry pro výpočet prvního stupně protitlakové PT

Znamé veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak páry na vstupu do PT	p_0	12,61	bar
Teplota páry na vstupu do PT	t_0	300	°C
Entalpie páry na vstupu do PT	i_0	3044,7	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entropie páry na vstupu do PT	s_0	7,01	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Měrný objem páry na vstupu do PT	v_0	0,203	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Hmotnostní tok páry	\dot{m}	13,49	$kg \cdot s^{-1}$
Rychlost páry na vstupu do PT	c_0	43,6	$m \cdot s^{-1}$
Volené veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Obvodová rychlost lopatkování	u	265	$m \cdot s^{-1}$
Střední průměr lopatek	D_s	0,5	m
Izoentropický spád 1. ST	Δi_{iz}^{1ST}	175	$kJ \cdot kg^{-1}$
Velikost parciálního ostříku	ε	0,7	-
Vliv parciálního ostříku	ξ_ε	0,85	-
Stupeň reakce	ρ	0,05	-
Rychlostní součinitel pro stator	φ_1	0,95	-
Rychlostní součinitel pro rotor	φ_2	0,92	-
Úhel absolutní rychlosti ze statoru	α_1	13	°
Úhel relativní rychlosti z rotoru	β_2	156	°

Výpočet je proveden podle následujícího i-s diagramu. Indexy v rovnicích budou odpovídat značení použitým v tomto i-s diagramu. Uvedený sled rovnic je totožný s postupem výpočtu. Algoritmus výpočtu je čerpán z literatury [2] a [11].



Obrázek 23 i-s diagram expanze páry v prvním stupni PT

Celkový izoentropický spád stupně

$$\Delta i_{iz,c}^{1ST} = \Delta i_{iz}^{1ST} + \frac{C_0^2}{2} \quad (6.18)$$

Izoentropická entalpie páry v bodě 2' iz

$$i_{2',iz} = i_0 - \Delta i_{iz}^{1ST} \quad (6.19)$$

Tlak páry na výstupu z prvního stupně

$$p_2 = f(i_{2',iz}; s_0) \quad (6.20)$$

Otáčky turbíny

$$n = \frac{u \cdot 60}{\pi \cdot D_s} \quad (6.21)$$

6.2.1 Výpočet statorové části

Izoentropický entalpický spád statoru

$$\Delta i_{iz}^S = \Delta i_{iz,1ST} (1 - \rho) \quad (6.22)$$

Izoentropická entalpie páry v bodě 1_{iz}

$$i_{1,iz} = i_0 - \Delta i_{iz}^S \quad (6.23)$$

Tlak páry v bodě 1_{iz}

$$p_1 = f(s_0; i_{1,iz}) \quad (6.24)$$

Teplota páry v bodě 1_{iz}

$$t_{1,iz} = f(s_0; i_{1,iz}) \quad (6.25)$$

Izoentropická rychlost páry na výstupu ze statoru

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot \Delta i_{iz}^S + c_0^2} \quad (6.26)$$

Přes rychlostní součinitel se dopočítá výstupní rychlost páry ze statoru

$$c_1 = \varphi_1 \cdot c_{1iz} \quad (6.27)$$

Ztráta ve statoru

$$Z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi_1^2) \quad (6.28)$$

Entalpie páry v bodě 1

$$i_1 = i_{1,iz} + Z^S \quad (6.29)$$

Teplota páry v bodě 1

$$t_1 = f(i_1; p_1) \quad (6.30)$$

Entropie páry v bodě 1

$$s_1 = f(p_1; i_1) \quad (6.31)$$

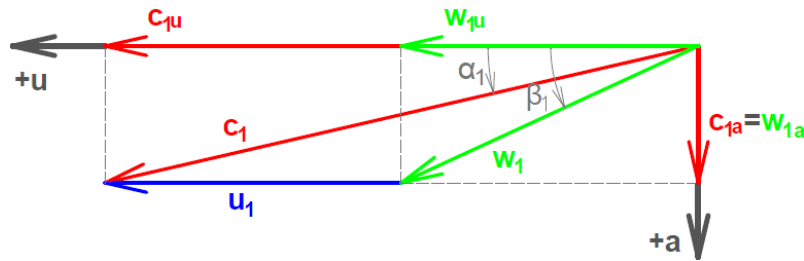
Měrný objem páry v bodě 1

$$v_1 = f(p_1; s_1) \quad (6.32)$$

Výpočet délky statorové lopatky

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (6.33)$$

6.2.2 Výpočet rychlostí páry ve statorové části



Obrázek 24 Rychlostní trojúhelník výstupních rychlostí ze statoru

Z rychlostního trojúhelníku podle obrázku 24 se dopočítají složky jednotlivých rychlostí a relativní rychlost.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (6.34)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (6.35)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad (6.36)$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad (6.37)$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left(\frac{w_{1u}}{w_1} \right) \quad (6.38)$$

Rychlost zvuku za statorem

$$a_1 = f(p_1; s_1) \quad (6.39)$$

Machovo číslo

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a} \quad (6.40)$$

6.2.3 Výpočet rotorové části

Izoentropický entalpický spád rotoru

$$\Delta i_{iz}^R = \Delta i_{iz}^{1ST} \cdot \rho \quad (6.41)$$

Izoentropická relativní rychlost páry na výstupu z rotoru

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^R + w_1^2} \quad (6.42)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z rotoru

$$w_2 = \varphi_2 \cdot w_{2iz} \quad (6.43)$$

Ztráta v rotoru

$$Z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi_2^2) \quad (6.44)$$

Entalpie páry v bodě 2

$$i_2 = i_1 - \Delta i_{iz}^R + Z^R \quad (6.45)$$

Entropie páry v bodě 2

$$s_2 = f(p_2; i_2) \quad (6.46)$$

Teplota páry v bodě 2

$$t_2 = f(p_2; s_2) \quad (6.47)$$

Měrná objem páry v bodě 2

$$v_2 = f(p_2; s_2) \quad (6.48)$$

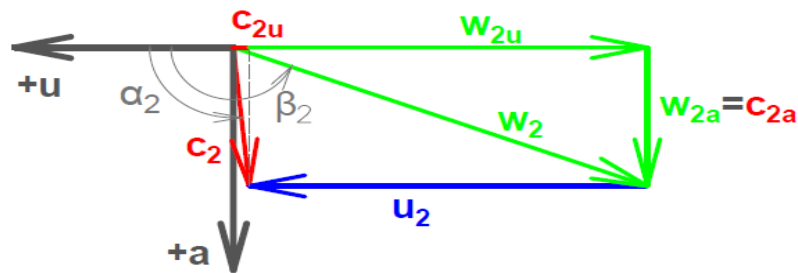
Entalpický spád rotoru

$$\Delta i^R = i_1 - i_2 \quad (6.49)$$

Výpočet délky rotorové lopatky

$$l_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} \quad (6.50)$$

6.2.4 Výpočet rychlostí páry v rotorové části



Obrázek 25 Rychlostní trojúhelník výstupních rychlostí z rotoru

Stejně jako u statoru se podle obrázku 25 dopočítají složky rychlostí, absolutní rychlost, rychlost zvuku a Machovo číslo.

$$w_{2a} = c_{2a} = w_2 \cdot \sin(180 - \beta_2) \quad (6.51)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) \quad (6.52)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad (6.53)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} \quad (6.54)$$

$$\alpha_2 = 90 + \sin^{-1} \left(\frac{c_{2u}}{c_2} \right) \quad (6.55)$$

$$a_2 = f(p_2; s_2) \quad (6.56)$$

$$Mw_1 = \frac{w_2}{a} \quad (6.57)$$

6.2.5 Souhrn výsledků prvního pracovního stupně

V následující tabulce jsou uvedeny výsledné hodnoty veličin prvního stupně.

Tabulka 5 Tabulka výsledných hodnot prvního stupně

$\Delta i_{iz,c}^{1ST}$	176	$kJ \cdot kg^{-1}$	w_{1u}	270,3	$m \cdot s^{-1}$
$i_{2',iz}$	2870	$kJ \cdot kg^{-1}$	w_1	297,2	$m \cdot s^{-1}$
p_2	6	bar	β_1	24,57	°
n	10122	min^{-1}	Δi_{iz}^R	8,75	$kJ \cdot kg^{-1}$
Δi_{iz}^S	166,25	$kJ \cdot kg^{-1}$	$w_{2,iz}$	325,3	$m \cdot s^{-1}$
$i_{1,iz}$	2878,5	$kJ \cdot kg^{-1}$	w_2	299,3	$m \cdot s^{-1}$
p_1	6,24	bar	Z^R	8,13	$kJ \cdot kg^{-1}$
$t_{1,iz}$	213,3	°C	i_2	2894,2	$kJ \cdot kg^{-1}$
$c_{1,iz}$	578,3	$m \cdot s^{-1}$	s_2	7,06	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_1	549,4	$m \cdot s^{-1}$	t_2	220,1	°C
Z^S	16,3	$kJ \cdot kg^{-1}$	v_2	0,37	$m^3 \cdot kg^{-1}$
i_1	2895	$kJ \cdot kg^{-1}$	Δi^R	0,62	$kJ \cdot kg^{-1}$
t_1	221	°C	l_2	0,037	m
s_1	7,04	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	w_{2a}	121,7	$m \cdot s^{-1}$
v_1	0,35	$m^3 \cdot kg^{-1}$	c_{2a}	121,7	$m \cdot s^{-1}$
l_0	0,035	m	w_{2u}	273,4	$m \cdot s^{-1}$
c_{1u}	549,4	$m \cdot s^{-1}$	c_{2u}	8,41	$m \cdot s^{-1}$
c_{1a}	123,6	$m \cdot s^{-1}$	c_2	122	$m \cdot s^{-1}$
w_{1a}	123,6	$m \cdot s^{-1}$	α_2	94	°
a_1	537,6	$m \cdot s^{-1}$	a_2	537,5	$m \cdot s^{-1}$
Ma_1	1,02	-	Mw_1	0,56	-

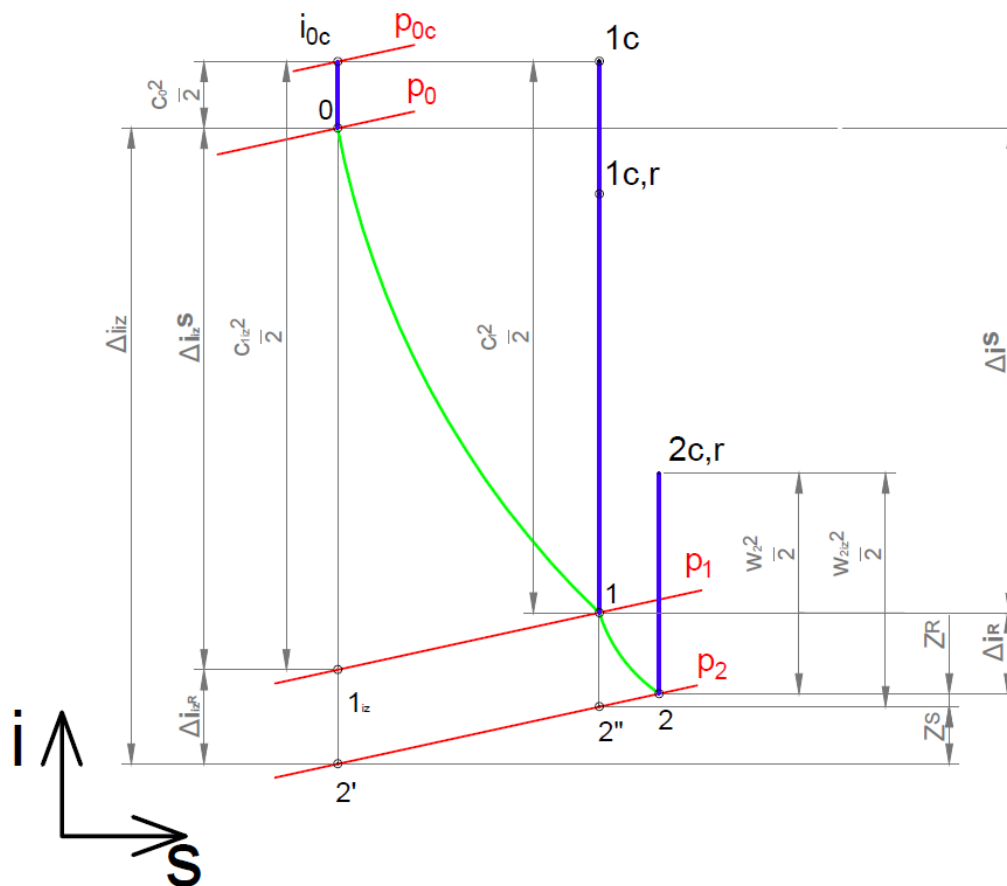
6.3 Výpočet druhého pracovního stupně parní turbíny

Výpočet druhého stupně je téměř shodný s výpočtem prvního stupně. Vstupní parametry pro druhý stupeň navazují na výstupní parametry z prvního stupně. V tabulce níže jsou uvedeny známé a volené veličiny.

Tabulka 6 Známé a volené parametry pro výpočet druhého stupně protitlakové PT

Známé veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak páry na vstupu do 2. ST	p_0	6	bar
Teplota páry na vstupu do 2. ST	t_0	220,1	°C
Entalpie páry na vstupu do 2. ST	i_0	2894,2	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Entropie páry na vstupu do 2. ST	s_0	7,06	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Měrný objem páry na vstupu do 2. ST	v_0	0,369	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Hmotnostní tok páry	\dot{m}	13,49	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost páry na vstupu do 2. ST	c_0	122	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak na výstupu z 2. ST – protitlak	p_2	2,5	bar
Otáčky turbíny	n	10122	min^{-1}
Volené veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Střední průměr lopatkování	D_s	0,51	m
Stupeň reakce	ρ	0,05	-
Rychlostní součinitel pro stator	φ_1	0,95	-
Rychlostní součinitel pro rotor	φ_2	0,92	-
Úhel absolutní rychlosti ze statoru	α_1	13	°
Úhel relativní rychlosti z rotoru	β_2	154	°

Výpočet bude proveden podle následujícího i-s diagramu a indexy v rovnicích budou odpovídat značení v diagramu.



Obrázek 26 i-s diagram expanze páry v druhém stupni PT

V prvním stupni byly spočítány otáčky turbíny, z kterých se dopočítá obvodová rychlost lopatkování na středním průměru druhého stupně

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad (6.58)$$

Izoentropická entalpie páry v bodě 2'

$$i_{2',iz} = f(p_2; s_0) \quad (6.59)$$

Izoentropický spád druhého stupně

$$\Delta i_{iz}^{2ST} = i_0 - i_{2',iz} \quad (6.60)$$

Celkový izoentropický spád stupně

$$\Delta i_{iz,c}^{2ST} = \Delta i_{iz}^{2ST} + \frac{C_0^2}{2} \quad (6.61)$$

Následuje výpočet statorové a rotorové části druhého stupně. Jelikož postup i použité rovnice jsou totožné s postupem a použitými rovnicemi při výpočtu prvního stupně, nebudou znovu uvedeny. Nyní výpočet pokračuje stejně jako v podkapitolách 6.2.1, 6.2.2, 6.2.3 a 6.2.4.

6.3.1 Souhrn výsledků druhého stupně

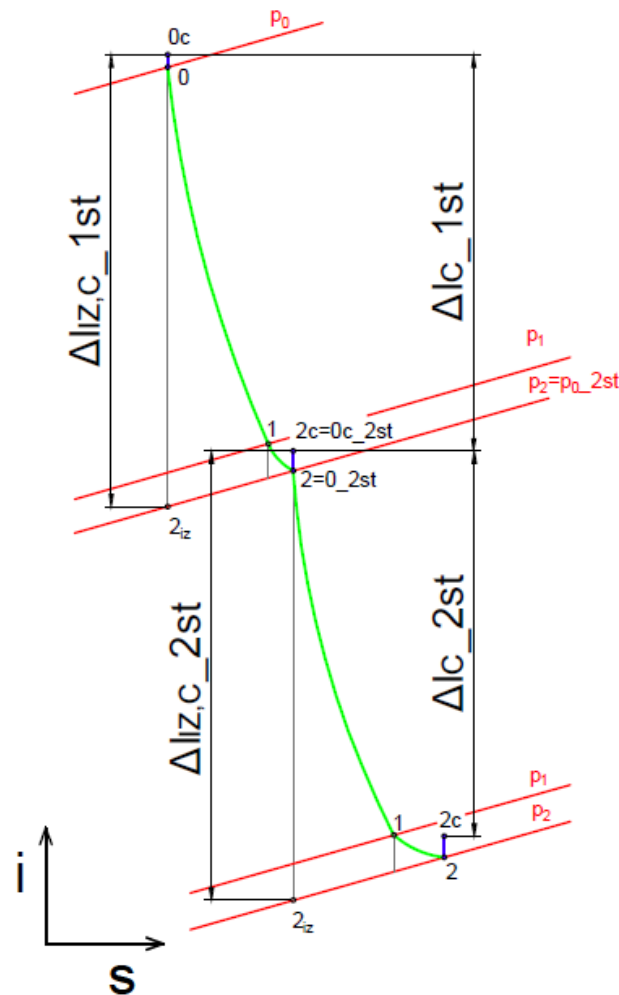
V následující tabulce jsou uvedeny výsledné hodnoty veličin druhého stupně.

Tabulka 7 Tabulka výsledných hodnot druhého stupně

u	270,3	$m \cdot s^{-1}$	w_{1u}	275,5	$m \cdot s^{-1}$
$i_{2,iz}$	2719	$kJ \cdot kg^{-1}$	w_1	303	$m \cdot s^{-1}$
Δi_{iz}^{2ST}	175,16	$kJ \cdot kg^{-1}$	β_1	24,6	°
$\Delta i_{iz,c}^{2ST}$	182,6	$kJ \cdot kg^{-1}$	Δi_{iz}^R	8,76	$kJ \cdot kg^{-1}$
Δi_{iz}^S	166,4	$kJ \cdot kg^{-1}$	$w_{2,iz}$	330,6	$m \cdot s^{-1}$
$i_{1,iz}$	2727,8	$kJ \cdot kg^{-1}$	w_2	304,2	$m \cdot s^{-1}$
p_1	2,62	bar	Z^R	8,4	$kJ \cdot kg^{-1}$
$t_{1,iz}$	133,1	°C	i_2	2744,4	$kJ \cdot kg^{-1}$
$c_{1,iz}$	589,6	$m \cdot s^{-1}$	s_2	7,12	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_1	560	$m \cdot s^{-1}$	t_2	140,2	°C
Z^S	16,95	$kJ \cdot kg^{-1}$	v_2	0,74	$m^3 \cdot kg^{-1}$
i_1	2744,7	$kJ \cdot kg^{-1}$	Δi^R	0,36	$kJ \cdot kg^{-1}$
t_1	140,9	°C	l_2	0,047	m
s_1	7,1	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	w_{2a}	133,3	$m \cdot s^{-1}$
v_1	0,71	$m^3 \cdot kg^{-1}$	c_{2a}	133,3	$m \cdot s^{-1}$
l_0	0,047	m	w_{2u}	273,4	$m \cdot s^{-1}$
c_{1u}	545	$m \cdot s^{-1}$	c_{2u}	3,1	$m \cdot s^{-1}$
c_{1a}	126	$m \cdot s^{-1}$	c_2	133,4	$m \cdot s^{-1}$
w_{1a}	126	$m \cdot s^{-1}$	α_2	91,3	°
a_1	494	$m \cdot s^{-1}$	a_2	494	$m \cdot s^{-1}$
Ma_1	1,13	-	Mw_1	0,62	-

6.4 Závěrečný souhrn výsledků obou stupňů parní turbíny

Na následujícím obrázku jde vidět i-s diagram expanze v obou stupních PT. V diagramu jsou vyznačeny celkové izoentropické a skutečné entalpické spády obou stupňů, z kterých je následně počítána účinnost PT.



Obrázek 27 i-s diagram expanze v obou stupních PT

Rychlostní poměr stupně

$$x = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot \Delta i_{iz}^{ST}}} \tag{6.62}$$

Celková entalpie páry na vstupu do stupně

$$i_{0c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} \tag{6.63}$$

Celková entalpie páry na výstupu ze stupně

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \tag{6.64}$$

Celkový entalpický spád stupně

$$\Delta i_c^{ST} = i_{0c} - i_{2c} \quad (6.65)$$

Termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \frac{\Delta i_c^{ST}}{\Delta i_{izc}^{ST}} \cdot \xi_\varepsilon \cdot 100 \quad (6.66)$$

Výkon stupně

$$P^{ST} = \dot{m} \cdot \Delta i^{ST} \quad (6.67)$$

Celková termodynamická účinnost PT

$$\eta_{tdi} = \frac{\Delta i_c^{1ST} \cdot \xi_\varepsilon + \Delta i_c^{2ST}}{\Delta i_{iz,c}^{1ST} + \Delta i_{iz,c}^{2ST}} \cdot 100 \quad (6.68)$$

Celkový výkon PT

$$P_{PT} = P^{1ST} + P^{2ST} \quad (6.69)$$

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky.

Tabulka 8 Tabulka výsledných rovnic této podkapitoly

První stupeň			Druhý stupeň		
x	0,45	-	x	0,46	-
i_{0c}	3045,7	$kJ \cdot kg^{-1}$	i_{0c}	2901,6	$kJ \cdot kg^{-1}$
i_{2c}	2901,6	$kJ \cdot kg^{-1}$	i_{2c}	2753,3	$kJ \cdot kg^{-1}$
Δi_c^{1ST}	122,5	$kJ \cdot kg^{-1}$	Δi_c^{2ST}	148,4	$kJ \cdot kg^{-1}$
η_{tdi}	70	%	η_{tdi}	81	%
P^{1ST}	1653	kW	P^{2ST}	2002	kW
Celá PT					
η_{tdi}	76				%
P_{PT}	3655				kW

7 Výstupní hrdlo parní turbíny

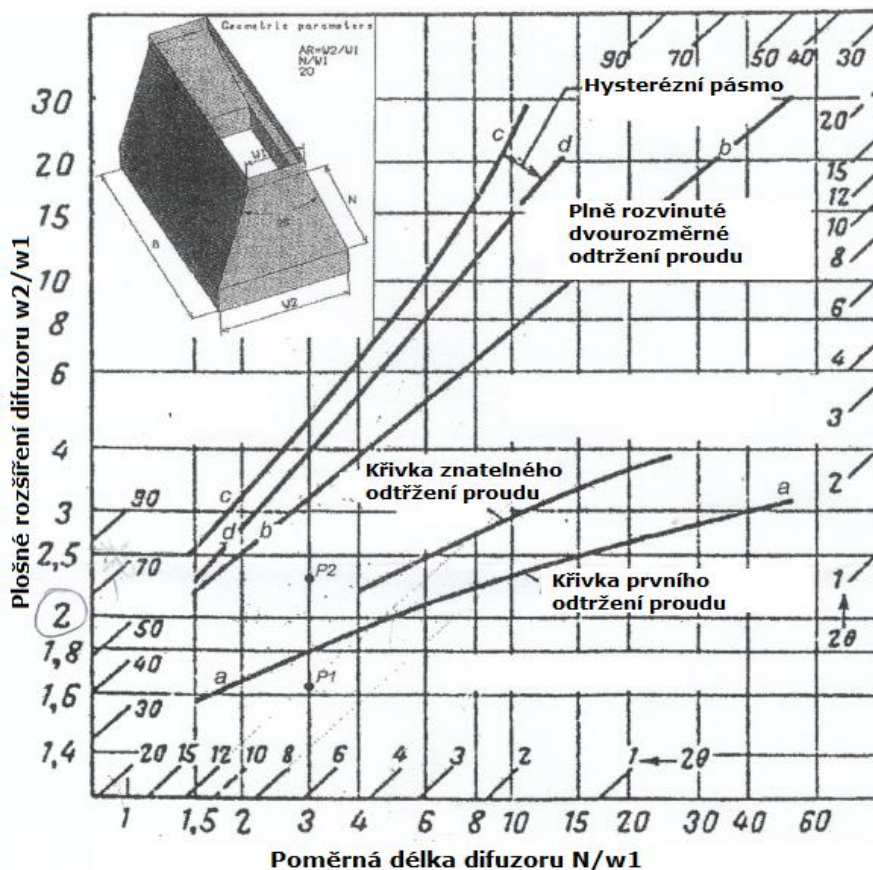
Pára vystupuje z turbíny vysokou rychlostí a nese tak s sebou ještě značnou část kinetické energie označovanou jako ztrátu výstupní rychlosti. Rychlost vystupující páry jde snížit výstupním hrdlem ve tvaru difuzoru.

Difuzor je zařízení, ve kterém dochází k přeměně kinetické energie v tlakovou. U podzvukových rychlostí se jedná o kanál, který se postupně ve směru proudu plošně rozšiřuje. S postupným rozšiřováním kanálu klesá rychlost a narůstá statický tlak. [13]

Použitím difuzorového výstupního hrdla se dosáhne snížení ztráty výstupní rychlosti, což vede ke zvýšení zpracovaného entalpického spádu druhého stupně. Ve výsledku se celková účinnost PT zvýší.

Zdroj [13] uvádí, že ztráta vnitřním třením s úhlem rozšíření difuzoru klesá, ale ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy s úhlem rozšíření difuzoru roste. K odtržení mezní vrstvy dochází v důsledku poklesu celkového tlaku v mezní vrstvě pod statický tlak za difuzorem. Pokud tedy dojde k poklesu tlaku v mezní vrstvě pod statický tlak za difuzorem, dojde ke zpětnému proudění páry podél stěny difuzoru a mezní vrstva se odtrhne od stěny. Celkový tlak v mezní vrstvě klesá v důsledku brždění proudu o stěny difuzoru – ztráta kinetické energie proudu.

K návrhu výstupního hrdla se využije obecná charakteristika difuzoru.



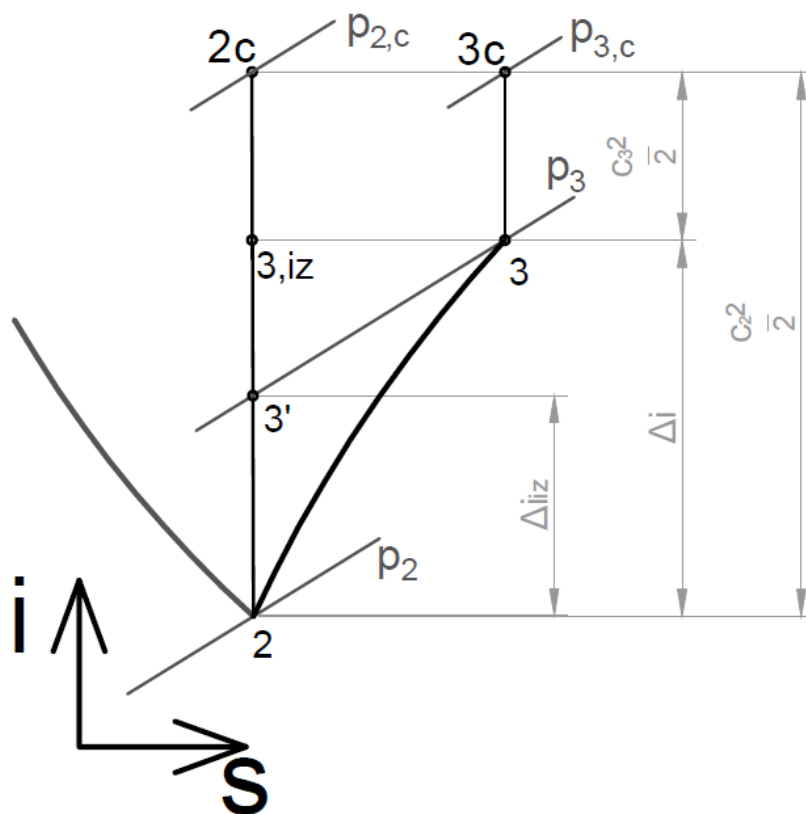
Obrázek 28 Graf obecné charakteristiky difuzoru [12]

Na předchozím obrázku je znázorněn graf obecné charakteristiky difuzoru, kde na vodorovné ose je poměrná délka difuzoru s úhlem rozšíření difuzoru a na svislé ose je poměrné plošné rozšíření difuzoru. Dále je v grafu vyznačeno několik křivek, kde podstatnou je křivka prvního odtržení proudu. Cílem je navrhnout takové rozměry difuzoru, aby se v grafu nacházely na křivce prvního odtržení proudu, nebo v blízké oblasti pod ní.

Při průchodu páry difuzorem dochází ke ztrátám vlivem vnitřního tření páry a třením o stěny difuzoru. Tyto ztráty způsobují nárůst entropie a pokles celkového tlaku. Každý difuzor pracuje s určitou účinností podle následující rovnice. [13]

$$\eta = \frac{\Delta i_{iz}}{\Delta i} \quad (7.1)$$

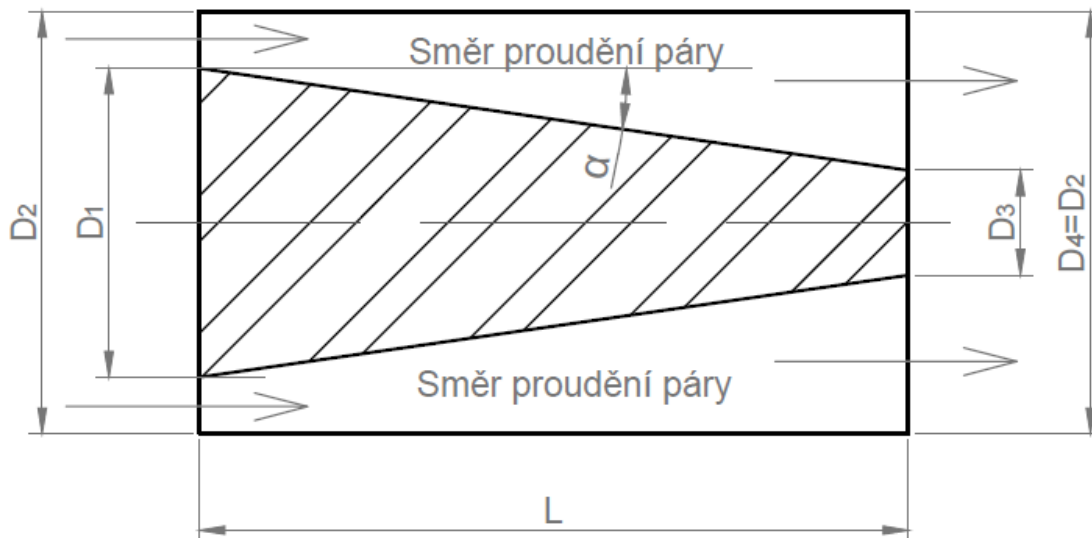
Pro lepší vysvětlení účinnosti difuzoru byl nakreslen následující i - s diagram komprese páry při průchodu difuzorem. V diagramu je výstupní rychlost páry z lopatkování označena jako c_2 a výstupní rychlost páry z difuzoru jako c_3 .



Obrázek 29 Komprese páry při průchodu difuzorem

7.1 Výpočet výstupního hrdla parní turbíny – difuzoru

Výpočet spočívá v návrhu hlavních rozměrů difuzoru a dopočítání výstupních termodynamických veličin a rychlosti. Na následujícím obrázku je zobrazeno schéma provedení výstupního hrdla pro navrženou protitlakovou PT.



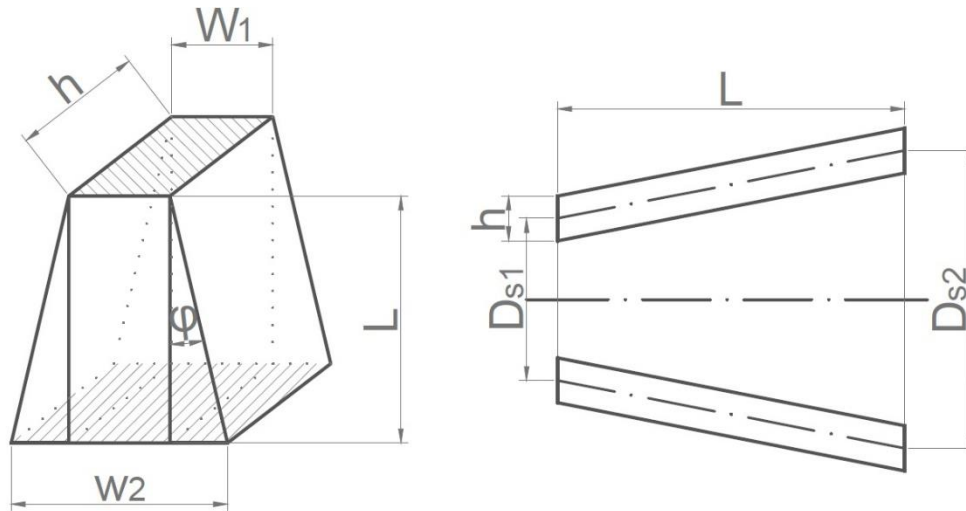
Obrázek 30 Schéma provedení difuzoru – výstupního hrdla PT

V následující tabulce jsou uvedeny vstupní hodnoty pro výpočet hlavních rozměrů difuzoru.

Tabulka 9 Vstupní hodnoty pro výpočet hlavních rozměrů výstupního hrdla PT

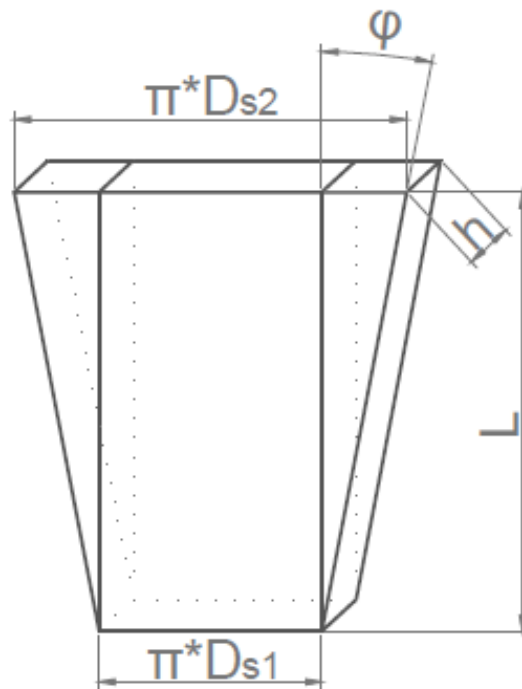
Znamé veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Velký průměr hrdla difuzoru	$D_2 = D_4$	0,56	m
Malý průměr hrdla na vstupu	D_1	0,46	m
Rychlost páry na vstupu	c_i	133,4	$m \cdot s^{-1}$

K výpočtu rozměrů difuzoru bude využita obecná charakteristika difuzoru (dále v této kapitole jen charakteristika). Charakteristika byla vytvořena pro konstantní výšku kanálu h , a proto aby byla zachována fyzikální podstata děje, při kterém byla charakteristika změřena, je nutné kuželový difuzor z obrázku 30 nahradit ekvivalentním kuželovým difuzorem, který má také konstantní výšku kanálu. Na dalším obrázku je vidět tvar difuzoru, pro který byla charakteristika odvozena (vlevo), a tvar ekvivalentního kuželového difuzoru, kterým bude výstupní hrdlo z obrázku 30 pro výpočet nahrazeno (vpravo).



Obrázek 31 Difuzor pro obecnou charakteristiku (vlevo); Ekvivalentní náhrada (vpravo)

Pokud se ekvivalentní kuželový difuzor rozvine do roviny vznikne následující tvar průřezného kanálu, který je shodný s tvarem, pro který byla charakteristika změřena.



Obrázek 32 Rozvinutý ekvivalentní kuželový difuzor

Dále je zpracován výpočet, kterým se zjistí, jaké rozměry bude výstupní hrdlo mít.

Ze známých vstupních průměrů se vypočte střední vstupní průměr a výška kanálu

$$D_{s1} = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (7.2)$$

$$h = \frac{D_2 - D_1}{2} \quad (7.3)$$

Vstupní plocha difuzoru

$$S_1 = \pi \cdot D_{s1} \cdot h \quad (7.4)$$

Nyní se volí hodnota plošného rozšíření a délka difuzoru

$$\frac{\dot{S}_2}{S_1} = \text{Voleno} \quad (7.5)$$

$$L = \text{Voleno} \quad (7.6)$$

Ze zvoleného plošného rozšíření difuzoru se dopočítá výstupní plocha difuzoru a z ní výstupní střední průměr

$$S_2 = \frac{S_2}{S_1} \cdot S_1 \quad (7.7)$$

$$D_{s2} = \frac{S_2}{\pi \cdot h} \quad (7.8)$$

Podle obrázku 32 se dopočítá úhel rozšíření difuzoru

$$\varphi = \text{tg}^{-1} \left(\frac{\pi \cdot (D_{s2} - D_{s1})}{2 \cdot L} \right) \quad (7.9)$$

Poměrné prodloužení difuzoru

$$\frac{N}{W_1} = \frac{L}{\pi \cdot D_{s1}} \quad (7.10)$$

Je třeba opakovat výpočet pro různé kombinace hodnot plošného rozšíření a délky difuzoru, které se volí. Cílem je najít vhodnou kombinaci těchto dvou veličin, tak aby se s dopočítanou poměrnou délkou difuzoru a úhlem rozšíření při vyznačení v charakteristice potkaly v jednom bodě a tento bod ležel na křivce prvního odtržení proudu nebo blízko ní.

Nalezená kombinace určuje hlavní rozměry výstupního hrdla. S takto vypočítanými rozměry nebude docházet k odtrhávání mezní vrstvy od stěny difuzoru, protože difuzor z obrázku 30, který se rozšiřuje radiálně směrem k jeho ose symetrie, je méně zatížený (má menší úhel rozšíření) jak ekvivalentní difuzor rozšiřující se radiálně směrem od osy symetrie.

V následující tabulce jsou uvedeny volené a dopočítané hodnoty hlavních rozměrů difuzoru.

Tabulka 10 Volené a vypočítané hodnoty hlavních rozměrů výstupního hrdla

Volené veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Poměrné rozšíření difuzoru	S_2 / S_1	1,4	-
Délka difuzoru	L	1,2	m
Vypočítané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Vstupní střední průměr difuzoru	D_{S1}	0,51	m
Výška průtočného kanálu	h	0,05	m
Vstupní plocha difuzoru	S_1	0,08	m^2
Výstupní plocha difuzoru	S_2	0,112	m^2
Výstupní střední průměr difuzoru	D_{S2}	0,714	m
Úhel rozšíření difuzoru	φ	14,95	$^\circ$
Poměrné prodloužení difuzoru	N / W_1	0,75	-

Malý výstupní průměr difuzoru

$$D_3 = \sqrt{D_4^2 - \frac{4 \cdot S_2}{\pi}} \quad (7.11)$$

Pomocí rovnice kontinuity dopočítáme i výstupní rychlost z difuzoru

$$c_e = \frac{S_1 \cdot c_i}{S_e} \quad (7.12)$$

V tabulce 11 jsou vstupní hodnoty pro termodynamický výpočet difuzoru.

Tabulka 11 Vstupní hodnoty pro termodynamický výpočet výstupního hrdla PT

Známé veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Malý výstupní průměr difuzoru	D_3	0,413	m
Rychlost páry na výstupu z difuzoru	c_e	95,3	$m \cdot s^{-1}$
Tlak páry na vstupu do difuzoru	p_2	2,5	bar
Entalpie páry na vstupu do difuzoru	i_2	2744,4	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entropie páry na vstupu do difuzoru	s_2	7,12	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Účinnost difuzoru [12]	η	70	%

Nejprve se vypočítá izoentropický tlakový spád difuzoru.

$$\Delta i_{iz} = \frac{c_i^2 - c_e^2}{2} \quad (7.13)$$

Entalpie v bodě 3_{iz}

$$i_{3iz} = i_3 = i_2 + \Delta i_{iz} \quad (7.14)$$

S využitím účinnosti difuzoru se dopočítá skutečný tlakový spád difuzoru

$$\Delta i = \eta \cdot \Delta i_{iz} \quad (7.15)$$

Se skutečným tlakovým spádem dopočítáme entalpii v bodě 3'

$$i_{3'} = i_2 + \Delta i \quad (7.16)$$

Skutečný tlak na konci difuzoru

$$p_3 = f(i_{3'}, s_2) \quad (7.17)$$

Entropie v bodě 3

$$s_3 = f(p_3; i_3) \quad (7.18)$$

Teplota v bodě 3

$$t_3 = f(p_3; i_3) \quad (7.19)$$

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky termodynamického výpočtu difuzoru

Tabulka 12 Výsledky výpočtu difuzoru

Vypočítané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Izoentropický tlakový spád difuzoru	Δi_{iz}	4,36	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie v bodě 3	$i_3 = i_{3,iz}$	2748,7	$kJ \cdot kg^{-1}$
Skutečný tlakový spád difuzoru	Δi	3,05	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie v bodě 3'	$i_{3'}$	2747,42	$kJ \cdot kg^{-1}$
Skutečný tlak na konci difuzoru	p_3	2,54	<i>bar</i>
Entropie na konci difuzoru	s_3	7,12	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplota páry na konci difuzoru	t_3	142,4	$^{\circ}C$

7.2 Vliv výstupního hrdla na účinnost parní turbíny

Díky výstupnímu hrdlu ve tvaru difuzoru byla výstupní rychlost snížena z původních $133 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na $95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá snížení výstupní rychlosti o 29 % a ztrátu výstupní rychlosti o 50 %.

Celková entalpie na výstupu z PT s výstupním hrdlem

$$i_{2,C,VH} = i_2 + \frac{c_e^2}{2} \quad (7.20)$$

Celkový entalpický spád druhého stupně s výstupním hrdlem

$$\Delta i_{C,VH}^{2ST} = i_{0c} - i_{2,C,VH} \quad (7.21)$$

Termodynamický účinnost druhého stupně s výstupním hrdlem

$$\eta_{idi}^{2ST} = \frac{\Delta i_{C,VH}^{2ST}}{\Delta i_{izC}^{2ST}} \cdot 100 \quad (7.22)$$

Výkon druhého stupně s výstupním hrdlem

$$P_{VH}^{2ST} = \dot{m} \cdot \Delta i_{C,VH}^{2ST} \quad (7.23)$$

Celkový výkon PT

$$P_{PT} = P^{1ST} + P_{VH}^{2ST} \quad (7.24)$$

Celková účinnost PT s výstupním hrdlem

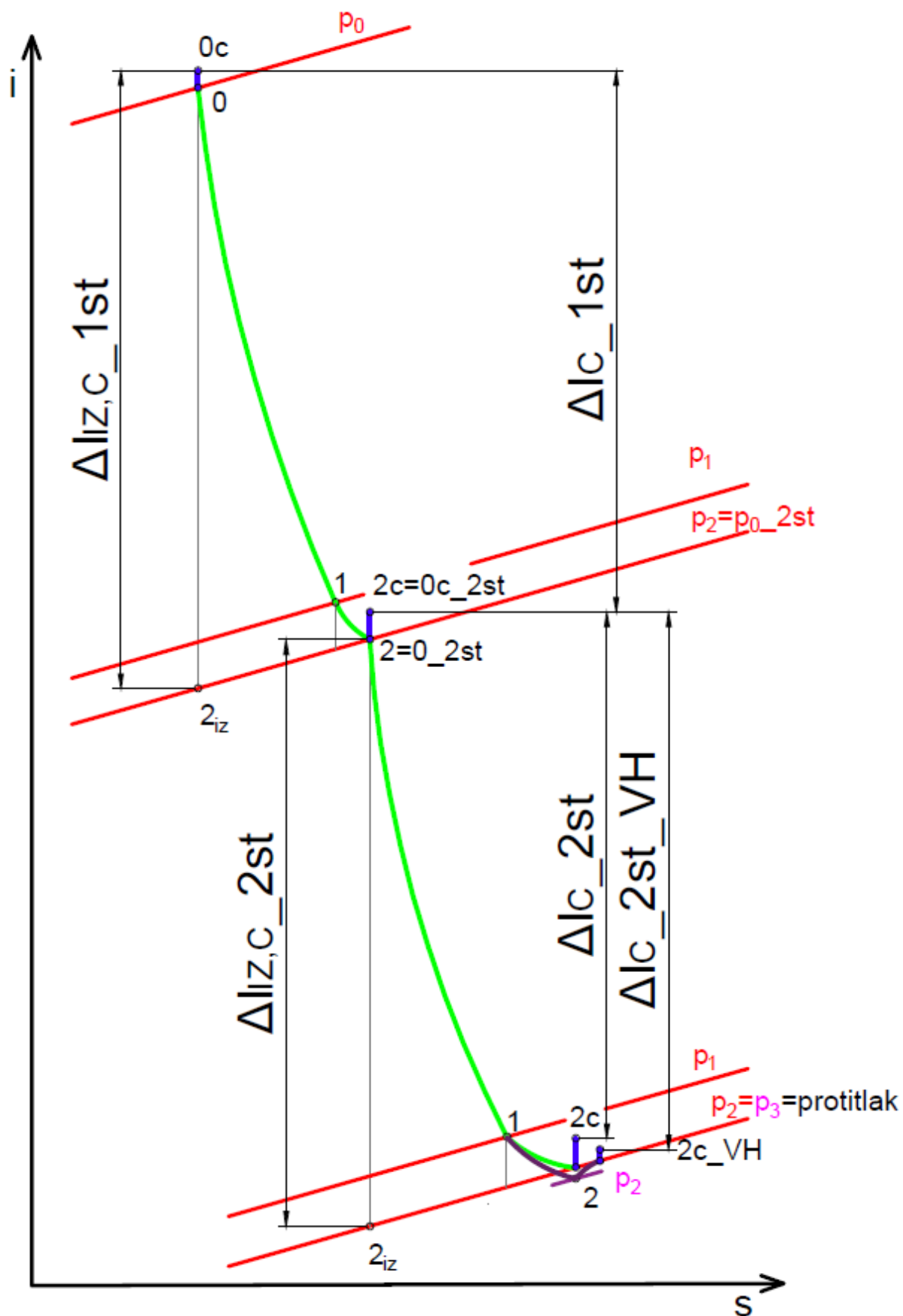
$$\eta_{idi,VH} = \frac{\Delta i_C^{1ST} \cdot \xi_\varepsilon + \Delta i_{C,VH}^{2ST}}{\Delta i_{iz,C}^{1ST} + \Delta i_{iz,C}^{2ST}} \cdot 100 \quad (7.25)$$

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky předchozích výpočtů.

Tabulka 13 Výsledné parametry PT s výstupním hrdlem

Vypočítané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Celková entalpie na výstupu z PT	$i_{2,C,VH}$	2748,9	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Celkový entalpický spád 2. stupně	$\Delta i_{C,VH}^{2ST}$	152,7	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Účinnost 2. stupně PT	η_{idi}^{2ST}	84	%
Výkon 2. stupně	P_{VH}^{2ST}	2061	kW
Celkový výkon PT	P_{PT}	3714	kW
Celková účinnost PT	$\eta_{idi,VH}$	77	%

Výkon parní turbíny se zvýšil o 59 kW a účinnost PT se zvýšila o 1 %. Na následujícím obrázku jde vidět i-s diagram expanze celé PT i s výstupním hrdlem. Lze porovnat entalpické spády s výstupním hrdlem a bez něho.



Obrázek 33 i-s diagram expanze v obou stupních PT s výstupním hrdlem

8 Návrh integrované převodovky

Podle zadání je kompresor navržen na otáčky 7250 min^{-1} . Z tohoto důvodu je zapotřebí navrhnout převodovku s odpovídajícím převodovým poměrem, aby na výstupní hřídeli převodovky byly požadované otáčky pro kompresor.

Jak již bylo dříve zmíněno v předchozí kapitole bude se jednat o integrovanou převodovku, kde hřídel turbíny bude letmo uložena v převodové skříni. Turbína bude na společné hřídeli s pastorkem. Hřídel pastorku bude spojena s rotorem turbíny pomocí centrálního šroubu, kde kroutící moment bude přenášen Hirthovým ozubením umístěném ve spoji hřídele pastorku s rotorem oběžných lopatek parní turbíny.

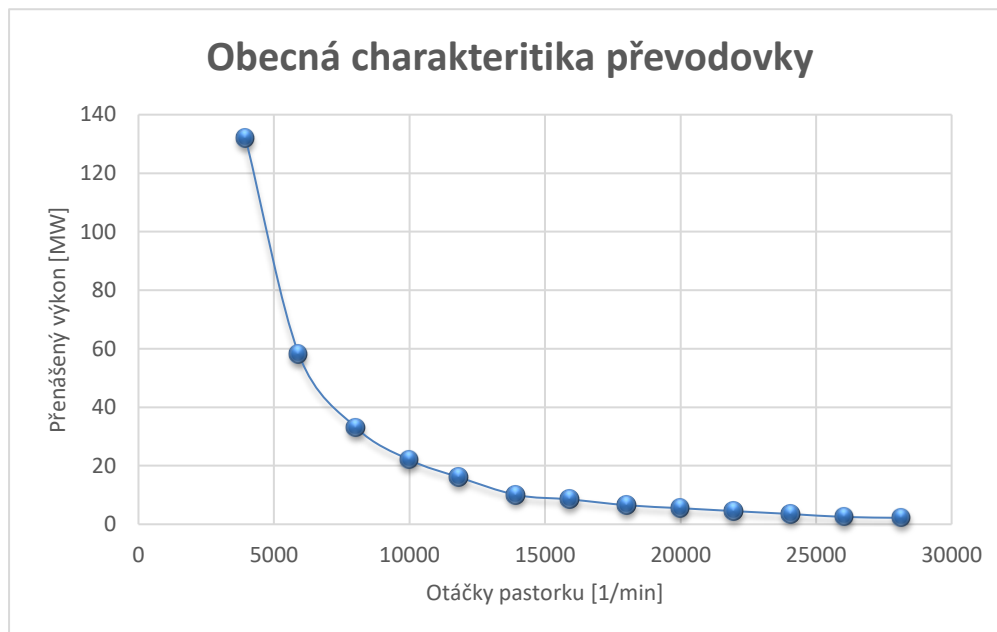
V převodovce bude použito čelní soukolí se šikmými zuby, protože šikmé ozubení snáší vyšší obvodové rychlosti v místě záběru zubů a také zvládá přenést vyšší výkony v porovnání se soukolím s přímými zuby. Nevýhodou šikmého ozubení je vznik axiální síly.

Od společnosti Siemens byla poskytnuta obecná charakteristika převodovky se základními parametry, které by převodovka měla splňovat. V následující tabulce jsou uvedeny parametry, které jsou dány výrobcem a musí být při návrhu dodrženy.

Tabulka 14 Zadané parametry převodovky od výrobce [12]

Zadané veličiny od výrobce	Značka	Hodnota	Jednotka
Max. obvodová rychlost čepu	u_c	80	$m \cdot s^{-1}$
Max. obvodová rychlost v ozubení	u_z	120	$m \cdot s^{-1}$
Max. tlak v ložiscích	$p_{l,max}$	30	<i>bar</i>

Dále je v grafu 2 vykreslena poskytnutá obecná charakteristika převodovky. Pokud se navržená převodovka bude nacházet v oblasti pod křivkou zobrazenou v obecné charakteristice, není s výrobou takové převodovky problém a odpovídá standardním převodovkám běžně vyráběným a prodávaným. Pokud by se však nacházela v oblasti nad křivkou, musela by být převodovka vyrobena na zakázku, což by vedlo ke zvýšení nákladů na výrobu. [12]



Graf 2 Obecná charakteristika převodovky [12]

8.1 Zjednodušený návrh základních rozměrů převodovky

Budou navrženy základní rozměry soukolí a ověřen tlak v ložiscích, zda nepřekračuje dovolený tlak 30 *bar* daný výrobcem. Soukolí je složeno z pastorku a oběžného kola.

V následující tabulce jsou uvedeny veličiny potřebné k zjednodušenému návrhu převodovky.

Tabulka 15 Vstupní veličiny pro návrh převodovky

Vstupní veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Max. obvodová rychlost čepu	u_z	80	$m \cdot s^{-1}$
Max. obvodová rychlost v ozubení	u_Z	120	$m \cdot s^{-1}$
Max. tlak v ložiscích	p_l	30	<i>bar</i>
Výkon PT	P_{PT}	3,71	<i>MW</i>
Otáčky PT	η_{PT}	10122	min^{-1}
Požadované otáčky kompresoru	n_K	7250	min^{-1}
Sklon zubu šikmého ozubení	β	15	°
Úhel záběru v normálním řezu	α_n	20	°
Poměr délky ku šířce ložiska	L/b	0,5	<i>m</i>

Výpočet převodového poměru

$$i = \frac{n_{PT}}{n_K} \quad (8.1)$$

Z rovnice (5.1) pro obvodovou rychlost můžeme vyjádřit a dopočítat průměr z obvodové rychlosti pro ozubení roztečné kružnice pastorku a oběžného kola

$$D_K = \frac{u_Z \cdot 60}{\pi \cdot n_K} \quad (8.2)$$

$$D_p = \frac{u_Z \cdot 60}{\pi \cdot n_{PT}} \quad (8.3)$$

Obdobně pomocí obvodové rychlosti v čepu dopočítáme průměr hnací a hnané hřídele převodovky

$$D_{\dot{\epsilon},PT} = \frac{u_{\dot{\epsilon}} \cdot 60}{\pi \cdot n_{PT}} \quad (8.4)$$

$$D_{\dot{\epsilon},K} = \frac{u_{\dot{\epsilon}} \cdot 60}{\pi \cdot n_K} \quad (8.5)$$

Z průměru kola pastorku a oběžného kola dopočítáme jejich osovou vzdálenost

$$l = \frac{D_K + D_p}{2} \quad (8.6)$$

Kroutící moment vyvinutý hnací hřídelí se dá vypočítat pomocí přenášeného výkonu a otáček PT

$$M = \frac{P_{PT} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{PT}} \quad (8.7)$$

Moment odpovídá síle působící na určitém rameni. Tedy můžeme dopočítat obvodovou sílu, kterou působí pastorek v místě záběrů zubů na oběžné kolo. Tato síla se přenáší na dvě ložiska, a proto je podělena dvěma.

$$F_t = \frac{M}{2 \cdot r_p} \quad (8.8)$$

Vznik axiální síly v soukolí je přímo úměrný tangentu úhlu sklonu zubu

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (8.9)$$

Pro výpočet radiální složky síly působící v soukolí je potřeba dopočítat úhel záběru v čelním řezu

$$\alpha_t = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right) \quad (8.10)$$

Vzniklá radiální síla je úměrná tangentu úhlu záběru v čelním řezu

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t) \quad (8.11)$$

Celková síla působící v soukolí

$$F_C = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} \quad (8.12)$$

Tlak v ložisku pastorku a oběžného kola

$$p_p = \frac{F_C}{D_{\check{c},PT} \cdot L} \quad (8.13)$$

$$p_K = \frac{F_C}{D_{\check{c},K} \cdot L} \quad (8.14)$$

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky výpočtu převodovky

Tabulka 16 Výsledky výpočtu převodovky

Vypočítané veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Převodový poměr	i	1,4	-
Roztečná kružnice oběžného kola	D_K	0,316	m
Roztečná kružnice pastorku	D_p	0,226	bar
Průměr čepu pastorku	$D_{\check{c},PT}$	0,151	m
Průměr čepu oběžného kola	$D_{\check{c},K}$	0,211	m
Osová vzdálenost soukolí	l	0,271	m
Kroutící moment	M	3503	$N \cdot m$
Obvodová síla	F_t	15473	N
Axiální síla	F_a	4146	N
Úhel záběru v čelním řezu	α_t	20,64	$^\circ$
Radiální síla	F_r	5830,4	N
Výsledná síla	F_C	17047	N
Tlak v ložisku pastorku	p_p	15	bar
Tlak v ložisku oběžného kola	p_K	7,6	bar

Tlak v ložiscích je menší než povolený a převodovka se nachází pod křivkou v obecné charakteristice – nebude problém jí zkonstruovat.

9 Konstrukční řešení parní turbíny

Pro zadání této diplomové práce je navržena dvoustupňová protitlaková PT s rovnotlakovým lopatkováním, která je určena pro pohon kompresoru o výkonu 3,5 MW. Součástí PT je integrovaná převodovka, ve které je letmo uložen rotor turbíny. Pára vychází z PT výstupním hrdlem ve tvaru difuzoru, který snižuje ztrátu výstupní rychlosti. V následujících podkapitolách jsou popsány konstrukční úpravy a prvky, jež jsou u PT použity.

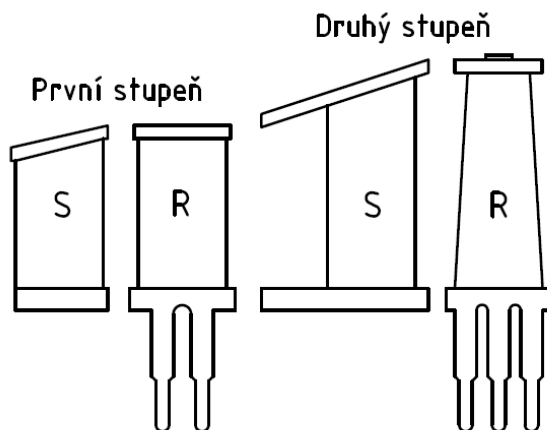
9.1 Úprava průtočných kanálů

V 6. kapitole jsou vypočítané velikosti Machových čísel za statorovou řadou lopatek pro oba stupně. Za statorovou řadou prvního i druhého stupně je rychlost proudu páry nadzvuková – $Ma_1^{1ST} = 1,02$ a $Ma_1^{2ST} = 1,13$. Pokud je Machovo číslo větší jak 1, je rychlost proudící páry vyšší jak rychlost zvuku v daném prostředí. Při $Ma_1 > 1$ je vhodné použít lopatky, které vytvoří průtočný kanál ve tvaru trysky, z důvodu snížení energetické ztráty. Při návrhu této PT byla provedena jiná úprava, která zamezí vzniku nadzvukového proudění páry. Jedná se o úpravu obou statorových průtočných kanálů, které se ve směru proudu rozšiřují. [12]

Z důvodu parciálního ostříku prvního stupně (70 %) byla zvětšena axiální mezera mezi prvním a druhým stupněm, aby došlo k rovnoměrnému promísení páry před vstupem do druhého stupně. Tím se zabrání ovlivnění druhého stupně parciálním ostříkem.

Z důvodu vysoké obvodové rychlosti lopatkování a délky lopatek jsou u druhé oběžné řady použity zkřucované lopatky. Pro uchycení rotorových lopatek je použit vidličkový závěs, který je z pevnostního hlediska pro tyto lopatky a obvodové rychlosti dostačující. [12]

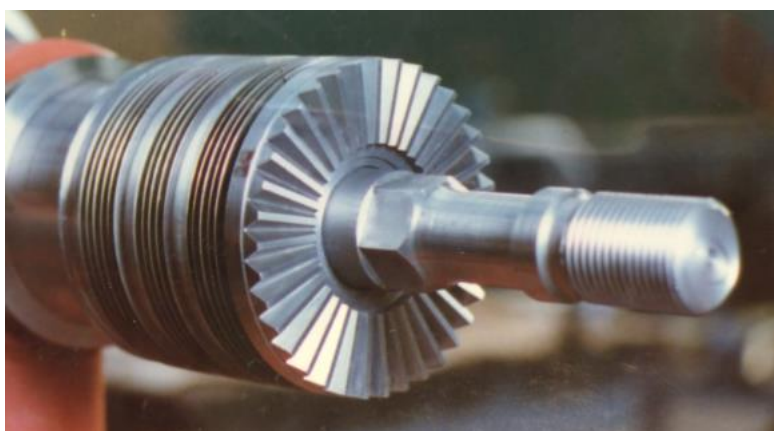
Výše uvedené úpravy průtočného kanálu jsou vidět na dalším obrázku.



Obrázek 34 Navržený průtočný kanál protitlakové PT

9.2 Spojení rotoru PT s pastorkem převodovky

Hnací hřídel převodovky je s pastorkem vyrobena z jednoho kusu materiálu. Ze strany od PT je do čela pastorku vyvrtán otvor se závitem, do kterého je zašroubován centrální šroub. Na centrální šroub je nasunutý rotor PT, který je zajištěn maticí. Dotažení matice je provedeno napínacím zařízením. Matice se bez dotažení našroubuje na závit, poté se na konec závitu nasadí napínací zařízení, které centrální šroub dostatečně předepne. Matice se dotáhne k rotoru PT a napínací zařízení se uvolní. Po uvolnění napínacího zařízení je rotor PT dostatečně upevněn. Kroutící moment je mezi rotorem PT a pastorkem přenášen přes Hirthovo ozubení, které je obrobeno na čele rotoru PT i na čele pastorku. Na následujícím obrázku lze vidět centrální šroub i Hirthovo ozubení. [12]



Obrázek 35 Rotor převodovky s Hirthovým ozubením a centrálním šroubem [12]

Výhodou Hirthova ozubení je přenos vysokého kroutícího momentu při malých zástavbových rozměrech, je odolný proti opotřebení, a hlavně zajišťuje při dilatacích materiálu středění rotoru PT vůči hřídeli převodovky. Veškeré tepelné dilatace probíhají v osách ozubení, a nedochází ke vznikům žádných vůlí. [12]

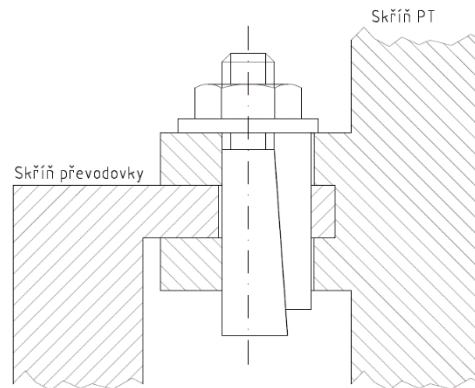
9.3 Skříň parní turbíny a její uchycení k převodovce

Skříň PT je složena ze dvou hlavních částí. Obě části jsou svařované a jsou k sobě staženy přes příruby. Skříň využívá polotovarů tlakového dna a tlakového potrubí. [12]

První část skříně je přichycena k převodovce a je do ní uchycen nosič statorových lopatek prvního stupně. Rotor PT se následně nasouvá na hřídel pastorku současně se statorem druhého stupně. Nepohybuující se části jsou k sobě připevněny pomocí šroubů a drží na první části skříně. Druhou část skříně tvoří dvě vstupní hrdla pro přívod páry a výstupní hrdlo ve tvaru difuzoru pro odvod páry. [12]

Skříň PT je k převodovce připevněna pomocí čtyř úchytů s příčnými klíny. Úchyty jsou umístěny ve svislé a vodorovné ose. Úchyty s příčnými klíny jsou patentem firmy Siemens a zajišťují pevné a souosé uchycení PT k převodovce. Uchycení zajišťuje nezávislost rozdílných tepelných dilatací

mezi skříní PT a převodovkou, přičemž se nemění pevnost uchycení. Uchycení lze vidět na následujícím obrázku. [12]



Obrázek 36 Uchycení skříně PT s převodovce pomoví úchytů s příčnými klíny

9.4 Opěrné kruhy

Opěrné kruhy slouží k přenosu axiální síly z rychloběžné hřídele pastorku na pomaluběžnou hnanou hřídel. Opěrné kruhy jsou součástí soukolí převodovky. Přenos axiální síly přes opěrné kruhy je účinnější jak zachycení axiální síly od PT v ložisku rychloběžné hřídele, protože ztrátový výkon je u přenosu síly přes opěrné kruhy zanedbatelný. Lze vycházet ze vzorce výkonu, kde $P = F \cdot v$. Protože vzájemná rychlost mezi opěrným kruhem a oběžným kolem je velice malá, tak i ztrátový výkon je malý. Na následujícím obrázku jsou opěrné kruhy vyfoceny. [12]



Obrázek 37 Opěrné kruhy [12]

9.5 Radiální kluzné ložiska s naklápěcími segmenty

Radiální kluzná ložiska jsou použita pro uložení hřídelí v převodovce, a to především z důvodu jejich dobrých vlastností. Ložiska s naklápěcími segmenty vykazují nízké ztráty, a především dobré dynamické vlastnosti s ohledem na vysoké otáčky – vysoké obvodové rychlosti. [12]

Závěr

Obsahem této diplomové práce je rešeršní studie týkající se parních turbín a praktická část, která spočívá v návrhu průtočných částí protitlakové parní turbíny pro pohon kompresoru. Praktická část zahrnuje i návrh výstupního hrdla a zjednodušený návrh převodovky. K práci je přiložena výkresová dokumentace, která obsahuje řez parní turbíny s převodovkou a dispoziční výkres soustrojí.

V rešeršní části je vysvětlen princip PT, jejich dělení a začlenění do technologického celku. Rešeršní část je zakončena popisem způsobů, jak lze sestavit soustrojí složené z PT a kompresoru.

Cílem praktické části bylo navrhnout průtočnou část protitlakové PT pro pohon kompresoru o výkonu 3,5 MW tak, aby její termodynamická účinnost byla alespoň 75 %.

Při návrhu se nejprve musela zvolit koncepce PT podle parametrů vyplývajících ze zadání. Zvolena byla dvoustupňová PT s akčním typem lopatkování. Po volbě koncepce následoval výpočet průtočných částí PT. Z důvodu krátkých lopatek prvního stupně, které by činily vysoké ztráty, byl použit parciální ostřík prvního stupně.

Parní turbína byla navržena s účinností 76 % a výkonem 3,5 MW. Z důvodu vysoké rychlosti páry na výstupu z PT bylo navrženo výstupní hrdlo ve tvaru difuzoru. Použitím výstupního hrdla se snížila ztráta výstupní rychlostí a termodynamická účinnost PT vzrostla na 77 %.

Návrh integrované převodovky pro PT byl proveden v souladu s technickými omezeními, které se týkaly obvodových rychlostí v ozubení, obvodových rychlostí v čepu ložisek a tlaku v ložiscích. Zvolena byla převodovka s čelním soukolím se šikmými zuby.

V závěru práce jsou popsány hlavní konstrukční části, které firma Siemens při konstrukci svých PT běžně používá. Jedná se především o spojení rotoru PT s pastorkem pomocí centrálního šroubu a Hirthova ozubení. Dále spojení skříně převodovky se skříní PT přes úchyty s příčnými klíny, kartáčové ucpávky nebo použití opěrných kruhů pro přenos axiální síly z rychloběžné hřídele převodovky na pomaloběžnou hřídel.

Navržená protitlaková parní turbína je díky své vysoké termodynamické účinnosti vhodná pro pohon kompresoru v daném provozu a jistě tak splní očekávání zadavatele.

Použitá literatura

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-720-4346-3.
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2018-03-20]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/19.html>.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj, *Transformační technologie*, 2009-08, [last updated 2018-09-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/11.html>. English version: Turbomachine. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_11.html.
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/23.html>. English version: Heat turbines and turbocompressors. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_23.html.
- [6] KOZÁK, Tomáš. Termodynamika parního cyklu jaderných elektráren. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 52 s., 1 přílohy. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Konstrukce tepelných turbín a turbokompresorů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2016-03-07]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2018-10-29]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/25.html>.
- [9] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [10] Energo: Magazín pro zákazníky a parametry společnosti Siemens z oblasti energetiky. 2013(2).
- [11] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 2. Brno: Editační středisko VUT Brno, 1990. ISBN 80-214-0236-9.
- [12] Interní zdroje firmy Siemens Brno (lopatkování, kartáčové ucpávky, difuzor, Hirthovo ozubení, úchyty s příčnými klíny, opěrné kruhy, ložiska s nakl. segmenty, skříň PT)

- [13] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par difuzory, *Transformační technologie*, 2016-03, [last updated 2018-11-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/41.html>.

Seznam použitých zkratk a symbolů

ZNAČKA	JEDNOTKA	NÁZEV
ρ	$[-]$	Stupeň reakce
x	$[-]$	Rychlostní poměr
$\varphi_{1/2}$	$[-]$	Rychlostní součinitel pro stator/rotor
ξ_{ε}	$[-]$	Vliv parciálního ostříku
ε	$[-]$	Velikost parciálního ostříku
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Měrná entalpie
Δi	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Entalpický spád
s	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná entropie
\mathcal{V}	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Měrný objem
p	$[bar]$	Tlak
t	$[^{\circ}C]$	Teplota
c	$[m \cdot s^{-1}]$	Absolutní rychlost
u	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Relativní rychlost
a	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost zvuku
Ma	$[-]$	Machovo číslo
α	$[^{\circ}]$	Úhel absolutní rychlosti
β	$[^{\circ}]$	Úhel relativní rychlosti

Z	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Ztráta
η	$[\%]$	Účinnost
P	$[W]$	Výkon
M	$[N \cdot m]$	Kroutící moment
F	$[N]$	Síla
n	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok
D	$[m]$	Průměr
S	$[m^2]$	Plocha
$l_{0/2}$	$[m]$	Délka lopatky statoru/rotoru
$C_{M/P}$	$[Kč]$	Cena mech. energie/paliva

Seznam obrázků

Obrázek 1	Stupeň parní turbíny [4]	17
Obrázek 2	Rozvinutý válcový řez akčního stupně a jeho rychlostní trojúhelník [3]	19
Obrázek 3	Rozvinutý válcový řez reakčního stupně a rychlostní trojúhelník; $\rho = 0,5$ [3]	20
Obrázek 4	Rozvinutý vál. řez dvouvěncového Curtisova stupně, rychlostní trojúhelník [3]...	21
Obrázek 5	Porovnání obvodových účinností a zpracovaného spádu jednotlivých stupňů [1] .	22
Obrázek 6	t-s diagram vody a vodní páry [6]	23
Obrázek 7	t-s diagram R-C oběhu PT [7].....	24
Obrázek 8	Zapojení parní turbíny s odběry páry [8]	25
Obrázek 9	Regulace škrcením [8]	27
Obrázek 10	Skupinová regulace výkonu [8]	27
Obrázek 11	i-s diagram expanze v labyrintové ucpávce a schéma labyrintové ucpávky [9]...	28
Obrázek 12	Složení kartáčové ucpávky [12].....	29
Obrázek 13	Rozdělení kompresorů	30
Obrázek 14	Carnotův tepelný oběh v T-s diagramu.....	31
Obrázek 15	První varianta soustrojí	32
Obrázek 16	Druhá varianta soustrojí.....	32
Obrázek 17	Třetí varianta soustrojí	33
Obrázek 18	Axiální řez stupně (vlevo) rozvinutý válcový řez stupně PT (vpravo) [11]	34
Obrázek 19	Expanze v obecném stupni parní turbíny kde $u_1 \neq u_2$	35
Obrázek 20	Rychlostní trojúhelník turbínového stupně [11]	38
Obrázek 21	i-s diagram expanze páry v parní turbíně.....	41
Obrázek 22	Schéma zvolené koncepce PT	44
Obrázek 23	i-s diagram expanze páry v prvním stupni PT	46
Obrázek 24	Rychlostní trojúhelník výstupních rychlostí ze statoru.....	48
Obrázek 25	Rychlostní trojúhelník výstupních rychlostí z rotoru.....	49
Obrázek 26	i-s diagram expanze páry v druhém stupni PT.....	52
Obrázek 27	i-s diagram expanze v obou stupních PT	54
Obrázek 28	Graf obecné charakteristiky difuzoru [12]	56
Obrázek 29	Komprese páry při průchodu difuzorem	57
Obrázek 30	Schéma provedení difuzoru – výstupního hrdla PT.....	58
Obrázek 31	Difuzor pro obecnou charakteristiku (vlevo); Ekvivalentní náhrada (vpravo)	59
Obrázek 32	Rozvinutý ekvivalentní kuželový difuzor	59
Obrázek 33	i-s diagram expanze v obou stupních PT s výstupním hrdlem	64
Obrázek 34	Navržený průtočný kanál protitlakové PT	69
Obrázek 35	Rotor převodovky s Hirthovým ozubením a centrálním šroubem [12]	70
Obrázek 36	Uchycení skříně PT s převodovce pomoví úchyťů s příčnými klíny	71
Obrázek 37	Opěrné kruhy [12].....	71

Seznam tabulek

Tabulka 1 Vstupní parametry pro výpočet parní turbíny	40
Tabulka 2 Volené vstupní parametry pro výpočet parní turbíny	40
Tabulka 3 Výsledky předběžného výpočtu	42
Tabulka 4 Známé a volené parametry pro výpočet prvního stupně protitlakové PT	45
Tabulka 5 Tabulka výsledných hodnot prvního stupně	50
Tabulka 6 Známé a volené parametry pro výpočet druhého stupně protitlakové PT	51
Tabulka 7 Tabulka výsledných hodnot druhého stupně	53
Tabulka 8 Tabulka výsledných rovnic této podkapitoly	55
Tabulka 9 Vstupní hodnoty pro výpočet hlavních rozměrů výstupního hrdla PT	58
Tabulka 10 Volené a vypočítané hodnoty hlavních rozměrů výstupního hrdla	61
Tabulka 11 Vstupní hodnoty pro termodynamický výpočet výstupního hrdla PT	61
Tabulka 12 Výsledky výpočtu difuzoru	62
Tabulka 13 Výsledné parametry PT s výstupním hrdlem	63
Tabulka 14 Zadané parametry převodovky od výrobce [12]	65
Tabulka 15 Vstupní veličiny pro návrh převodovky	66
Tabulka 16 Výsledky výpočtu převodovky	68

Seznam grafů

Graf 1 Graf závislosti entalpického spádu na obvodové rychlosti	43
Graf 2 Obecná charakteristika převodovky [12]	66

Seznam příloh

Příloha 1: VÝPOČTY K DIPLOMOVÉ PRÁCI – EXCELOVSKÉ TABULKY

Příloha 2: ŘEZ PARNÍ TURBÍNY A PŘEVODOVKY – 02_DP_2019_2

Příloha 3: KUSOVNÍK K 02_DP_2019_2 – 04_DP_2019_3

Příloha 4: ŘEZ PARNÍ TURBÍNY – 02_DP_2019_4

Příloha 5: SOUSTROJÍ – 02_DP_2019_5

Příloha 1:

č. řádku	Název veličin	Značka	Číslo rovnice	Hodnota	Jednotka
Zadané hodnoty pro turbínu					
1	Vstupní tlak páry	p_j	-	12,61	bar
2	Vstupní teplota páry	t_j	-	300,00	°C
3	Výstupní tlak páry	p_e	-	2,50	bar
4	Příkon kompresoru = výkon turbíny	P	-	3500,00	kW
5	Otáčky kompresoru	n_k	-	7250,00	1/min
Volené hodnoty					
6	Účinnost turbíny (termodynamická)	η	-	0,75	-
7	Průměr potrubí přivádějícího páru do PT	D_j	2x	0,20	m
8	Průměr potrubí odvádějícího páru z PT	D_e	-	0,50	m
Výpočet expanze v celé turbíně					
9	Vstupní rychlost páry do PT	c_j	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
10	Výstupní rychlost páry z PT	c_e	6.1	43,64	m/s
11	Entalpie páry na vstupu do PT	i_j	6.2	53,85	m/s
12	Entropie páry na vstupu do PT	s_j	6.3	3044,76	kJ/kg
13	Měrný objem páry na vstupu do PT	v_j	6.4	7,01	kJ/kg/K
14	Izoentropická entalpie na vstupu z PT	$i_{e_{iz}}$	6.5	0,20	m³/kg
15	Izoentropický spád turbíny	Δi_{iz}	6.6	2698,94	kJ/kg
16	Skutečný spád turbíny	Δi	6.7	345,82	kJ/kg
17	Entalpie páry na výstupu z PT	i_e	6.8	259,37	kJ/kg
18	Teplota páry na výstupu z PT	t_e	6.9	2785,39	kJ/kg
19	Entropie páry na výstupu z PT	s_e	6.10	159,63	°C
20	Měrný objem páry na výstupu z PT	v_e	6.11	7,22	kJ/kg/K
21	Hmotnostní tok páry	\dot{m}	6.12	0,78	m³/kg
22	Průřez potrubí přivádějícího páru do PT	S_j	6.13	13,49	kg/s
23	Průřez potrubí odvádějícího páru z PT	S_e	6.14	0,06	m²
			6.15	0,20	m²
				49	t/hod

Výpočet prvního a druhého stupně PT		1. Pracovní stupeň		2. Pracovní stupeň		Jednotka
Známe hodnoty	Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
24	Tlak páry na vstupu do PT	-	12,61	6.20	6,00	bar
25	Teplota páry na vstupu do PT	-	300,00	6.47	220,08	°C
26	Entalpie páry na vstupu do PT	6.3	3044,76	6.45	2894,19	kJ/kg
27	Entropie páry na vstupu do PT	6.4	7,01	6.46	7,06	kJ/kg/K
28	Měrný objem páry na vstupu do PT	6.5	0,2032	6.48	0,3693	m ³ /kg
29	Hmotnostní tok páry	6.13	13,49	6.13	13,49	kg/s
30	Rychlost páry na vstupu do PT	6.1	43,64	6.54	122,02	m/s
31	Parciální ostřík	-	0,70	-	1,00	
32	Vliv parciálního ostříku	-	0,85	-	1,00	
33	Tlak na konci pracovního stupně	-	-	-	2,50	
34	Otáčky turbíny	-	-	6.21	10122,25	
Volené hodnoty		č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
35	Obvodová rychlost lopatkování na D_s	-	265,00	6.58	270,30	m/s
36	Střední průměr pro výpočty PT	-	0,500	-	0,510	m
37	Izoentropický spád pracovního stupně	-	175,00	6.60	175,16	kJ/kg
38	Stupeň reakce	-	0,05	-	0,05	-
39	Rychlostní součinitel pro statorovou řadu	-	0,95	-	0,95	-
40	Rychlostní součinitel pro rotorovou řadu	-	0,92	-	0,92	-
41	Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statoru	-	13,00	-	13,00	°
42	Výstupní úhel relativní rychlosti z rotoru	-	156,00	-	154,00	
43	Celkový izoentropický spád prac. stupně	6.18	175,95	6.61	182,61	kJ/kg
44	Izoentropická entalpie v bodě 2'	6.19	2869,76	6.59	2719,03	kJ/kg
45	Tlak na vstupu z pracovního stupně	6.20	6,00	-	2,50	bar
46	Otáčky turbíny	6.21	10122,25	6.21	10122,25	min ⁻¹
47	Obvodová rychlost lopatkování na D_s	-	-	6.58	270,30	m/s
48	Izoentropický spád pracovního stupně	-	-	6.60	175,16	kJ/kg

Výpočet statorové části stupňů		Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
49	Izoentropický spád statoru	Δi_{iz_S}	6.22	166,25	6.22	166,40	kJ/kg
50	Izoentropická entalpie na výstupu ze statoru	i_{1_iz}	6.23	2878,51	6.23	2727,79	kJ/kg
51	Tlak páry v bode 1	p_1	6.24	6,24	6.24	2,62	bar
52	Teplota páry v bode 1_iz	t_{1_iz}	6.25	213,33	6.25	133,10	°C
53	Izoentropická výstupní rychlost ze statoru	c_{1_iz}	6.26	578,28	6.26	589,66	m/s
54	Výstupní rychlost páry ze statoru	c_1	6.27	549,36	6.27	560,17	m/s
55	Ztráta ve statorové části	Z_S	6.28	16,30	6.28	16,95	kJ/kg
56	Entalpie páry v bodě 1	i_1	6.29	2894,81	6.29	2744,74	kJ/kg
57	Teplota páry v bode 1	t_1	6.30	220,87	6.30	140,89	°C
58	Entropie páry v bodě 1	s_1	6.31	7,04	6.31	7,10	kJ/kg/K
59	Měrný objem páry v bodě 1	v_1	6.32	0,35	6.32	0,71	m ³ /kg
60	Délka statorové lopatky	l_0	6.33	0,035	6.33	0,0475	m
Výpočet rychlostí a úhlů ve statoru							
Znamé hodnoty		Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
61	Absolutní výstupní rychlost páry ze statoru	c_1	6.27	549,36	6.27	560,17	m/s
62	Obvodová rychlost lopatkování na D_s	u	-	265,00	-	270,30	m/s
63	Unášivá složka absolutní rychlosti páry	c_{1_u}	6.34	535,28	6.34	545,82	m/s
64	Axiální složka absolutní rychlosti páry	c_{1_a}	6.35	123,58	6.35	126,01	m/s
65	Axiální složka relativní rychlosti páry	w_{1_a}	6.35	123,58	6.35	126,01	m/s
66	Unášivá složka relativní rychlosti páry	w_{1_u}	6.36	270,28	6.36	275,52	m/s
67	Relativní rychlost páry	w_1	6.37	297,19	6.37	302,97	m/s
68	Výstupní úhel relativní rychlosti ze statoru	β_1	6.38	24,57	6.38	24,58	°
69	Výstupní úhel relativní rychlosti z rotoru	β_2	-	156,00	-	154,00	°
70	Rychlost zvuku v daném prostředí	a_1	6.39	537,59	6.39	494,09	m/s
71	Machovo číslo	Ma_1	6.40	1,02	6.40	1,13	-
Výpočet rotorové části		Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
72	Izoentropický spád rotoru	Δi_{iz_R}	6.41	8,75	6.41	8,76	kJ/kg
73	Izoentropická relativní rychlost páry z rotoru	w_{2_iz}	6.42	325,31	6.42	330,61	m/s
74	Relativní rychlost páry na výstupu z rotoru	w_2	6.43	299,28	6.43	304,16	m/s
75	Ztráta v rotorové části	Z_R	6.44	8,13	6.44	8,39	kJ/kg
76	Entalpie páry v bodě 2	i_2	6.45	2894,19	6.45	2744,37	kJ/kg
77	Entropie páry v bodě 2	s_2	6.46	7,06	6.46	7,12	kJ/kg/K
78	Teplota páry v bodě 2	t_2	6.47	220,08	6.47	140,21	°C
79	Měrný objem páry v bodě 2	v_2	6.48	0,37	6.48	0,74	m ³ /kg
80	Skutečný entalpický spád rotoru	Δi_R	6.49	0,62	6.49	0,36	kJ/kg
81	Délka rotorové lopatky	l_2	6.50	0,03723	6.50	0,04704	m

Výpočet rychlostí a úhlů v rotoru		Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
Znamé hodnoty							
82	Relativní rychlost na vstupu z rotoru	w _{2_u}	6.43	299,28	6.43	304,16	m/s
83	Obvodová rychlost lopatkování na D _s	u	-	265,00	-	270,30	m/s
84	Unášivá složka relativní rychlosti páry	w _{2_u}	6.52	273,41	6.52	273,38	m/s
85	Axiální složka relativní rychlosti páry	w _{2_a}	6.51	121,73	6.51	133,34	m/s
86	Axiální složka absolutní rychlosti páry	c _{2_a}	6.51	121,73	6.51	133,34	m/s
87	Unášivá složka absolutní rychlosti páry	c _{2_u}	6.53	8,41	6.53	3,08	m/s
88	Absolutní rychlost páry	c ₂	6.54	122,02	6.54	133,37	m/s
89	Výstupní úhel absolutní rychlosti z rotoru	α ₂	6.55	93,95	6.55	91,32	°
90	Rychlost zvuku v daném prostředí	a ₂	6.56	537,48	6.56	494,03	m/s
91	Machovo číslo	Mw ₁	6.57	0,56	6.57	0,62	-
Shrnutí základních veličin PT		Značka	č. rovnice	Hodnota	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
92	Rychlostní poměr	x	6.62	0,45	6.68	0,46	-
93	Celková entalpie na vstupu do PT	i _{0c}	6.63	3045,71	6.69	2901,63	kJ/kg
94	Celková entalpie na výstupu z PT	i _{2c}	6.64	2901,63	6.70	2753,27	kJ/kg
95	Celkový spád pracovního stupně	Δi _c	6.65	122,47	6.71	148,37	kJ/kg
96	Účinnost pracovního stupně	η	6.66	0,70	6.72	0,81	%
97	Výkon pracovního stupně	P	6.67	1653	6.73	2002	kW
98	Celkový výkon stupňových částí	P _c	6.75		3654,74		kW
99	Celková TD účinnost stupňových částí	η _c	6.74		0,76		%

	Výpočet výstupního hrdla PT - Difuzor	Značka	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
100	Rychlost páry na vstupu do difuzoru	c_j	6.54	133,372	kJ/kg
101	Účinnost difuzoru [12]	η	-	0,700	bar
102	Tlak páry na vstupu do difuzoru	p_j	-	2,500	kJ/kg
103	Entalpie páry na vstupu do difuzoru	i_j	6.45	2744,373	kJ/kg/K
104	Entropie páry na vstupu do difuzoru	s_j	6.46	7,121	°C
105	Teplota páry na vstupu do difuzoru	t_j	6.47	140,205	m
106	Velký průměr difuzoru vstupní = výstupní	D_2=D_4	-	0,560	m
107	Malý průměr difuzoru na vstupu	D_1	-	0,460	-
108	Poměrné plošné rozšíření	s_2/S_1	-	1,400	m ²
109	Vstupní plocha difuzoru	S_1	7.2	0,080	m ²
110	Výstupní plocha difuzoru	S_2	7.3	0,112	m ²
111	Malý průměr difuzoru na výstupu	D_3	7.4	0,413	m/s
112	Výstupní rychlost páry z difuzoru	c_e	7.5	95,266	m
113	Délka difuzoru	L	7.6	1,200	kJ/kg
114	Izoentropický tlakový spád difuzoru	$\Delta_{i_{iz}}$	7.7	4,36	kJ/kg
115	Entalpie páry v bode 3 a 3_iz	i_3=i_3_iz	7.8	2748,73	kJ/kg
116	Skutečný entalpický spád difuzoru	Δ_i	7.9	3,05	kJ/kg
117	Entalpie páry v bodě 3'	i_3'	7.10	2747,42	kJ/kg
118	Skutečný tlak za difuzorem	p_3	7.11	2,54	bar
119	Entropie páry na konci difuzoru	s_3	7.12	7,12	kJ/kg/K
120	Teplota páry na výstupu z difuzoru	t_3	7.13	142,41	°C
121	Celková entalpie páry na výstupu z difuzoru	i_c_VH	7.14	2748,91	kJ/kg
122	Celkový spád 2. stupně s difuzorem (VH)	$\Delta_{i_c_VH}$	7.15	152,72	kJ/kg
123	Účinnost 2. stupně s difuzorem (VH)	η_c	7.16	0,84	-
124	Výkon 2. stupně s difuzorem (VH)	P_VH	7.17	2061	kW
125	Celkový výkon PT s difuzorem (VH)	P_c	7.18	3714	kW
126	Celková účinnost PT s difuzorem (VH)	η_c	7.19	0,77	-
	Iterační výpočet hlavních rozměrů VH	Značka	č. rovnice	Hodnota	Jednotka
127	Vstupní střední průměr difuzoru	Ds1	-	0,5100	m
128	Výška kanálu difuzoru	h	-	0,0500	m
129	Vstupní plocha difuzoru	S1	-	0,0801	m ²
130	Poměrné plošné rozšíření difuzoru	S_2/S_1	-	1,4000	-
131	Výstupní plocha difuzoru	S2	-	0,1122	m ²
132	Výstupní střední průměr difuzoru	Ds2	-	0,7140	m
133	Délka difuzoru	L	-	1,2000	m
134	Úhel rozšíření stěny difuzoru (od osy)	φ	-	14,9511	°
135	Úhel rozšíření stěn difuzoru	2 φ	-	29,9023	°
136	Poměrná délka difuzoru	L/Ds1	-	0,7490	-
					kontrolováno v charakteristice
					kontrolováno v charakteristice

	Výpočet integrované převodovky pro PT	Značka	Rovnice	Hodnota	Jednotka
137	Max. obvodová rychlost v čepu ložiska	u_č	-	80,00	m/s
138	Max. obvodová rychlost v ozubení	u_z	-	120,00	m/s
139	Max. dovolený tlak v ložiscích	p_l	-	30,00	bar
140	Výkon PT	P_PT	7.18	3713,53	kW
141	Otáčky PT	n_PT	6.21	10122,25	1/min
142	Požadované otáčky kompresoru	n_k	-	7250,00	1/min
143	Sklon zubu šikmého ozubení	β	-	15,00	°
144	Úhel záběru v normálním řezu ozubení	α_n	-	20,00	°
145	Poměr délky ku šířce ložiska	L/b	-	0,50	-
146	Převodový poměr soukolí	i	8.1	1,396	-
147	Rozečtná kružnice oběžného kola	D_k	8.2	0,316	m
148	Rozečtná kružnice pastorku	D_p	8.3	0,226	m
149	Průměr čepu pastorku	D_č_PT	8.4	0,151	m
150	Průměr čepu oběžného kola	D_č_K	8.5	0,211	m
151	Osová vzdálenost kol	l	8.6	0,27126	m
152	Krouticí moment	M	8.7	3503,328	N*m
153	Obvodová síla	F_t	8.8	15473,030	N
154	Axiální síla	F_a	8.9	4145,986	N
155	Úhel záběru v čelním řezu	α_t	8.10	20,647	°
156	Radiální síla	F_r	8.11	5830,388	N
157	Celková síla	F_c	8.12	17046,914	N
158	Délka ložiska pastorku	L_p	-	0,075	m
159	Délka ložiska oběžného kola	L_k	-	0,050	m
160	Tlak v ložisku pastorku	p_p	8.13	14,964	bar
161	Tlak v ložisku oběžného kola	p_k	8.14	16,178	bar
162	Účinnost převodovky	η_př	-	98,00	%
163	Celkový výkon vyvedený ke kompresoru	P	-	3639,26	kW