



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH KONSTRUKCE, VÝROBA A OVĚŘENÍ  
ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ MOBILNÍ VODNÍ PIKO  
TURBÍNY**

PORTABLE WATER PICO TURBINE DESIGN, PRODUCTION AND BASIC PARAMETERS VERIFYING

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Ladislav Tománek**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**

**BRNO 2020**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Ladislav Tománek**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Fluidní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

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:

## Návrh konstrukce, výroba a ověření základních parametrů mobilní vodní piko turbíny

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době je pozornost zaměřena nejen na velké zdroje elektrické energie, ale také na zdroje malé až miniaturní. Souvisí to s hledáním a využíváním alternativních zdrojů energie a snahou omezit využívání fosilních paliv. Zdroje elektrické energie o řádové velikosti wattů až desítek wattů, jsou nazývány piko zdroje. Ty sice energetickou situaci nezachrání, ale mají velký význam v případě odloučených sídel, kde není rentabilní přivádět elektrickou síť. Pokud jsou přenosné a jejich instalace je snadná, pak jejich využitelnost ještě roste. Malé vodní piko turbíny jsou zdrojem, ke kterému je možné přivést vodu hadicí a který je v provozu celých 24 hodin, na rozdíl od solárních panelů, či větrných elektráren.

### Cíle diplomové práce:

Návrh trysky před vodním kolem.

Provedení experimentů pro různá nastavení polohy trysky a pro různé průtoky a otáčky vodního kola.

Provedení experimentů pro různou velikost korečků oběžného kola.

Zpracování a vyhodnocení naměřených dat. Určení maximální účinnosti a maximálního výkonu.

### Seznam doporučené literatury:

MACEK, L.: Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

MUNSON, B. R., YOUNG, D. F., OKIISHI, T. H.: Fundamentals of fluid mechanics. John Wiley & Sons, Inc. ISBN 978-0471-67582-2

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## **Abstrakt**

Cíl této diplomové práce je navrhnout, vyrobit a změřit charakteristiky mobilní vodní piko turbíny. Přesněji se jedná o experimentální konstrukci mlýnského kola. V první části této práce je popsána konstrukce a výroba turbíny. Tato část se především zaměřuje na konstrukci mlýnských kol s různými velikostmi korečků a na trysku přivádějící vodu do turbíny. Součástí práce je také CFD simulace tlakové ztráty trysky. Druhá část je zaměřena na zpracování dat, která byla naměřena v laboratoři, včetně určení nejistot. Měření bylo prováděno pro různá nastavení turbíny jako průtok, otáčky, různé tvary kol a různé polohy trysky přivádějící vodu na kolo. Výsledkem experimentu jsou charakteristiky potenciálního, maximálního výkonu a účinnosti.

## **Klíčová slova**

mlýnské kolo, piko turbína, vodní kolo

## **Abstract**

The aim of this diploma thesis is to design, manufacture and measure the characteristics of a mobile water pico turbine. More precisely, it is an experimental construction of a mill wheel. The first part of this document is describing the design and manufacture of the turbine. This part focuses mainly on the construction of water wheels with different sizes of buckets and on the nozzle supplying water to the turbine. There is also a CFD simulation of pressure loss of nozzle. The second part of the thesis is focused on the processing of data that were measured in the laboratory, including the determination of uncertainties. The measurements were performed for different turbine settings such as flow, speed, different wheel shapes and different positions of the nozzle distributing water to the wheel. For individual turbine settings are created characteristics, from which maximum powers and maximum efficiencies parameters are determined.

## **Keywords**

water wheel, pico turbine, low head turbine, mill wheel

## Bibliografická citace

TOMÁNEK, Ladislav. Návrh konstrukce, výroba a ověření základních parametrů mobilní vodní piko turbíny. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124889>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jaroslav Štigler.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci **Návrh konstrukce, výroba a ověření základních parametrů mobilní vodní piko turbíny** vypracoval samostatně, pod vedením doc. Ing. Jaroslava Štiglera, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Olomouci dne 7.června 2020

.....

Bc. Ladislav Tománek

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Jaroslavovi Štiglerovi, Ph.D. za odborné vedení mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval zaměstnancům laboratoře Bronislavovi Kusému, Karlovi Večeřovi a Ing. Martinu Hudcovi za jejich vždy přítomnou ochotu a zkušené rady, kterými přispěli při měření a konstrukci turbíny.



---

## Obsah

Úvod .....	11
1. Turbíny nízkých výkonů.....	13
1.1 Mlýnské kolo .....	15
1.1.1 Kola na horní vodu .....	15
1.1.2 Kola na spodní vodu.....	16
1.2 Peltonova turbína .....	17
1.3 Turbína Turgo .....	18
1.4 Archimedův šroub.....	19
1.5 Turbína Setur .....	20
2. Návrh turbíny.....	21
2.1 Konstrukce a výroba mlýnských kol.....	23
2.2 Konstrukce a výroba trysky .....	25
2.3 Experimentální okruh .....	29
3. Měření.....	32
3.1 Zpracování dat .....	36
3.2 Vyhodnocení.....	39
3.3 Výpočet nejistoty měření .....	44
3.3.1 Nepřímé stanovení nejistoty měrné energie $Y$ .....	46
3.3.2 Nepřímé stanovení nejistoty účinnosti $\eta$ .....	47
3.3.3 Nepřímé stanovení nejistoty měření výkonu $P$ .....	47
4. Diskuse .....	51
Závěr.....	55
Zdroje .....	56
Seznam použitých symbolů.....	58
Seznam obrázků.....	60
Seznam tabulek.....	61
Seznam příloh.....	62



## Úvod

Společně se zvyšujícím se trendem využívání stále více obnovitelných zdrojů elektrické energie, se zvyšuje i proveditelnost využití energií z vodních zdrojů. Tyto zdroje díky svému potenciálně nízkému výkonu nebylo výhodné provozovat. Výkon těchto turbín se pohybuje v řádech desítek až stovek wattů. Takové turbíny se označují jako piko. Jejich možné využití je například v ostrovních sítích, kde mohou být společně s větrnými turbínami a fotovoltaickými panely jediným zdrojem energie. Kolísání a nepravidelnost dodávek energie jsou charakteristické vlastnosti těchto alternativ. To je způsobeno jejich závislostí na aktuálním počasí, nebo denní době. Oproti těmto alternativám má vodní turbína výhodu malé závislosti na počasí. Výkon může být při dostatku vody delší dobu neproměnlivý. Tato pozitivní vlastnost snižuje potřebu energii v systému akumulovat. Což má za následek snížení pořizovacích i udržovacích nákladů celého systému. Velkou nevýhodou tohoto zdroje energie je nutnost vhodných geografických podmínek.

Další potenciální využití těchto turbín se ukazuje v průmyslových provozech, kde snižují energetickou spotřebu tím, že využívají zbytkovou energii. Jedná se například o čističky odpadních vod, chladicí okruhy elektráren, odkaliště, rybníky, sádky apod. Většina takto vyrobené energie bývá často rovnou spotřebována v přilehlém technologickém procesu.

V roce 1930 bylo při inventarizaci napočítáno 11 785 malých vodních elektráren na území Československa. V důsledku znárodnění a změny energetické strategie, která se soustředila především na velké zdroje energie, bylo v roce 1950 ve správě ČEZu v provozu 4 392 hydroelektrických zdrojů energie. V této době docházelo k rušení malých vodních elektráren, přičemž ČEZ si ponechal 152 větších. Část zbylých elektráren byla ponechána v držení průmyslovým podnikům, družstvům a podobně, kde byla většina z nich postupně časem zrušena. Po roce 1990 byly opět některé vodní elektrárny uváděny do provozu. Především se jednalo o staré mlýny. Výjimkou nebyla ani stavba nových elektráren na dosud nevyužitých tocích. V roce 2013 počet vodních elektráren s výkonem pod 10 MW dosahoval 1467. Přičemž se nejvíce stavěly především vodní elektrárny s výkonem do 1 MW. Tyto čísla svědčí o možném potenciálu vodních zdrojů, které jsou na našem území nevyužité. Pro méně výkonné nevyužité zdroje by bylo vhodné použít piko turbínu. [1]

Cílem této diplomové práce je navrhnout a vyrobit turbínu o nízkém výkonu. Jedná se o experimentální mlýnské kolo. Pro distribuci vody na korečky využívá trysku, vytvořenou za pomoci technologie 3D tisku. Dalším cílem je měřením prozkoumat vliv změny velikosti korečků a polohy trysky na vlastnosti turbíny. Těmito vlastnosti jsou účinnost turbíny a její výkon. Dále je cílem nalezení parametrů pro danou polohu trysky, při kterém má turbína nejvyšší výkon, respektive účinnost. Tyto výsledky by mohly sloužit pro návrh většího a výkonnějšího kola podle konkrétních parametrů individuálního vodního zdroje.

Návrh částečně vychází z již vyrobeného kola, které je umístěno v laboratořích. Průměr navrhovaného kola by se měl co nejvíce blížit hodnotě 300 mm. Průměr kola vychází z počtu korečků a z velikosti korečků, které jsou umístěny po obvodu. Celkem jsou navrženy tři kola s vnějšími průměry korečků 75 mm, 50 mm a 25 mm. Jedním z požadavků je, aby turbína byla mobilní. Voda je do turbíny přiváděna hadicí, kterou lze jednoduše demontovat. To společně

s celkovou konstrukcí turbíny zaručí jednoduchou přepravu a instalaci. Dalším požadavkem je, aby bylo možné kola vyrobit z běžně dostupných materiálů. [2]

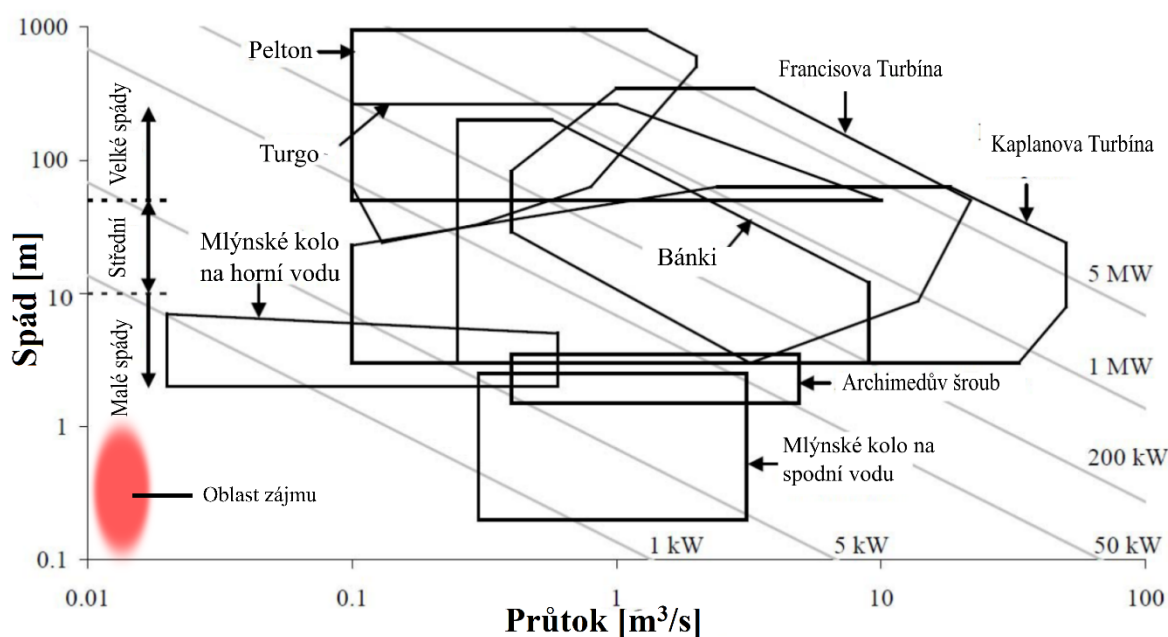
## 1. Turbíny nízkých výkonů

K využití velmi malých zdrojů vodní energie jsou vhodné turbíny, které mají svou konstrukci jednoduchou a levnou na výrobu. Potenciální výkon takových zdrojů je menší než 5 kW. Pro turbíny těchto výkonů se používá označení piko (tabulka 1). Výkon navrhované turbíny v této diplomové práci je mnohem nižší, a to v řádech desetin až jednotek wattů (obrázek 1 červeně zvýrazněná oblast). Potenciální využití těchto turbín je v ostrovních systémech. Tyto systémy nejsou například kvůli své odlehlosti připojeny do rozvodné sítě. Další potenciální nachází v průmyslových provozech, kde jsou využívány ke snížení energetické náročnosti nějakého technologického procesu. Takto vyrobená energie je často rovnou spotřebována v přilehlém procesu. Příkladem jsou čistírky odpadních vod, úpravný vod do různých energetických procesů, odkalovací nadrž, ale také sádky a rybníky.[3] [4] [5]

Označení	Výkon turbíny
Velká	nad 100 MW
Střední	15 - 100 MW
Malá	1 - 15 MW
Mini	100 kW - 1 MW
Micro	do 100 kW
Pico	méně než 5 kW

*Tabulka 1 Rozdělení vodních turbíny podle výkonu [4]*

V častém případě jsou tyto turbíny společně s větrnou turbínou, nebo solárními panely jediným zdrojem elektrické energie v systému. Z důvodu konkurenceschopnosti vůči těmto alternativám je důležité, aby tyto vodní turbíny byly levné a nenáročné na výrobu a údržbu. Výkon vodní turbíny není přímo závislý na počasí, nebo denní době jako je tomu u zmíněných alternativ. Při použití vodní turbíny se snižuje potřeba vyrobenou energii v systému akumulovat a tím se snižuje i pořizovací a udržovací cena celkového systému.



*Obrázek 1 Vhodné rozsahy použití vybraných vodních turbín [5]*

Často využívaným typem turbín pro tento výkonnostní rozsah jsou turbíny rovnotlaké. Například Bánkiho turbína, nebo pro tento spád upravené turbíny Peltonovi a Turgo. Kvůli jednoduchosti konstrukce jsou často využívány i stroje historicky prověřené. Jedná se o Archimédův šroub nebo různé typy mlýnských kol. Pro nízké spády jsou také vhodné některé přetlakové turbíny. Mezi ně se řadí Kaplanova turbína. Ta díky své složitější konstrukci, která vyžaduje rozvaděč a mechanismus natáčení lopatek, může být v některých případech dražší než její alternativy. Disponuje však širším rozsahem průtoků, ve kterých je jí možno provozovat. Další vhodnou lopatkovou přetlakovou turbínou je turbína vírová, která na rozdíl od Kaplanovi turbíny nepotřebuje rozvaděč. Navíc často pracuje při vyšších otáčkách, a tak může být připojena přímo na generátor. Tato jednodušší konstrukce snižuje náklady na pořízení a údržbu stroje. Další skupinou vhodných turbín jsou turbíny přetlakové bezlopatkové. Řadí se mezi ně Teslova turbína, která využívá ulpívání kapaliny na stěnách rotoru turbíny. Dalším zástupcem této skupiny je Sedláčková turbína (Setur), ve které se odvaluje rotor uvnitř konfuzoru, přičemž využívá principu hydrodynamického paradoxu. Vybrané turbíny pro potenciálně velmi nízké výkony jsou podrobněji popsány dále. [6] [7]

U turbíny s výkony řádově desítky až stovky wattů nemusí být vždy prioritou účinnost, ale výkon. Pročež u ostrovních systémů nebývá často využito celého potenciálu zdroje. V této síti se vyrábí pouze to, co se přímo spotřeobvává a energie se neakumuluje. Z tohoto důvodu postačí využít pouze část vydatnosti zdroje. Pro takový případ jsou klíčové faktory pořizovací a udržovací cena, životnost a výkon.

## 1.1 Mlýnské kolo

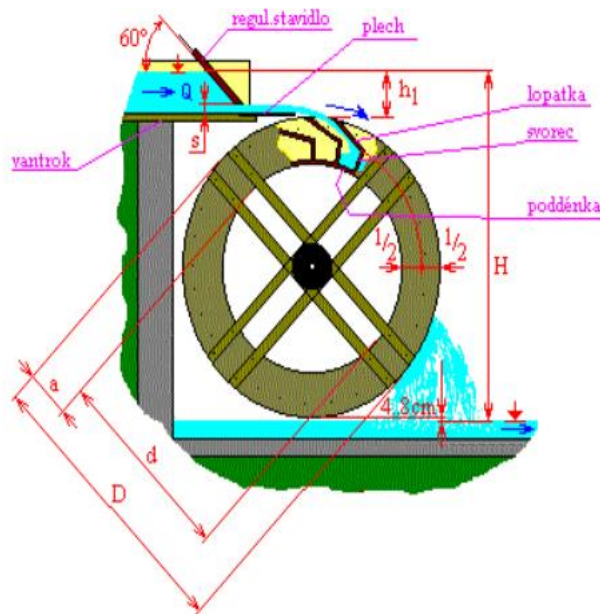
Mlýnské kolo bylo v historii jediným zdrojem mechanické energie vyjma lidských a zvířecích svalů. Kolo popsal už římský učenec Plinius, který se narodil 132 let před naším letopočtem. Mlýnská kola měla využití nejen v mlýnech, ale i v hamrech, pro pohon čerpadel a pil. V pozdějších letech byla využívána jako pohon vrtáků pro vrtání děl. [4]

Mlýnská kola se dají rozdělit podle konstrukce na kola lopatková a na kola korečková. Korečky jsou jakési nádoby, které mohou být naplněny vodou. Další rozdělení je podle druhu přívodu vody. Mlýnská kola na spodní vodu jsou lopatková kola, na které je voda přiváděna zespodu a voda protéká spodní částí kola (pod osou rotace). Kola na horní vodu jsou většinou kola korečková. Voda je na tyto kola přiváděna za pomoci žlabu nad samotné kolo a protéká horní částí kola (nad osou rotace). Směr otáčení těchto kol je opačný než u kol na spodní vodu. Kola na horní vodu mají obecně vyšší účinnost, ale jsou náročnější na konstrukci. Je třeba pro ně vybudovat náhon a vytvořit žlab. Volba druhu konstrukce je závislá na vodním spádu a průtoku. Kola na horní vodu jsou obecně vhodnější pro vyšší spády. Určitým kompromisem jsou kola na střední vodu, do kterých je voda přiváděna do střední části a proudí pod kolem (pod osou rotace). Taková kola mají stejný směr rotace jako kola na spodní vodu. [8] [4]

### 1.1.1 Kola na horní vodu

Voda je do těchto kol přiváděna korytem, ze kterého je naváděna do korečků. Samotné koryto je umístěno nad kolem, tak aby vodní paprsek dopadal do nejvyššího bodu mlýnského kola. Vodní paprsek plní korečky a změnou hybnosti vody silově působí na stěny korečku a vytváří kroutící moment na hřídeli. Po naplnění korečku voda svou vahou působí na stěny a tento kroutící moment ještě zvyšuje. Mechanická energie na hřídeli tedy pochází částečně z kinetické a částečně z potenciální energie vody. [8]

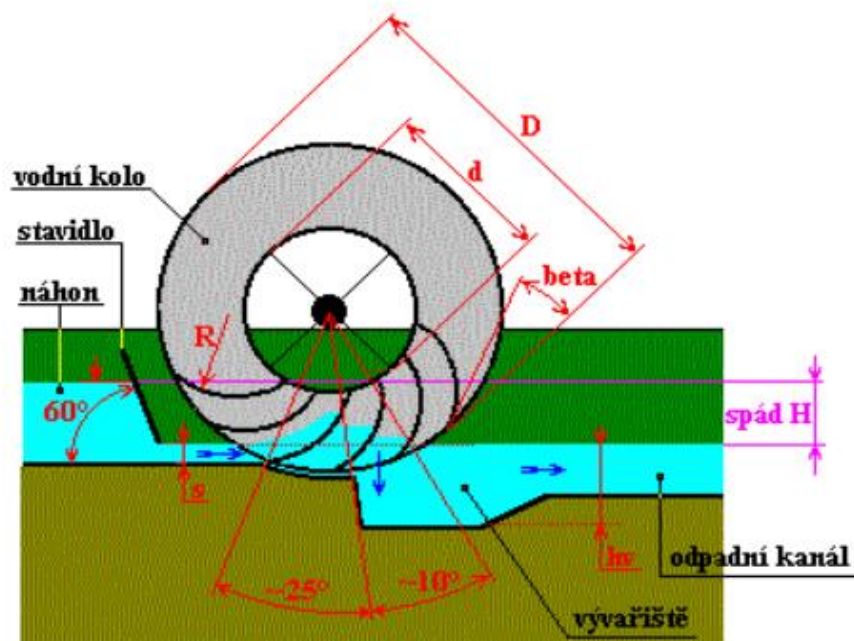
Mlýnské kolo na horní vodu se sestává z korečků, které jsou umístěny po obvodu konstrukce kola. Spodní část kola by se měla nacházet těsně nad hladinou. Maximální spád se uvádí 10 m s výkonem až 70 kW. Při potřebě vyšších výkonů, nebo větších spádů se umísťuje několik kol kaskádově za sebe. Voda přiváděná na korečky turbíny by měla mít dvojnásobnou rychlost než obvodová rychlost kola, aby se korečky stihly naplnit. [8]



Obrázek 2 Mlýnské kolo na horní vodu [8]

## 1.1.2 Kola na spodní vodě

Tyto kola se řadí mezi kola lopatková, která využívají kinetickou energii vody. Po obvodu vodního kola jsou připevněny lopatky. Tvar těchto lopatek může být rovný nebo zakřivený. Spád na kolo je až 2 metry. Přívod vody ke kolu může být řešen několika způsoby. U Ponceletova kola (obrázek 3), které v roce 1826 vynalezl Jeanem Victor Poncelent, je voda přiváděna kanálem. Před samotným kolem je v kanále umístěno stavidlo. Voda unikající pod stavidlem proudí na zakřivené lopatky vodního kola, kde částečně mění svůj směr a proudí vzhůru. Tím transformuje část kinetické energie na energii potenciální. To způsobí rozložení síly působící na lopatky kola do delšího časového úseku a tím sníží rázy a víření. Otáčky kola a tvar lopatek jsou voleny tak, aby výstupní absolutní rychlost z kanálu měla čistě vertikální složku. Další možností je kolo umístit přímo do proudu řeky. Jednou z variant, jak lopatky kola umístit do tekoucí řeky je samotné kolo instalovat na loď, která se nachází v proudu řeky. Těmto lodím se říká lodní mlýny. Jejich výhodou je, že loď klesá společně s hladinou a tím je zachována hloubka ponoření lopatek kola. Loď se také mohly dle potřeby přepřavit a ukotvit na jiné místo.[9]



Obrázek 3 Ponceletovo vodní kolo [9]



## 1.2 Peltonova turbína

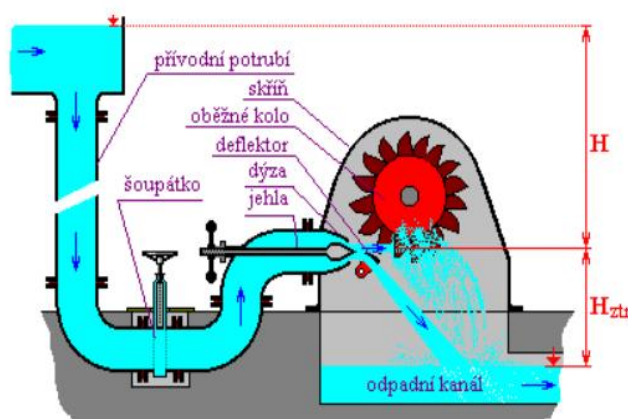
Peltonovu turbínu je vhodné použít v oblastech s vysokým vodním spádem. Spád se udává od 30 do 1000 metrů v rozsahu průtoků 0,1 l/s až 11 000 l/s. Jsou ale i případy s vyššími spády. Účinnost turbíny se při těchto parametrech pohybuje od 82 % až do 96 %. Tento typ turbín je také často používán jako piko turbína s výkonem několika wattů. Experimentální Peltonova piko turbína, která je zobrazena na obrázku 4, dosahovala účinnosti 26 % při výkonu 30,4 W. Tato turbína byla výkonnostně i částečně konstrukčně velmi podobná turbíně, kterou se zabývá tato diplomová práce. Při její výrobě bylo rovněž z části využito 3D tisku. Přívod vody k turbíně byl také vyřešen za pomoci 3/4" hadice. [5][10]



Obrázek 4 Experimentální Peltonova piko turbína [10]

Peltonova turbína (obrázek 5) se řadí mezi rovnotlaké turbíny s parciálním tangenciálním ostřikem. Voda je k turbíně přiváděna potrubím, ze kterého je následně roz distribuována na jednotlivé trysky. Turbína může být ostřikována až osmi tryskami. V trysce se tlaková energie vody transformuje do pohybové energie vody vodního paprsku, který vstupuje do prostoru s atmosférickým tlakem. Tryska je vybavena jehlou, kterou je možno regulovat průtok. Tato jehla se vysouvá a zasouvá a tím se mění výstupní průřez trysky. Paprsek je z trysky naveden tangenciálně na korečky turbíny, které jsou umístěny po obvodu kola. Pro případnou potřebu odklonění vodního paprsku od Peltonova kola je konstrukce vybavena deflektorem. Deflektor je zařízení, které se v případě potřeby vysune do proudu a tím změní jeho směr. To může nastat v případě fázování stroje, nebo při náhlém odpojení generátoru od sítě. Následně neodklonění paprsku by mělo za následek roztočení turbíny na průběžné otáčky, při níž by turbína mohla být poškozena.

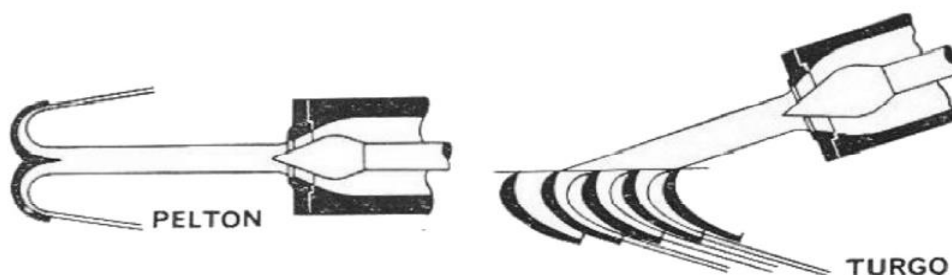
Tvar korečku je navržen s ohledem na otáčky, průtok a průměr kola tak, aby maximálně absorboval hybnost vodního paprsku. Teoretický poměr obvodové rychlosti kola a absolutní rychlosti paprsku by byl nejvýhodnější 0,5 (výstupní absolutní rychlost je nulová). V takovém případě by ale voda nebyla schopna opustit prostor mezi korečkami. Absolutní výstupní rychlost vody opouštějící koreček by v ideálním případě měla mít rychlost do strany tak, aby odtékající voda nezasáhla následující koreček. Z důvodů minimalizace axiální síly je voda vystupující z korečku rozdělena na dvě stejné části. Výstupní rychlosti těchto částí paprsku jsou stejně velké, ale opačně orientované.



Obrázek 5 Schéma Peltonovi turbíny [12]

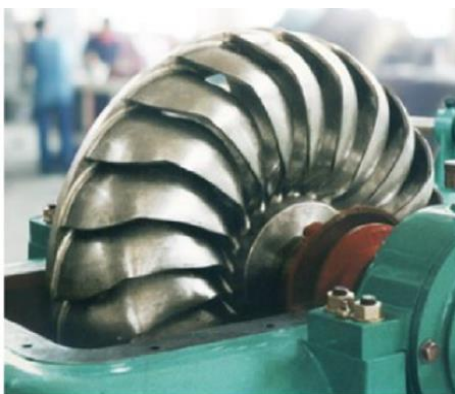
## 1.3 Turbína Turgo

Tato Turbína byla patentována v roce 1919 Ericem Crewdsonem. Jedná se o turbínu rovnotlakou, která generuje kroutící moment podobně jako Peltonova turbína, a to změnou hybnosti vodního paprsku dopadajícího na korečky (obrázek 6). Tento typ turbín je díky své robustnosti a jednoduché konstrukci vhodný do odlehlých oblastí bez připojení rozvodné sítě. Je také vhodný pro piko provedení s nízkými výkony, velkým rozsahem otáček s relativně vysokou účinností (obrázek 8). Experimentální piko Turgo turbína (obrázek 7), která má některé své konstrukční součásti podobné s turbínou řešené touto diplomovou prací, dosahuje účinnosti 28 % při výkonu 32,8 W. [11] [10]

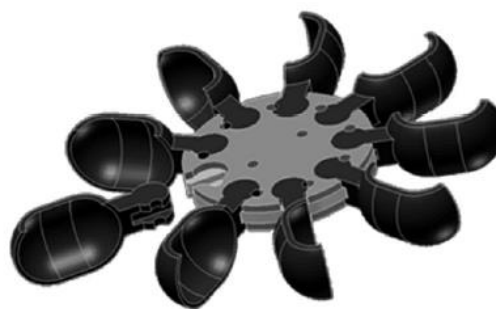


Obrázek 6 Porovnání Peltonovi a Turgo turbíny [13]

Oproti Peltonově turbíně má Turgo turbína vyšší specifické otáčky. Průměr kola je v porovnání s Peltonovu turbínou menší. Díky tomu kolo dosahuje vyšších otáček. Vhodný spád na turbínu se pohybuje mezi 1 m až 150 m. Vodní paprsek se vytváří v trysce, která je napojená na potrubí nebo hadici. Počet trysek, které jsou podobné jako trysky Peltonovi turbíny se pohybuje od 1 do 4. U strojů vyšších výkonů je mezi tryskou a kolem také umístěn deflektor. [13]



Obrázek 8 Kolo Turgo turbíny  
[11]

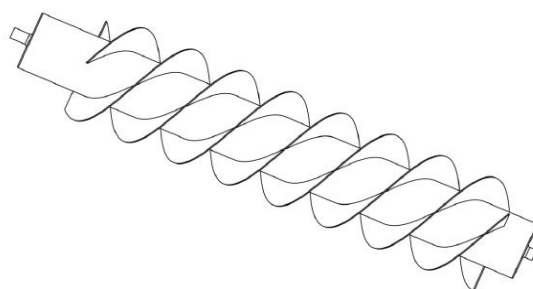


Obrázek 7 Experimentální piko Turgo turbína [12]

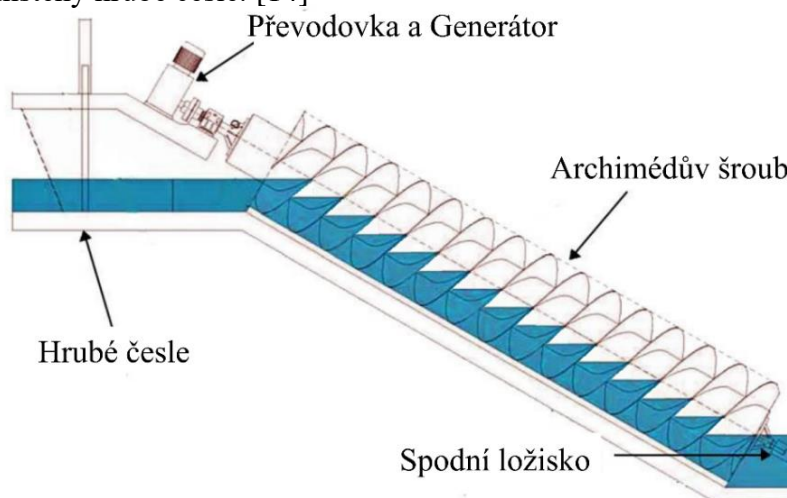
## 1.4 Archimédův šroub

Archimédův šroub byl používán už od dob antiky k čerpání vody. V dnešní době se využívá jako čerpadlo, i jako turbína. Přičemž může dosahovat výkonu až 200 kW. Využití Archimédova šroubu jako turbíny na malé vodní elektrárně má velice nízký dopad na životní prostředí. Podle studie [14] 98 % až 99 % ryb a vodních živočichů proplují tímto šroubem nezraněni. Je taky možné vstup do turbíny upravit pro snížení rizika zranění vodních živočichů. Tato turbína má relativně vysokou účinnost (60 % až 80 % včetně elektrického generátoru) v porovnání s turbínami nízkých spádů a malých průtoků. [14]

Konstrukce šroubu se sestává z dlouhého válce, na kterém jsou připevněny lopatky tvaru spirály (obrázek 9). Spirály se svým počtem pohybují od jedné až k čtyřem. Lopatka bývá k válci připevněna za pomoci svaru. Šroub je umístěn ve žlabu, nebo v trubce tak, aby mezi lopatkou a stěnou válce nebo žlabu byla malá mezera. Mezera mezi šroubem a stěnou válce musí být dostatečně velká, aby se šroub mohl volně otáčet. Nesmí být ale příliš velká, aby nedocházelo k výrazným objemovým ztrátám. Sklon žlabu se volí většinou  $26^\circ$  až  $36^\circ$ . Délka šroubu se tedy odvíjí od zvoleného sklonu žlabu a výšky spádu. Prostory mezi lopatkami, ve kterých je voda se nazývají korečky. Velikost korečků umožňuje turbíně využívat i vodu, která obsahuje poměrně velké částice. Příkladem jsou zmiňované vodní živočichové. Jednotlivé objemy vody v korečkách tlačí svou vahou na lopatky a tím silově působí na šroub, který se otáčí. Ke šroubu je z obou stran připevněna hřídel (obrázek 10). Ze spodní strany je hřídel usazena v ložisku, které kromě radiálního posuvu zabraňuje i posuvu axiálního. Hřídel na horní straně je uložena v ložisku a připojena na převodovku s generátorem. Archimédův šroubu s vysokými otáčkami má výhodu menších rozměrů převodové skříně. Nevýhodou je větší nebezpečí pro vodní živočichy. Před samotnou turbínou jsou umístěny hrubé česle. [14]



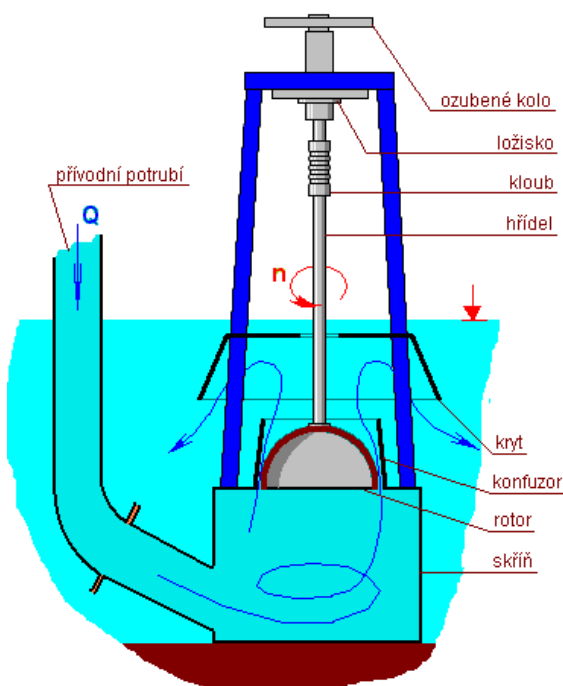
Obrázek 9 Archimédův šroub [14]



Obrázek 10 Konstrukční uspořádání Archimédova šroubu [14]

## 1.5 Turbína Setur

Turbína je také známa jako Sedláčková turbína, nebo Protur (precession rolling turbine) byla vynalezena Miroslavem Sedláčkem a dále zdokonalena ve společnosti ŽĐAS. Jedná se o bezlopatkový stroj, který je využitelný pro nízké spády i průtoky. Je vhodná pro spády 0,5 m až 1,5 m, přičemž uváděný rozsah průtoků je 2 l/s až 20 l/s, ale jsou známy i případy vyšších průtoků. Účinnost se pohybuje mezi 40 % až 75 %. Tato turbína je vhodná pro malé domácí elektrárny, nebo pro možné využití malých zdrojů energie. Například čističky odpadních vod, sádky a rybníky. Turbína je často vyráběna jako standardizovaný stroj pro různé rozsahy spádů a průtoků. V některých případech se jedná o mobilní turbíny, které lze jednoduše přemísťovat (obrázek 11). [3] [6]

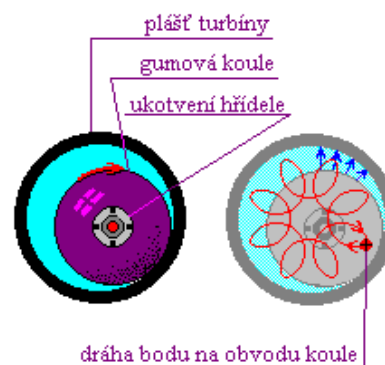


Obrázek 12 Schéma konstrukce turbíny Setur [6]



Obrázek 11 Mobilní přenosná Setur turbína [3]

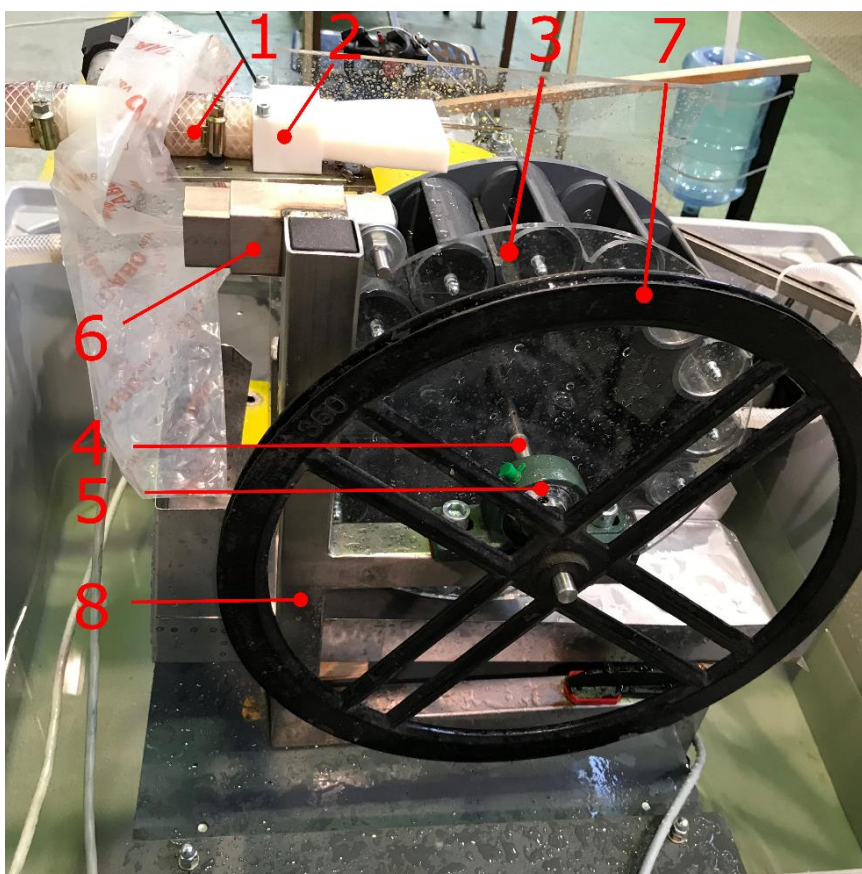
Turbína pracuje na principu odvalování koule nebo rotoru různých tvarů vně konfuzoru (obrázek 13), kterým proudí voda. Je přitom využíván princip toho, že před odvalujícím se rotorem je štěrbiná tvaru srpu, ve které proudí voda rychleji než ve štěrbině tvaru srpu za odvalujícím se rotorem. Rozdíl rychlostí ve štěrbinách stejných tvarů způsobí, že ve štěrbině s vyšší rychlostí je nižší tlak. Rotor je po roztočení nasáván štěrbinou na straně, kam se rotor odvaluje a tlačěn štěrbinou na straně druhé. Tento princip se nazývá hydraulický paradox. Pro zaručení odvalování je na hřídeli připojeno ozubené kolo, které excentrickému pohybu rotoru zaručí, aby nedocházelo k prokluzu. Vylepšená konstrukce využívá přívodu vody do konfuzoru zespod (obrázek 12). [6]



Obrázek 13 Princip odvalování rotoru turbíny [6]

## 2. Návrh turbíny

Konstrukce turbíny vychází z velké části, z již postavené a měřené turbíny, která je umístěna v laboratořích [2]. Jedná se o mlýnské kolo, jehož korečky jsou vytvořeny z plastových trubek. Průměr mlýnského kola této piko turbíny je podstatně menší než zmiňované vzorové kolo. Pro prvotní návrh byl uvažován průměr kola 300 mm. Odlišností od zmíněného vzorového kola je způsob přívodu a distribuce vody na jednotlivé korečky. U zmíněného vzorového kola je voda na korečky rozváděna pomocí žlabu. Na rozdíl od navrhované turbíny je voda distribuována za použití trysky (obrázek 14 pozice 2). Pro zajištění schopnosti mobility turbíny, je voda do trysky přiváděna 3/4" gumovou hadicí (pozice 1). Z důvodu měření charakteristik pro různé polohy a natočení trysky, je nutné konstrukci turbíny vybavit takovým upnutím (pozice 6), aby tato tryska mohla být nastavována a natáčena v prostoru nad samotným kolem podle potřeby měření. Samotné mlýnské kolo je umístěno na hřídeli (pozice 4) mezi dvěma ložisky (pozice 5).



Obrázek 14 Konstrukční uspořádání turbíny

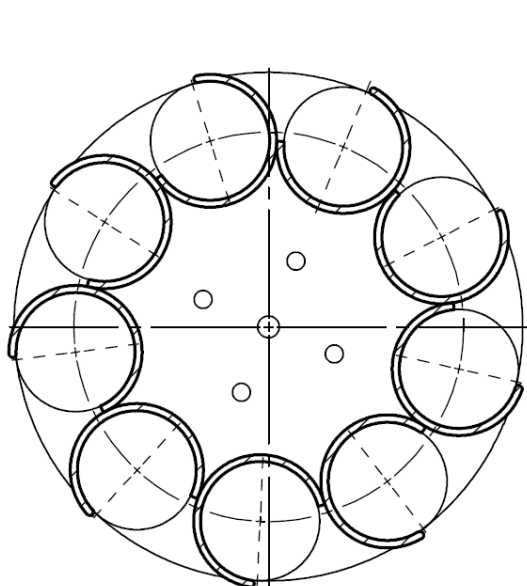
Při nízkých otáčkách společně s malým průtokem docházelo k výraznému kolísání otáček. Ojedinele i k případům, kdy se kolo zcela zastavilo a následně po naplnění koreček opět roztočilo. Z tohoto důvodu byl na hřídel umístěn i setrvačnický disk (pozice 7), který díky zvýšení momentu setrvačnosti soustavy těles na hřídeli, měl otáčky více stabilizovat. Ložiska jsou stejně jako upínání trysky připevněna ke konstrukci rámu turbíny (pozice 8). Tento rám je

svařenec z jechlů a není nijak zvláště připevněn k zemi. To dodává celé soustavě mobilitu a schopnost jednoduše turbínu přemístit bez větších příprav.

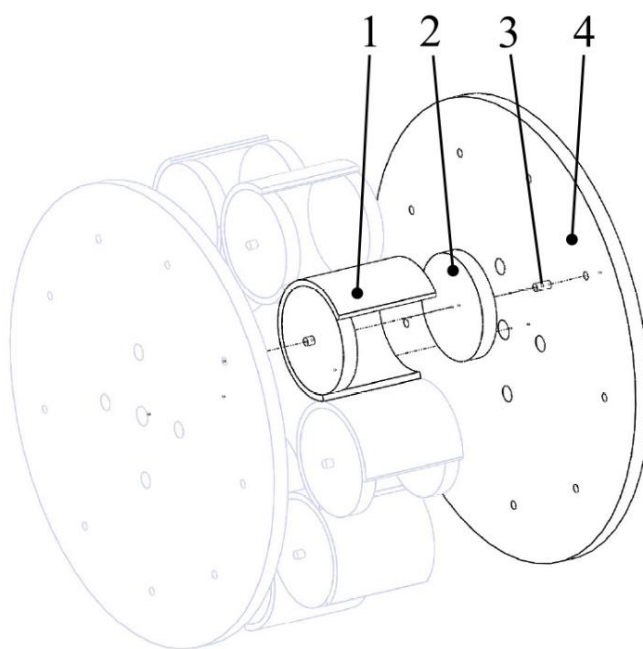
Hřídel je ke kolu připevněna čtyřmi šrouby (obrázek 16 otvory ve středu kola), díky nimž je kroutící moment z kola převáděn na hřídel. K této hřídeli by mohl být umístěný potenciálně generátor, sloužící k výrobě elektrické energie. Pro případ měření charakteristik turbíny není elektrický generátor nutný. K vyvolání potřebného odporu a následné disipaci energie na hřídeli poslouží vhodná brzda, nebo dynamometr. Klíčovým požadavkem pro tuto brzdou je dostatečně citlivá regulace brzdného účinku a jeho neproměnlivost v čase.

## 2.1 Konstrukce a výroba mlýnských kol

Samotná konstrukce kol byla inspirována výše uvedeným již vytvořeným kolem. Navrhované kolo se však od vzorového liší svou velikostí. Hlavními částmi jsou korečky. Ty jsou vyrobené z PVC trubky, v nichž je vyříznuta čtvrtina kruhové výseče. Jedna z hran po tomto vyříznutí tvoří nátokovou hranu korečku a je zaoblena. Každý takový koreček má délku 70 mm. Z obou stran je uzavřen kruhovou zátkou z polykarbonátu o tloušťce 5 mm (obrázek 15 pozice 2). Ve středu této zátky je vyvrtán otvor pro kolík případně šroub. Funkční část korečku je tvořena prostorem mezi zátkami. Tato délka je u všech korečků 60 mm. Korečky jsou pak umístěny mezi dvěma deskami z polykarbonátu (pozice 4). Původním záměrem bylo držet korečky na svém místě pomocí kolíků (pozice 3), který by vystředil díru na zátku korečku s dírou na desce. Desky by pak byly k sobě staženy stahovacími šrouby skrze díry v desce. Stahovací šrouby by následně držely celou sestavu kola pohromadě, jako je tomu u většího vzorového kola. Konstrukce byla následně upravena tak, že stahovací šrouby mezi deskami nebyly použity. Soudržnost kola pak zajišťují šrouby, které nahradily původní kolíky a připevnilly korečky k desce. Zátky jsou v jednotlivých trubkách korečku fixovány proti pohybu za pomoci lepidla.



Obrázek 16 Rozmístění korečků



Obrázek 15 Sestava kola

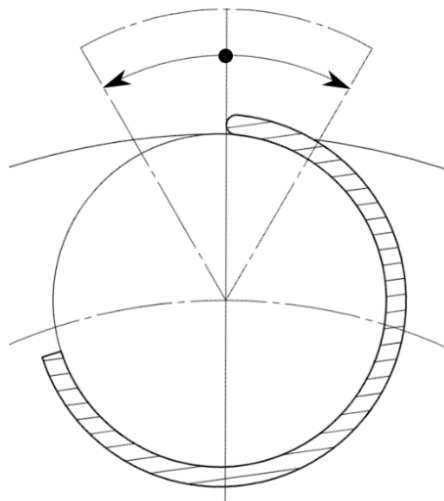
Cílem diplomové práce je prozkoumat charakteristiky turbíny mimo jiné i pro odlišné velikosti korečků. Z tohoto důvodu byly navrženy a vyrobeny tři různá kola. Každé kolo s jinou velikostí a počtem korečků. Délky korečků jsou pro všechna vyrobená kola stejná, mění se jen jejich průměr. Počet se odvíjel od vnějšího průměru korečku a průměru kola. Počet korečků byl vypočítán tak, aby při skládání jednotlivých korečků po obvodu mlýnského kola (obrázek 15) se jeho průměr blížil 300 mm. K tomuto výpočtu byly využity základní geometrické vztahy. Případné výrobní nepřesnosti je možné případně vyřešit mírnou deformací plastového korečku.

Pro ověření konstrukčních rozměrů byla jednotlivá kola vymodelována v programu SOLIDWORKS 2018. Rozměry a počty korečků spolu s průměrem mlýnských kol jsou uvedeny v tabulce 2.

Vnější průměr korečku [mm]	Vnitřní průměr korečku [mm]	Počet korečků	Průměr kola [mm]
25	20,75	35	303,9
50	42,4	16	306,29
75	67	9	294,29

*Tabulka 2 Rozměry jednotlivých mlýnských kol*

Jednotlivé korečky je možno natáčet, jak je znázorněno na obrázku 17. Pro natáčení je nutné povolit šrouby, které spojují jednotlivé korečky s deskami. Následně korečky natočit do požadované polohy a šrouby znovu dotáhnout. Pro rychlejší nastavení jsou na deskách vytvořeny rysky pro natočení  $0^\circ$ , nebo je možné použít vhodný přípravek (obrázek 29).



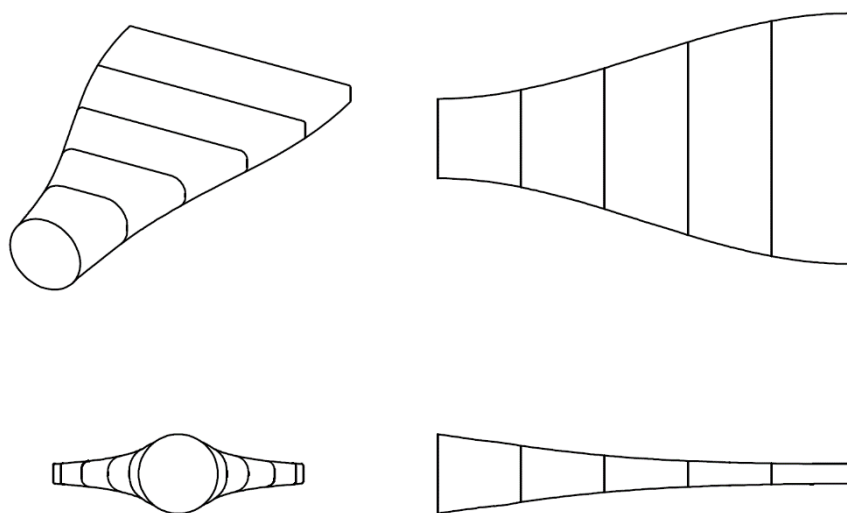
*Obrázek 17 Natáčení korečku*



## 2.2 Konstrukce a výroba trysky

Tryska je jedna ze součástí, kterou se tato turbína unikátní. Hlavní funkcí trysky je změnit tvar proudu z kruhového na obdélníkový tak, aby voda byla rovnoměrně distribuována po celé délce korečku. Další možnou funkcí je transformace tlakové energie vody na energii kinetickou zúžením protékaného kanálu. Zvýšením rychlosti proudění vody v trysce by bylo možno snížit rychlost v přívodním potrubí při zachování stejné měrné energie. Snížení rychlosti by mělo za následek snížení hydraulických ztrát v potrubí. Kanál trysky musí mít takový tvar, aby jeho tlaková ztráta nebyla příliš velká a nesnižovala celkovou účinnost turbíny.

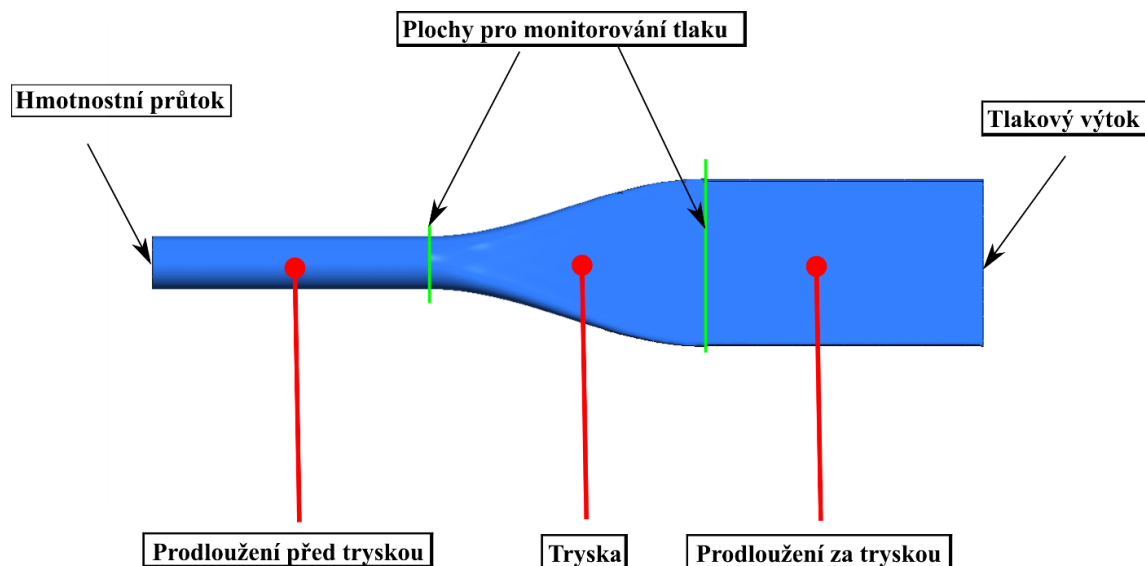
Konstrukce vychází z předpokladu přívodu vody pomocí 3/4" hadice (jak je vidět na obrázku 14). Voda vychází z trysky v podobě vodního paprsku, jehož šířka odpovídá funkční části korečku. To je 60 mm. Pro případ měření v této diplomové práci je navržena tryska, která nemění tlakovou energii na kinetickou. Toho je dosaženo konstantní plochou průřezu průtočného kanálu podél trysky. Výroba trysky je zrealizována s využitím technologie 3D tisku. Tato výrobní technologie umožňuje vytvořit výrobek prakticky libovolného tvaru. Tvar kanálu byl vymodelován v programu SOLIDWORKS 2018 (obrázek 18). Při modelování bylo vytvořeno šest náčrtů průřezu kanálu. Všechny tyto náčrty mají stejnou plochu. Tvar kanálu byl vytvořen propojením náčrtů pomocí příkazu propojení profilů. Při kontrole ploch náhodně zvolených průřezů kanálu se jejich plocha nelišila od plochy vstupního náčrtu o více jak 3 %. Stejná plocha průřezů kanálu teoreticky zaručí že rychlost protékající vody bude skrze trysku neměnná. Vstupní tvar kanálu trysky je kruhový průřez o průměru 19 mm. Plocha tohoto průřezu je 283,38 mm<sup>2</sup>. Výstupní tvar je obdélník o straně 60 mm a výšce 4,73 mm. Pro lepší vyrobiteľnost a menší koncentraci napětí jsou rohy obdélníku mírně zaobleny.



Obrázek 18 Tvar kanálu trysky

K odhadnutí vlastností trysky byl použit program ANSYS Fluent 2019 R2. Zkoumané parametry jsou tlaková ztráta a tvar profilu výstupní rychlosti. Simulace také měla ukázat, zda bude proudění v trysce dostatečně stacionární a nebudou zde vznikat velké nežádoucí víry. Jelikož byla použita studentská licence programu, bylo nutné pracovat s výpočtovou sítí, která obsahovala méně než 512 tisíc prvků. Z důvodu vytvoření hydraulického profilu před vstupem do kanálu trysky, byla vstupní plocha vysunuta o 100 mm. Aby nebyla okrajová podmínka

v místě monitorování tlaku, byla obdobně vysunuta i výstupní plocha trysky (obrázek 19). Okrajové podmínky jsou hmotnostní průtok na vtoku a tlakový výtok na výtoku. Pro monitorování tlakové ztráty v kanálu trysky byl na jeho vstupní a výstupní plochu umístěn monitor celkového tlaku (mass weighted average). Následně na této geometrii vytvořená síť obsahovala 503 531 prvků.



Obrázek 19 Geometrie kanálu trysky pro CFD výpočet

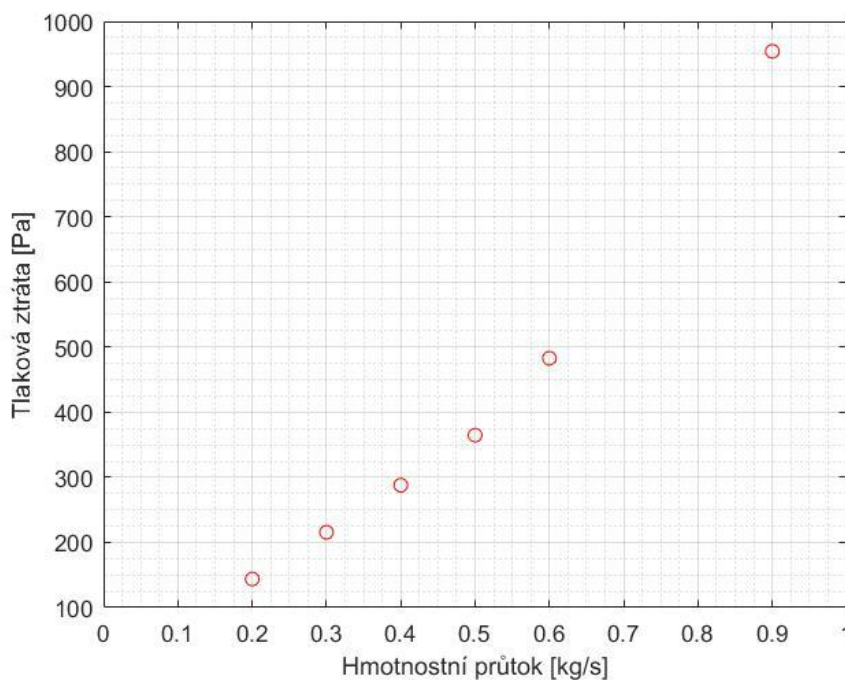
Hmotnostní průtok byl zvolen na základě počátečního předpokladu rychlosti proudění v potrubí 1 m/s. Tato rychlost proudu odpovídá 0,3 kg/s. Maximální předpokládány průtok je 0,6 kg/s.

Nastavení Fluentu	
Čas	Stacionární
Model turbulence	Realizable k-ε s nerovnoměrnou stěnovou funkcí



Prostorová diskretizace		
	1. Fáze	2. Fáze
Počet iterací	200	700
<b>Schéma SIMPLE</b>		
Tlaková rovnice	2. řádu	2. řádu
Momentová rovnice	Upwind 1. řádu	Upwind 2. řádu
Rovnice kontinuity	Upwind 1. řádu	Upwind 2. řádu
Kinetická energie	Upwind 1. řádu	Upwind 2. řádu

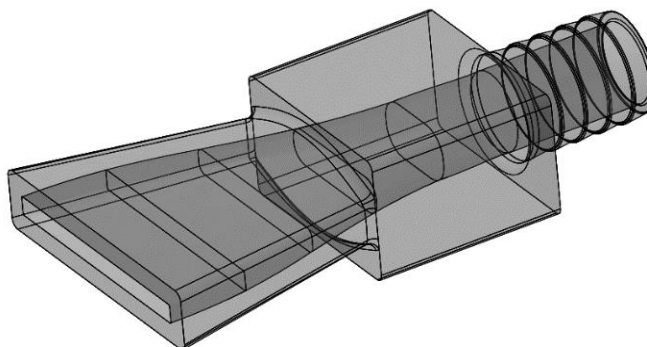
Obrázek 20 Nastavení a realizace CFD výpočtu



Obrázek 21 Tlakové ztráty pro jednotlivé hmotnostní průtoky z CFD výpočtu

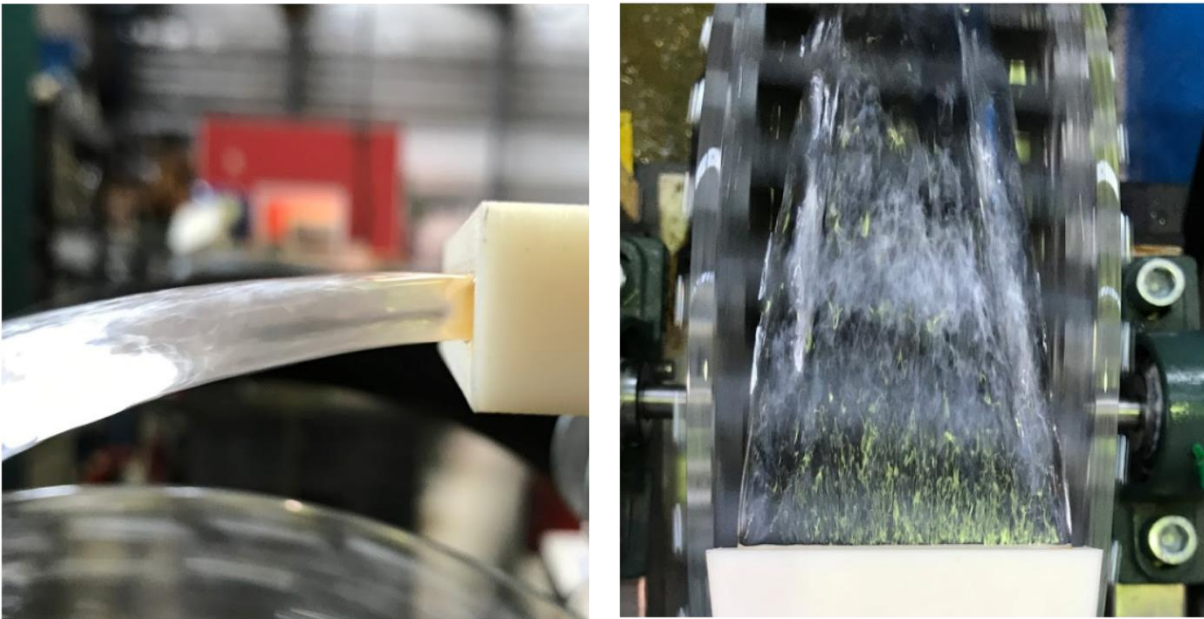
Pro všechny počítané průtoky se hodnota  $\gamma$  plus pohybovala v rozmezí 8 až 60, což je pro model turbulence  $k-\varepsilon$  vhodné. Výsledná tlaková ztráta se může od reálné ztráty lišit. Protože drsnost stěny vytvořené pomocí 3D tisku neodpovídá drsnosti stěny nastavené ve výpočtu, ve kterém byla uvažována absolutně hladká stěna. Řádově by ale vypočtené a reálné tlakové ztráty měly být podobné, a to v řádu desetin kPa.

Konstrukce trysky je opatřena částí, za kterou bude možno trysku upnout na konstrukci turbíny. Tato část je kvádrového tvaru. Pro přívod vody byla jedna strana opatřena nástavcem na připojení 3/4" hadice. Výroba trysky byla zrealizována pomocí 3D tiskárny z materiálu ABSplus-P430. Stěny kanálu byly následně ošetřeny lakem a do kvádrů určeného pro upnutí byly vyvrtány díry.



Obrázek 22 Model trysky

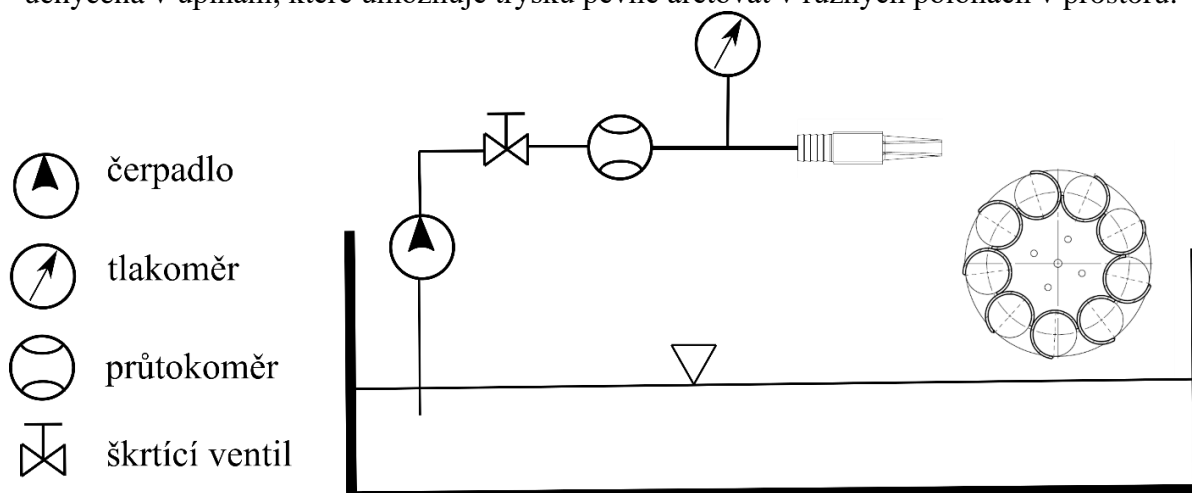
Reálný vodní paprsek vystupující z trysky je poměrně celistvý a nerozpadá se. Rychlost vystupující vody z trysky je na krajích o něco nižší než ve středu trysky. To způsobí, že voda, vystupující z krajních oblastí výtokového průřezu, má tendenci tvořit více zakřivenou trajektorii, než voda vystupující ze středu trysky (obrázek 23). Při měření byla v některých případech rychlost na jedné straně vyšší než na straně druhé. Tento jev byl pravděpodobně způsoben zakřivenou přívodní hadicí před tryskou, nebo do potrubí vloženým tlakovým snímačem. Rozdíl rychlostí v rychlostním profilu není natolik velký, aby se vodní paprsek trhal. Průřez paprsku se vlivem povrchového napětí vody během letu mění z obdélníkového na relativně kruhový.



*Obrázek 23 Tvar vodního paprsku vystupujícího z trysky*

## 2.3 Experimentální okruh

Průtoková část měřící soustavy turbíny je tvořena čerpadlem, které čerpá vodu z nádrže do trysky pomocí hadice. Hadice propojuje všechny prvky mezi čerpadlem a tryskou turbíny. Za čerpadle je umístěn průtokoměr, škrtící ventil a snímač tlaku před tryskou. Tyto přístroje slouží k měření a nastavení měrné energie vody, která je přiváděna na turbínu. Z trysky je voda nasměrována na korečky mlýnského kola. Samotné mlýnské kolo se nachází nad nádrží, tudíž veškerá voda vytékající z trysky a dopadající na kolo se opět vrací zpět do nádrže. Tryska je uchycena v upínání, které umožňuje trysku pevně aretovat v různých polohách v prostoru.

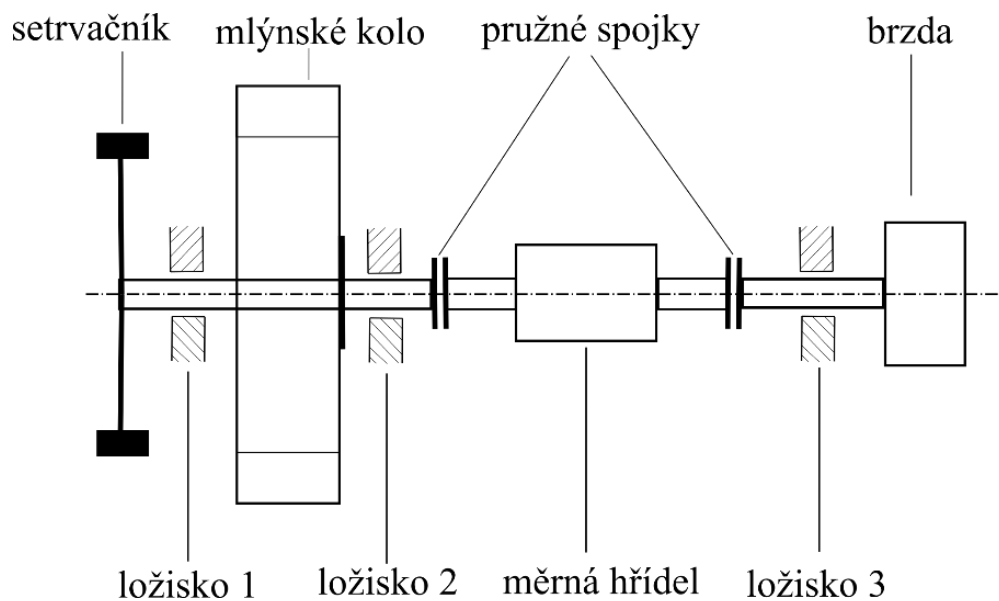


Obrázek 24 Hydraulická část měřící soustavy

Mechanické schéma je zobrazeno na obrázku 25. Hlavní jeho částí je 12 mm hřídel. Kolo je k hřídeli připevněno za pomoci čtyř šroubů, které jsou uchyceny k desce kola. Z obou stran mlýnského kola jsou na hřídeli kuličková ložiska. Z jedné strany kola je k hřídeli osazen setrvačnick. Druhá strana hřídele je připojena na zařízení pro měření a brzdění turbíny. Brzdový účinek je na hřídeli generován pomocí brzdy. Mezi brzdou a kolem je umístěna měrná hřídel pro měření otáček a krouticího momentu. Měrná hřídel je uchycena z obou stran pružnými spojkami. Tato kombinace brzdy a měrné hřídele nahrazuje dynamometr. Mezi brzdou a měrnou hřídelí je navíc umístěno ložisko (obrázek 25 ložisko č. 3). Toto ložisko je pro takové uspořádání důležité, protože kompenzuje síly vzniklé při brzdění a také síly tíhové. Absence tohoto ložiska by vedla k výraznému pohybu hřídele během brzdění. Ložisko je součástí brzdy, tudíž se jeho třecí ztráty nepočítají jako mechanické ztráty turbíny. Tento malý brzdový účinek nedovoluje, aby byla turbína provozována v průběžných otáčkách. Dá se předpokládat, že tyto otáčky jsou průběžným otáčkám blízké.

Přístroj	Typ	Rozsah
Indukční průtokoměr	TCM 142/93-1733	0,612 - 6,12 m <sup>3</sup> /h
Tlakoměr	DMP 331	0 - 2,5 bar
Měrná hřídel	HBM T21WN/20NM	0 - 20 Nm

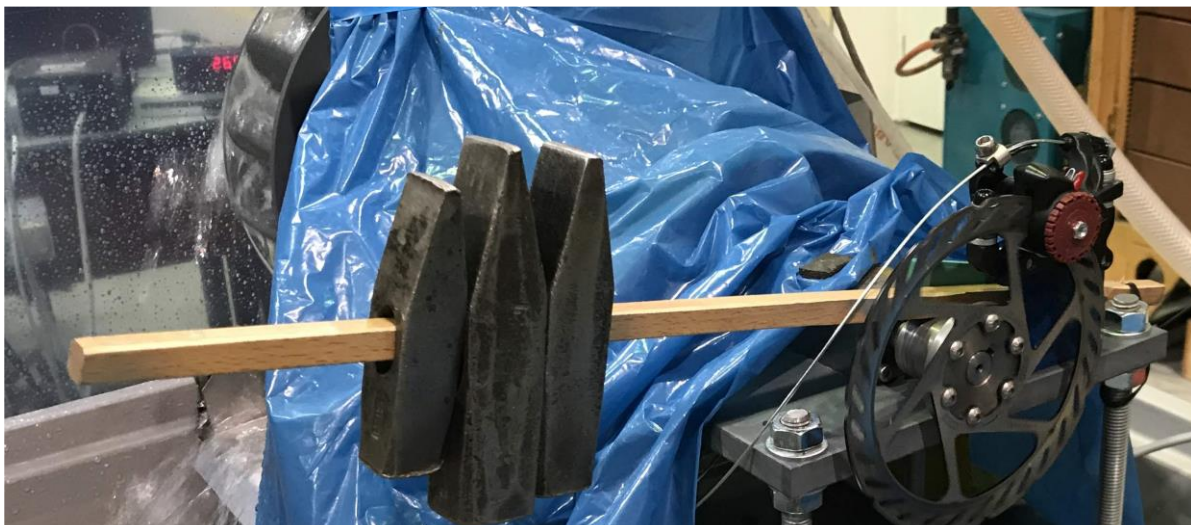
Tabulka 3 Použité měřící přístroje



Obrázek 25 Mechanická část měřicí soustavy

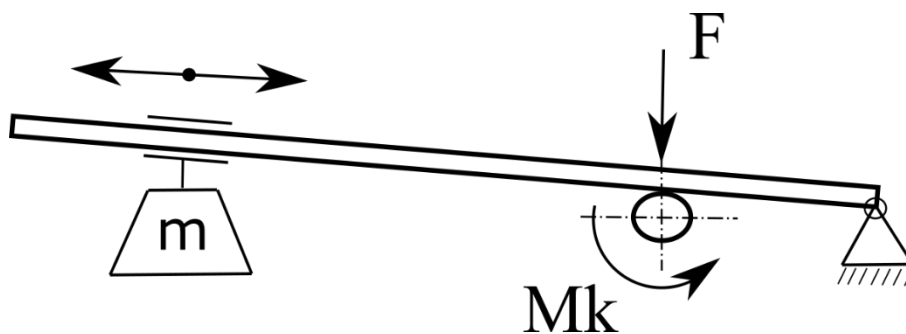
Přístroje použité při měření včetně jejich rozsahu jsou v tabulce 3.

Původním záměrem bylo použít upravenou kotoučovou brzdou z jízdního kola (obrázek 26 kotoučová brzda). Generovaný brzdový moment byl ale příliš velký a v potřebném rozsahu špatně regulovatelný. Z důvodů mírné deformace brzdového kotouče byla velikost brzdového momentu závislá na úhlové poloze hřídele. V určitých případech brzda brzdila jen část otáčky a zbylá část byla zcela nebrzděná. Tato vlastnost měla negativní vliv na kolísání otáček během měření, a proto bylo od tohoto řešení upuštěno. Kotoučová brzda v měřicí soustavě zůstala, ale byla po celou dobu měření nebrzděná a nevytvářela žádný brzdový moment.



Obrázek 26 Brzda generující brzdový moment

Nově navržená a použitá brzda využívala principu páky (obrázek 27). Konstrukce brzdy se je tvořena dřevěnou tyčí, která je na jednom konci upevněna tak, aby se dala volně otáčet. Tato tyč je opřena o rotující hřídel, přičemž z druhé strany je na ni nasouváno závaží o různé váze. Brzdný moment  $M_k$  zde vzniká třením dřevěné tyče o rotující hřídel. Přidáváním a posouváním závaží po dřevěné tyči, je dosaženo dostatečně jemné regulace. Brzdný moment je závislý na součiniteli tření. Ten může být funkcí mnoha proměnných jako například drsnosti dřevěné tyče, která se během provozu brzdy mění (tyč se třením vyhlazuje). Po určité době provozu se brzdný moment poměrně ustálí a je stabilní.



Obrázek 27 Brzda založená na principu páky

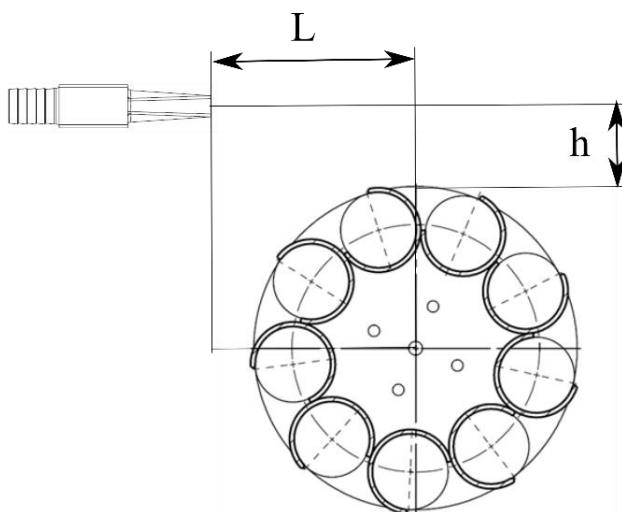
Měřicí soustava byla ještě dovybavena polykarbonátovými pláty a igelitem. Tyto součásti mají za úkol zabránit případnému průniku vody do elektrických přístrojů, nebo úniku vody mimo vodní nádrž.

### 3. Měření

Měření parametrů probíhalo v laboratořích fluidního inženýrství VUT v Brně. K měření byl využit program LabVIEW. Měřené parametry turbíny jsou tlak před tryskou, průtok, krouticí moment a otáčky hřídele. Parametry byly měřeny pro všechna tři kola, z nichž pro každé byly nastaveny tři polohy trysky. Měření bylo provedeno tak, aby bylo možné jednotlivá kola mezi sebou porovnávat. Výška trysky (obrázek 28 rozměr  $h$ ) nad každým kolem je stejná. Horizontální poloha trysky byla zvolena na základě možností zařízení pro upnutí trysky. Pro všechna měření byla tryska polohována jen v horizontální poloze. Možnost natočení trysky nebyla využita a všechna měření byla prováděna pro natočení 0. Nastavení turbíny pro které bylo prováděno měření jsou v tabulce 4.



Obrázek 29 Přípravek pro natočení korečků



Obrázek 28 Nastavení trysky nad kolem

Všechny korečky všech kol jsou natočeny v nulové poloze (obrázek 17). K tomuto nastavení byl vytvořen přípravek (obrázek 29), který se vloží do korečku a svou delší částí se opře o vedlejší korečky. Následně se koreček pootočí, dokud se nezastaví o přípravek. Následným dotažením šroubku dojde k aretaci korečku v požadované poloze. Tento postup se pro každý koreček opakuje. Každé kolo má svůj vlastní přípravek na natočení. Po natočení korečků byly vytvořeny rysky počátečních poloh pro případné budoucí snadnější nastavení. V každé nastavené poloze trysky bylo provedeno měření pro minimálně osm průtoků. Přičemž u každého průtoku byl postupně zvyšován brzdny účinek brzdy tak, aby bylo dosaženo minimálně osmi rozdílných otáček.

Kolo s korečky [mm]	Poloměr kola $R$ [mm]	$h+R$ [mm]	$L 1$ [mm]	$L 2$ [mm]	$L 3$ [mm]
50	153,145	180,98	58,295	68,295	79,895
25	151,95	179,785			
75	147,145	174,98			

Tabulka 4 Polohy trysky jednotlivých měření



### **Postup měření:**

- 1) Nastavení polohy trysky
- 2) Nastavení průtoku pomocí regulační armatury
- 3) Nastavení otáček pomocí brzdy
- 4) Měření bodu (30 sekund)
- 5) Zpět na krok 3 (minimálně 8×)
- 6) Zpět na krok 2 (minimálně 8×)
- 7) Zpět na krok 1 (pro každé kolo 3×)

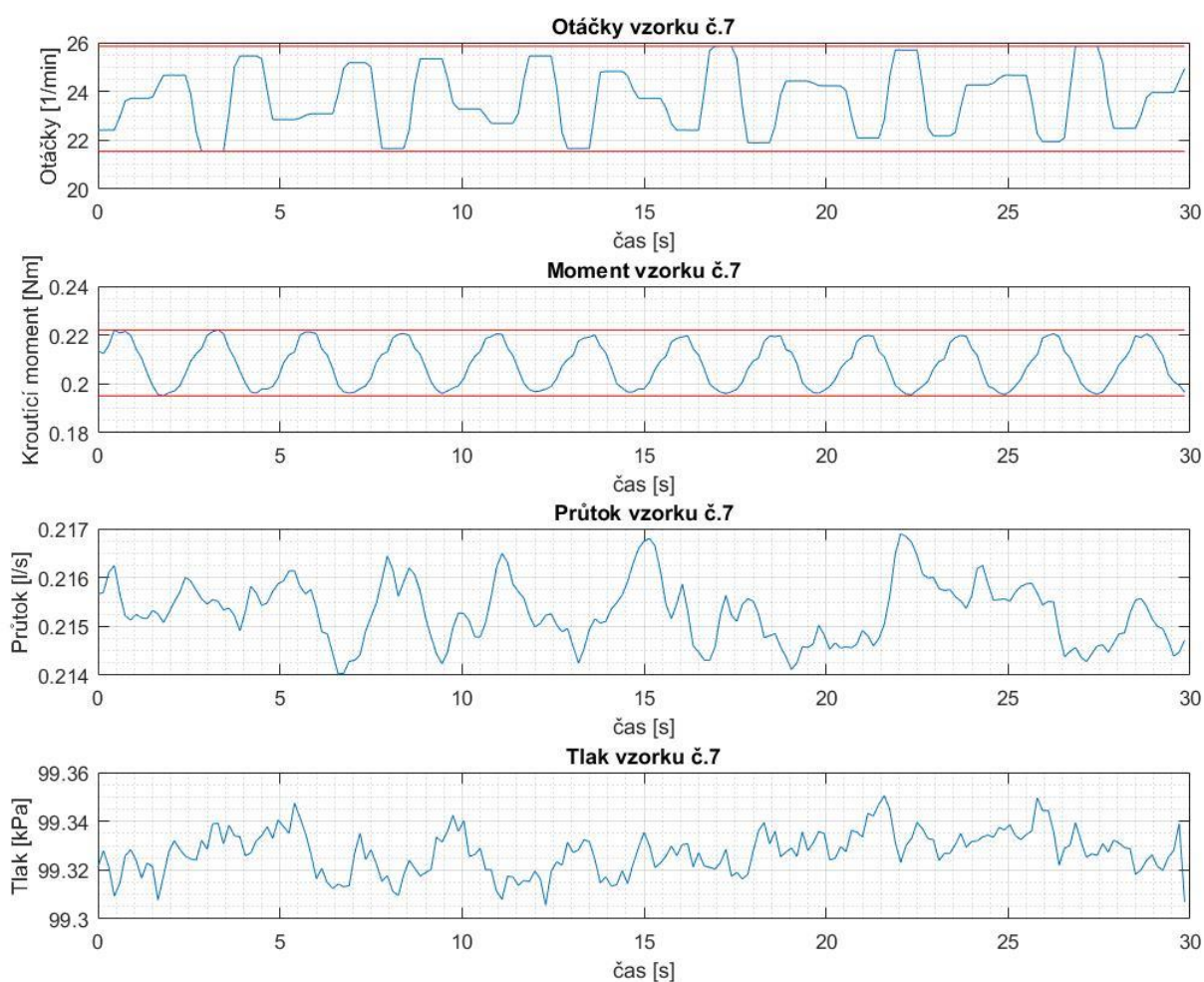
V prvním kroku se nastaví tryska do požadované polohy. V tomto případě je tryska nastavena tak aby výtoková rychlost byla horizontální. Následně je nastavena výška trysky nad kolem a její poloha  $L$ . Horizontální poloha je nastavována pomocí posuvného měřidla k referenčnímu bodu (tyči konstrukce), ke kterému je následně přičtena horizontální vzdálenost k ose rotace.

Druhý krok spočívá v nastavení průtoku pomocí regulační armatury. První nastavený průtok měření je takový, kdy vodní paprsek částečně zasahuje kolo. Následné nastavované průtoky jsou snižovány až do bodu, kdy se vodní paprsek není schopen vytvořit a voda dopadá relativně kolmo na kolo. Pro jednu polohu trysky bylo snaha naměřit minimálně 8 charakteristik s různými průtoky.

Ve třetím kroku je nastavován brzdový účinek pákovou brzdou. První nastavené otáčky jsou pro odpojenou pákovou brzdu. Malý brzdový účinek zde generuje ložisko číslo 3, tudíž jsou tyto otáčky blízké otáčkám průběžným. Následným umístěním tyče na hřídel a jeho zatížením je generován brzdový moment. Tímto způsobem jsou nastavovány otáčky až do bodu, kdy dojde ke snížení otáček na takovou hodnotu, že se kolo během otáčky zastavuje. Pro nastavený průtok bylo nastaveno vždy minimálně osm různých otáček. Byla snaha vytvořit relativně stejný krok mezi jednotlivými otáčkami. Stejného kroku bylo někdy velice obtížné dosaženo, a to především v oblastech vysokých otáček. Zde malá změna brzdového momentu zapříčiní velkou změnu otáček.

Při nastaveném průtoku a otáčkách pomocí brzdového momentu bylo několik sekund vyčkáváno, než se hodnoty ustálí. Následně ve čtvrtém kroku bylo prováděno měření nastaveného bodu v délce 30 sekund.

Tento postup byl stejný pro všechna tři kola. Před samotným měřením byl nastaven maximální průtok. Při něm vytvořený vodní paprsek kolo jen částečně zasahoval. Následně byl nastaven minimální průtok a na základě těchto hodnot byl odhadnut průtokový krok pro měření jednotlivých charakteristik. Při začátku měření na měřicí soustavě je nutné první nastavený průtok nechat dostatečnou dobu ustálit, aby se výrazně neměnil během měření jednotlivých charakteristik. Fluktuace průtoku je při prvotním zapnutí měřicí soustavy nejvýraznější a po několika minutách se ustálí natolik, aby po dobu měření jednoho bodu byl relativně konstantní. Hodnota průtoku se pro jednotlivé body ve výjimečných případech lišila až o 20 %. V pozdější fázi zpracování dat je tento problém vyřešen tak, že každý bod je definován svým vlastním průtokem. Jednotlivé vykreslené charakteristiky jsou uváděny pro průměrný průtok ze všech měřených bodů, ze kterých je tato charakteristika vytvořena. Doba měření jednoho bodu je 30 sekund, přičemž vzorkovací frekvence je 2 000 Hz. Výstupem z programu LabVIEW je textový dokument, jenž obsahuje 60 000 hodnot pro každou měřenou veličinu včetně času.



Obrázek 30 Příklad měřeného bodu

U měřených bodů s nízkou měrnou energií vody docházelo často k výraznému kolísání otáček a kroučicího momentu. Tento jev se ještě více projevoval při následném brzdění kola. Docházelo i k případům, kdy se kolo zastavilo a po naplnění korečku následně roztočilo. Odstranění tohoto jevu pomohl částečně na hřídel instalovaný setrvačnick. U kola s nejvyšším

počtem koreček (nejmenší korečky) se tento jev vyskytuje minimálně. Naopak u kola s nejmenším počtem koreček je velice výrazný. Měření, při nichž docházelo k výrazným fluktuacím momentu a otáček, jsou v oblasti nízkých výkonů a účinností. Přesné hodnoty v těchto oblastech proto nejsou klíčové.



*Obrázek 31 Příklad kolísání otáček*

Tlaková ztráta trysky se podle CFD výpočtu pohybuje v desetinách kPa. To může být v některých případech i méně, než je rozlišovací schopnost instalovaného tlakoměru (250 Pa). Pro tento úkol by byl vhodnější tlakoměr diferenční, který by měřil rozdíl tlaku před tryskou s atmosférickým tlakem. Z důvodů kolísání atmosférického tlaku během měření, nedostatečné rozlišovací schopnosti tlakoměru a odhadnuté velikosti ztráty v trysce bylo rozhodnuto, tlakovou ztrátu trysky do konečné účinnosti turbíny nezapočítávat. V některých měření vycházela tlaková ztráta záporná, což je fyzikálně nesmysl.

### 3.1 Zpracování dat

Naměřená data byla importována a zpracovány v programu MATLAB 2016a. Jednotlivá data měřeného bodu byla dodána z programu LabVIEW v podobě textového dokumentu. Import dat byl zprostředkován pomocí vytvořeného skriptu, který tento časově náročný proces zautomatizoval. Hodnoty parametrů dále používané ve výpočtech, byly vypočítány jako průměrná hodnota z 60 000 naměřených hodnot daného parametru. Kde  $A$  je průměrná hodnota a  $A_i$  je naměřená hodnota.

$$A = \frac{\sum_{i=1}^{60\,000} A_i}{60\,000} [-] \quad (9.11)$$

Výkon turbíny  $P$  [W] je počítán z otáček hřídele  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] a brzdného momentu  $Mk$  [Nm] generovaného brzdou (i ložiskem 3).

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk}{60} [\text{W}] \quad (9.12)$$

Měrná energie vody dodávaná do turbíny  $Y$  [J/kg] je počítána jako součet měrné kinetické a měrné potenciální energie vody vycházející z trysky (rovnice 9.14). Eventuelně by zde mohl být také započítán tlakový spád v trysce. Pro výpočet měrné kinetické energie je potřeba znát rychlost vody vytékající z trysky  $v$  [m/s]. Ta se vypočítá z rovnice (9.13).

$$v = \frac{Q}{1000 \cdot S_{trysky}} [\text{m/s}] \quad (9.13)$$

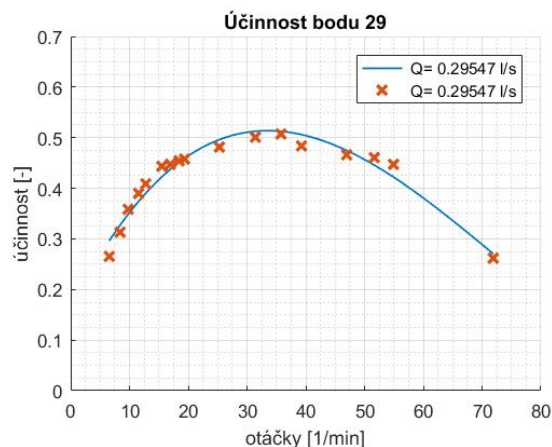
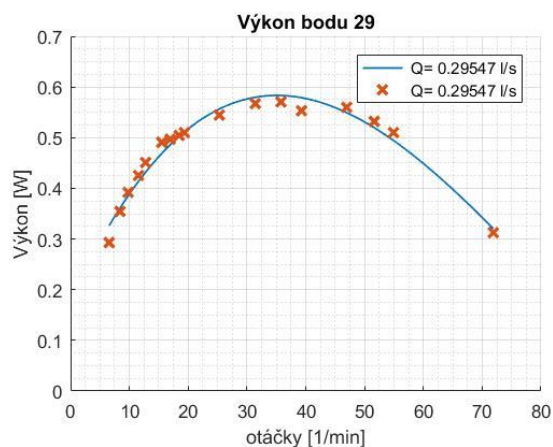
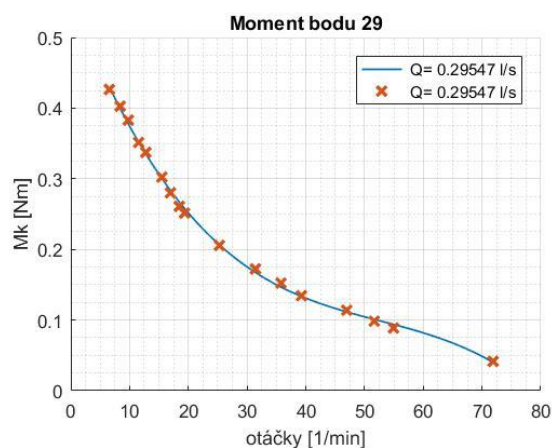
Kde  $Q$  [l/s] je průtok tekoucí tryskou.  $S_{trysky}$  [m<sup>2</sup>] je plocha výstupního průřezu trysky. V tomto případě je  $S_{trysky}$  0,00028338 m<sup>2</sup>. Tíhové zrychlení  $g$  [m/s<sup>2</sup>] je uvažováno 9,81 m/s<sup>2</sup>. Výška trysky nad kolem  $h$  [m] je pro všechna kola stejná a to 0,027835 m. Průměr mlýnského kola  $D$  [m] se pro jednotlivá kola mírně liší.

$$Y = \frac{v^2}{2} + g(h + D) [\text{J/kg}] \quad (9.14)$$

Z výkonu turbíny  $P$ , měrné energie  $Y$ , průtoku  $Q$  a hustoty  $\rho$  [ $\text{kg/m}^3$ ] je počítána účinnost turbíny  $\eta$  [-]. Hustota vody  $\rho$  je uvažována  $997 \text{ kg/m}^3$ . V této účinnost není započítána ztráta v potrubí a v trysce před kolem.

$$\eta = \frac{P}{Y \cdot Q \cdot \rho} [-] \quad (9.15)$$

Vypočítané parametry jako momenty, účinnosti a výkony, jsou pro jednotlivé průtoky vyneseny do grafů v závislosti na otáčkách. Průtok jednotlivých bodů se může mírně lišit z důvodů jeho kolísání během měření. Tento problém je v pozdější fázi zpracování, kde jsou body vyneseny do plochy, vyřešen tak, že, každý měřený bod je definován vlastním průtokem. Pro lepší vizualizaci byly body proloženy polynomicou křivkou, za použití metody nejmenších čtverců (obrázek 32).



Obrázek 32 Příklad charakteristik relativně konstantního průtoku

Pro porovnání jednotlivých kol mezi sebou, je nutné vypočítat jednotkové otáčky  $n_{11}$  a jednotkový průtok  $Q_{11}$ . Pro výpočet těchto hodnot je potřeba vypočítat spád na turbínu  $H$  [m].

$$H = \frac{Y}{g} \text{ [m]} \quad (9.16)$$

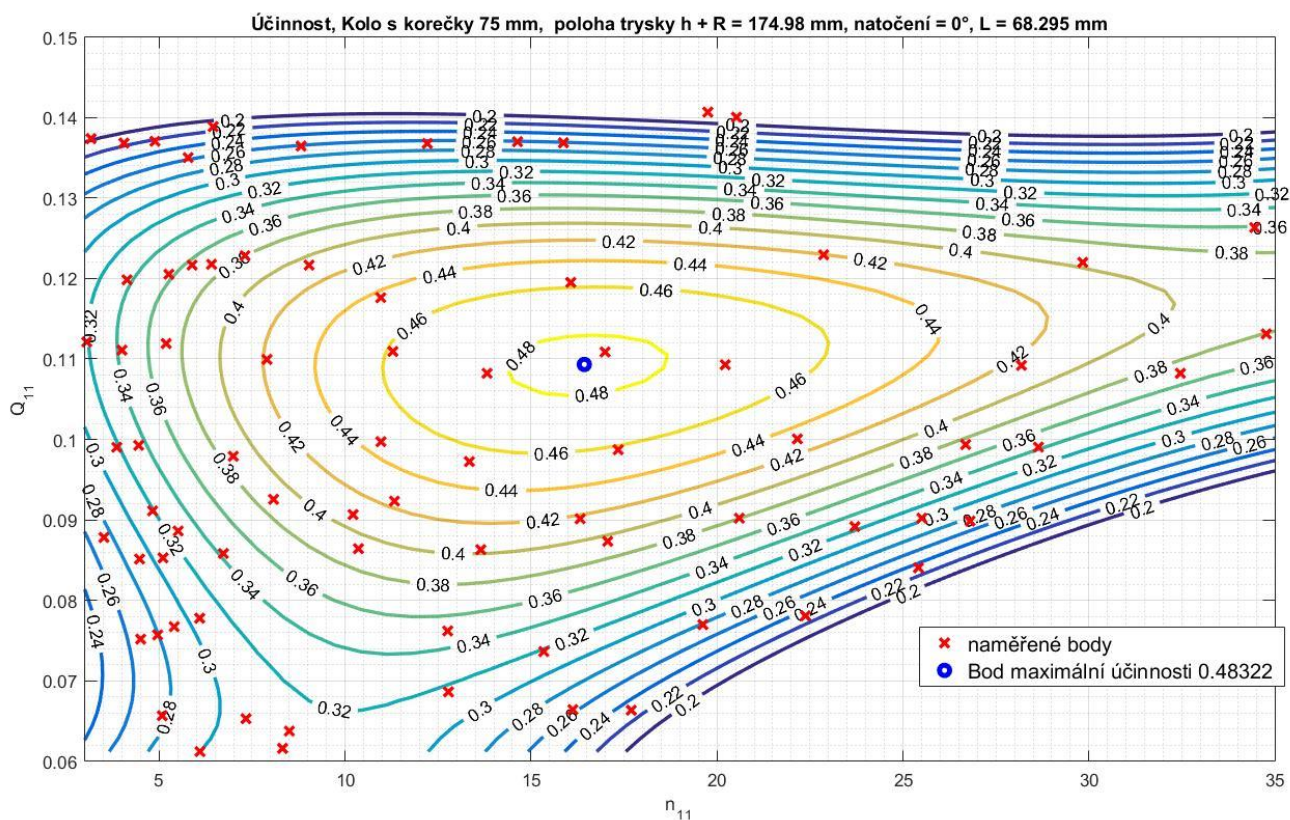
$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (9.17)$$

Jednotkový průtok se na rozdíl od jiných druhů turbín počítá odlišně. Ve jmenovateli rovnice pro jednotkový průtok je mimo jiné součin vnitřního průměru korečku  $d$  [m] a funkční šířky korečku  $b$  [m]. Ta je pro všechna kola 0,06 m. Jednotky jednotkových otáček jsou uvažovány  $\text{min}^{-1}$  a jednotkového průtoku  $\text{m}^3/\text{s}$ . Tyto rovnice obsahují členy jejichž velikost je jedna a proto nejsou zobrazeny. Z tohoto důvodu se můžou jednotky jevit jako nekorektní.

$$Q_{11} = \frac{Q}{1000 \cdot d \cdot b \cdot \sqrt{H}} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (9.18)$$

## 3.2 Vyhodnocení

Jednotlivé charakteristiky pro stejné kolo a stejnou polohu trysky jsou vyneseny do grafu vedle sebe. Každá taková charakteristika je definovaná svým jednotkovým průtokem  $Q_{11}$ , který je vyneseny na vertikální ose. Jednotkové otáčky  $n_{11}$  jsou pak vyneseny na osu horizontální. Osa kolmá do plochy obsahuje hodnoty účinnosti, respektive výkonu. Vysoký počet charakteristik, které by mezi sebou měli minimální rozdíl průtoku, by vytvořily jakousi mapu účinností, respektive výkonů. Na této mapě by vyznačené křivky konstantních výkonů, nebo účinností představovaly paralelu k vrstevnicím na mapě. Jelikož během měření docházelo k mírnému kolísání průtoku mezi body v jednotlivých charakteristikách, jsou všechny body definovány svým vlastním jednotkovým průtokem. Takto určenými body v prostoru je proložena polynomická plocha třetího stupně (obrázek 33). Toto proložení je zrealizováno za použití metody nejmenších čtverců, která je implementována v programu Matlab.



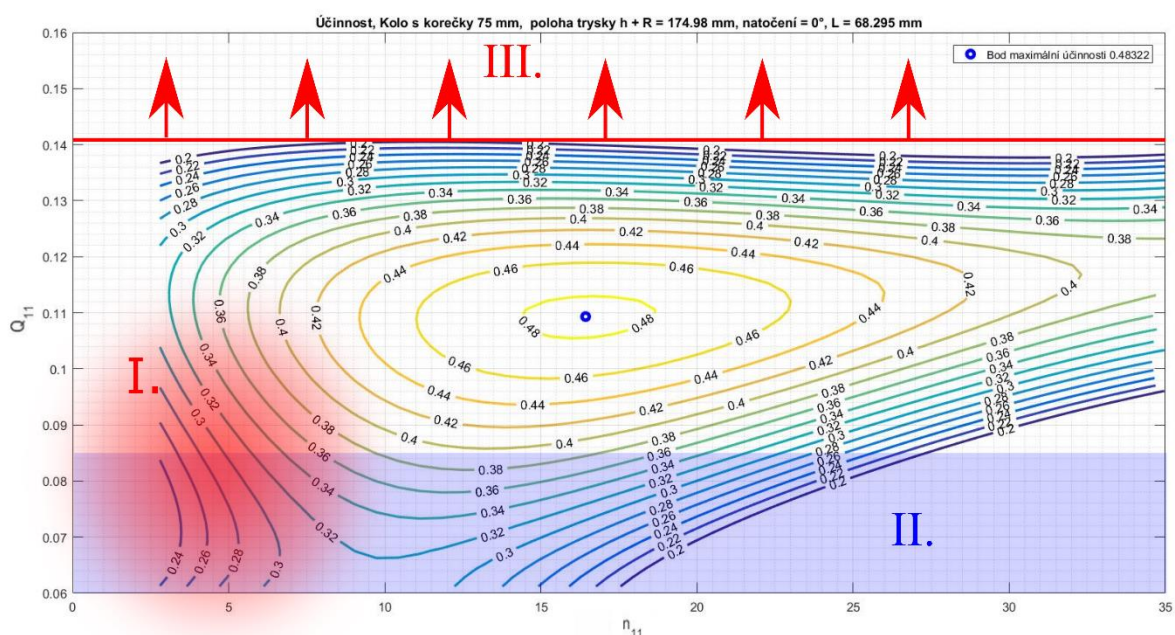
Obrázek 33 Příklad polynomické plochy účinnosti

Maximální hodnota charakteristiky (výkonu, účinnosti) se nachází v lokálním maximu této plochy (v oblasti provádění měření). Potenciální body nejvyšších výkonů a účinností všech tří kol jsou pro přehlednost zobrazeny v tabulce 5 a tabulce 6. Z tabulky je patrné, že mlýnské kolo s nejvyšší účinností je kolo s nejmenšími korečkami (kolo s korečkami 25 mm). Při zvětšování průměru koreček se účinnost snižuje. Se zvětšujícím se průměrem koreček klesá jejich počet po obvodu kola.

Potenciální body nejvyšší účinnosti				
Kolo s korečky 75 mm				
Poloha trysky $L$ [mm]	$Q_{II}$	$n_{II}$	Účinnost $\eta$	Výkon [W]
58,295	0,1013	14,0514	<b>0,3757</b>	0,3232
68,295	0,1093	16,4321	<b>0,4832</b>	0,4613
79,895	0,1115	15,0317	<b>0,3873</b>	0,3851
Kolo s korečky 50 mm				
58,295	0,1837	16,4321	<b>0,5538</b>	0,6095
68,295	0,1614	14,1781	<b>0,4502</b>	0,4140
79,895	0,1894	16,939	<b>0,4945</b>	0,5698
Kolo s korečky 25 mm				
58,295	0,3335	17,7392	<b>0,6970</b>	0,6471
68,295	0,3425	17,2324	<b>0,6680</b>	0,6475
79,895	0,3455	17,2324	<b>0,6524</b>	0,6382

Tabulka 5 potenciálně nejvyšší účinnosti (vycházející z proložené plochy)

Horní hranice plochy účinnosti je tvořena průtokem, při kterém má vodní paprsek takovou rychlost, že část paprsku kolo přelétne a část zasáhne. Při potenciálním zvýšení tohoto průtoku vodní paprsek zcela přelétne kolo. V této oblasti tedy prudce klesá výkon i účinnost (obrázek 34 oblast III.). Vlivem této prudké změny plocha v této oblasti nemusí odpovídat skutečnosti. Se zvětšující se polohou trysky  $L$  se oblast III. posouvá v grafu nahoru. Zvětšováním tohoto parametru lze tedy turbínu provozovat při vyšších průtocích. Další potenciálním zvýšením průtoku při zachování toho, že vodní paprsek zasáhne kolo, je možné snížením polohy trysky  $h$ , nebo natočením trysky.

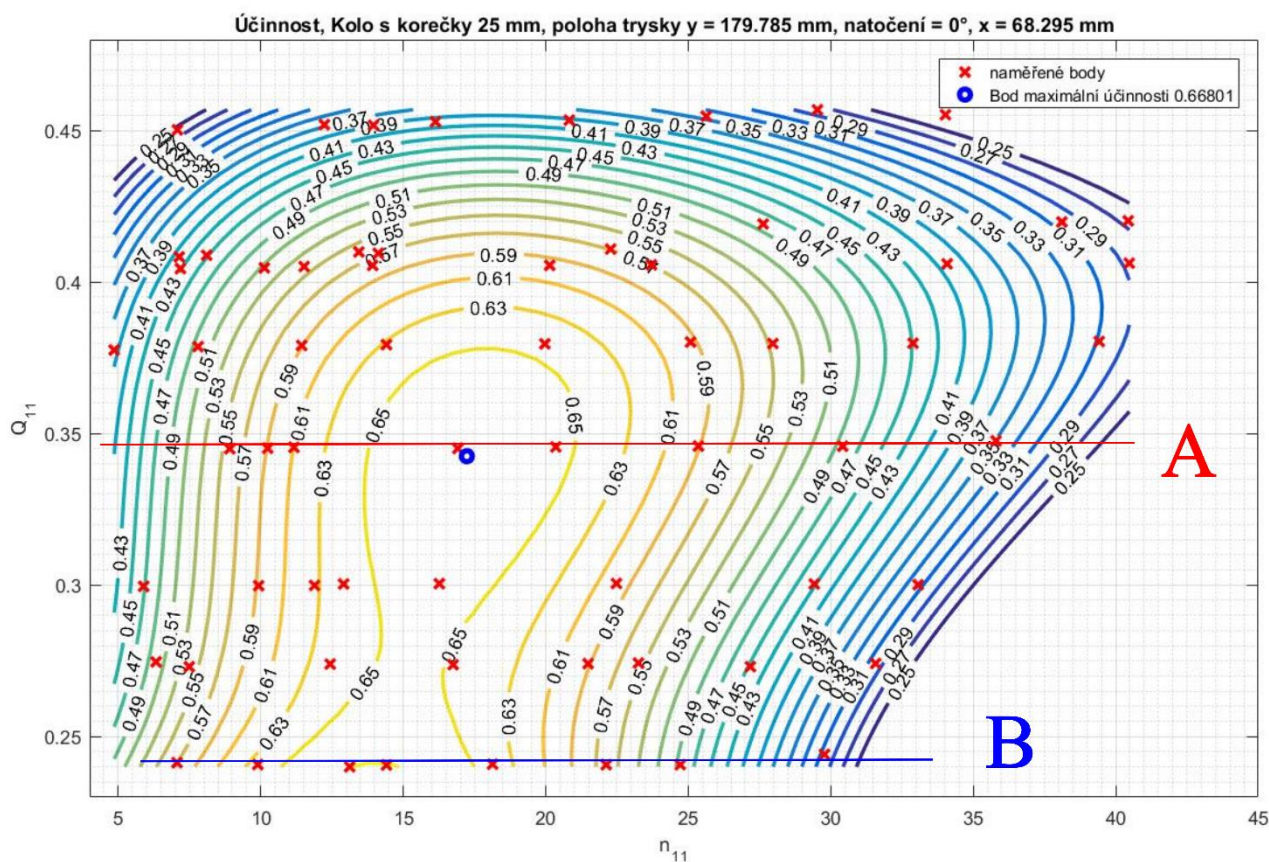


Obrázek 34 Oblasti proložené plochy

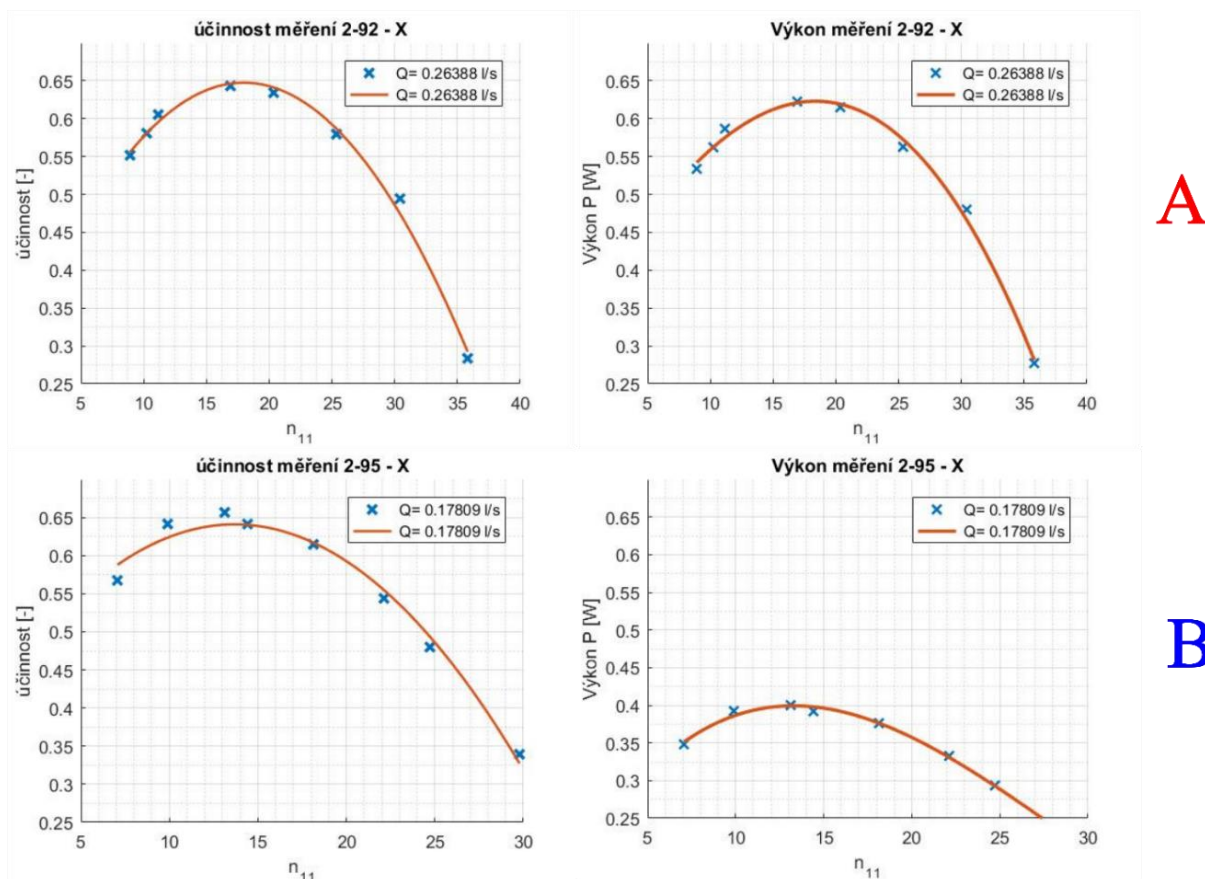


Spodní oblasti grafů účinností (obrázek 34 oblast II.) jsou charakteristické nízkou rychlostí vody, která vytéká z trysky. Nedostatečný průtok tryskou způsobí nezformování vodního paprsku. Voda dopadá kolmo na kolo oproti tomu, aby jej tangenciálně zasáhla. Kinetická energie vody předávaná kolu je zde mizivá. S nízkým průtokem je spojen i nízký výkon. Ztráty v ložiscích jsou zde poměrně výrazné, což má za následek nízkou účinnost turbíny. V I. oblasti dochází při brzdění ke značnému kolísání otáček a některé naměřené body se výrazněji vzdalují od polynomické plochy. Jelikož se jedná o oblast nízkých účinností a výkonů, není zde prioritou vysoká přesnost.

I. a II. oblast se u kola s korečky 25 mm nevyskytuje. Oproti kolům s většími korečkami je plocha účinnosti kola s nejmenšími korečkami poměrně široká. Plocha zde má dva mírné vrcholy. První vrchol se nachází podobně jako u kol s většími korečkami ve středu plochy (obrázek 35 charakteristika A), kde je paprsek vody relativně tangenciální ke kolu. Druhý vrchol se nachází na spodní hranici, která je tvořena minimálním průtokem průtokoměru (spodní hranice průtokoměru na obrázku 35 charakteristika B). Všechny tři charakteristiky účinností pro kolo s nejmenšími korečkami vypadají podobně. V některých případech je účinnost na spodní hranici o něco vyšší než ve středu plochy. V tabulce účinností je ale vždy uvedena maximální účinnost, která je vrcholem prvního maxima (ve středu plochy), nikoli maxima na spodní hranici. Hodnoty vrcholů účinností v oblasti A a B jsou si velice podobné. To se ovšem nedá říci o jejich výkonu, kde měření A má značně vyšší výkon. To je patrné z obrázku 36, kde jsou zobrazeny měřené charakteristiky v oblasti A a B.

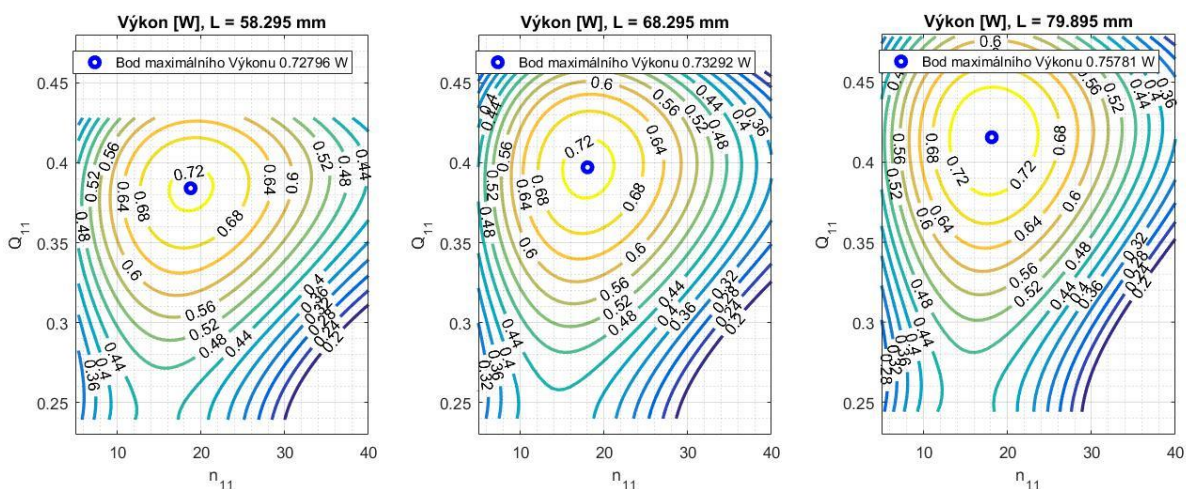


Obrázek 35 Plocha účinnosti kola s korečky 25 mm, měřené charakteristiky



Obrázek 36 Charakteristiky měření A a B z obrázku 35

Se zvětšující se polohou  $L$  se spolu s III. oblastí posouvá nahoru i bod maximálního výkonu. Podobně je tomu i u některých kol s účinností. Při tomto posuvu se hodnota jednotkových otáček bodu maximálního výkonu výrazně nemění. Tento jev je zobrazen pro charakteristiky výkonu kola s korečky 25 mm na obrázku 37. S posouvajícím se bodem maximálního výkonu se zvyšuje i jeho hodnota.



Obrázek 37 Charakteristiky výkonu pro různé polohy trysky  $L$  (kolo s korečky 25 mm)

<b>Body nejvyššího výkonu</b>			
<b>Poloha trysky <math>L</math> [mm]</b>	<b><math>Q_{II}</math></b>	<b><math>n_{II}</math></b>	<b>Výkon [W]</b>
<b>Kolo s korečky 75 mm</b>			
58,295	0,1179	15,4168	<b>0,3619</b>
68,295	0,1177	16,7122	<b>0,4814</b>
79,895	0,1228	15,0317	<b>0,4118</b>
<b>Kolo s korečky 50 mm</b>			
58,295	0,1987	17,8993	<b>0,6820</b>
68,295	0,2041	16,2321	<b>0,5359</b>
79,895	0,2152	20,5669	<b>0,6910</b>
<b>Kolo s korečky 25 mm</b>			
58,295	0,3840	18,7663	<b>0,7280</b>
68,295	0,3971	18,0327	<b>0,7329</b>
79,895	0,4154	18,1260	<b>0,7578</b>

*Tabulka 6 Potenciální body nejvyššího výkonu*

### 3.3 Výpočet nejistoty měření

Chyby měření se dají rozdělit na systematické, náhodné a hrubé. Systematická chyba je konstantní chyba, která je pro měření při různých podmínkách stejná. Náhodná chyba je do velikosti i znaménka náhodná. Lze ji ale statisticky určit například pomocí Gaussova rozdělení. Poslední je hrubá chyba, která znehodnotí měřená data. Tento druh chyb je způsoben například vnějšími vlivy nebo konstrukcí experimentu. [15]

Nejistota měření je rozmezí okolo měřených, nebo z nich vypočítaných hodnot, ve kterých se může skutečná veličina pohybovat. Obecně se nejistoty měření rozdělují na dvě metody. První metoda vychází ze statistického zpracování naměřených údajů. Z několikanásobného měření veličiny  $x_i$  se určí její aritmeticky průměrná hodnota  $\bar{x}$  (rovnice 9.31) a její směrodatná odchylka  $s_x$  (rovnice 9.32). Následně se určí potenciální nepřesnost, která vznikne náhodným kolísáním měřených údajů při opakovaném měření. Tato nejistota se nazývá standartní nejistota typu A a značí se  $u_{Ax}$ . Z rovnice (9.32) vyplývá, že při zvyšujícím se počtu měření  $n_m$  se směrodatná odchylka ustálí a může se považovat za konstantu. Z rovnice (9.33) lze vyvodit, že se hodnota standartní nejistoty typu A snižuje, jestliže se zvyšuje se počet měření  $n$  (směrodatná odchylka  $s_x$  neměnná a  $n_m$  roste). Pro tento případ, kde počet měření jednoho bodu  $n$  je 60 000, je nejistota typu A zanedbatelná. [15] [16]

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n_m} x_i}{n_m} \quad (9.31) [15]$$

Směrodatná odchylka:

$$s_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_m} (x_i - \bar{x})^2}{n_m}} \quad (9.32) [15]$$

Standartní nejistota typu A:

$$u_{Ax} = \frac{s_x}{\sqrt{n_m}} \quad (9.33) [16]$$

Druhá metoda se nazývá standartní nejistota typu B. Je založena na nepřesnostech jednotlivých měřících zařízeních, které jsou udávány od výrobce, nebo zjištěny při kalibraci měřidla. [15]

Přístroj	Typ	Rozsah	Přesnost $t_{f.p.}$	$u_B$
Indukční průtokoměr kompaktní	TCM 142/93-1733	0,612 - 6,12 m <sup>3</sup> /h	0,5 % FSO	0,0000085 m <sup>3</sup> /s
Tlakoměr	DMP 331	0 - 2,5 bar	0,1 % FSO	250 Pa
Měrná hřídel	HBM T21WN/20NM	0 - 20 Nm	0,1 % FSO	0,02 Nm

Tabulka 7 Použité měřicí přístroje včetně jejich třídy přesnosti

Je uvažována pouze nepřesnost měření průtoku  $Q$  a kroutícího momentu  $M_k$ . Ostatní nepřesnosti jsou vzhledem k předešlým zanedbány. [17] Přesnost přístrojů je udávána z maximálního rozsahu FSO (Full Scale Output). Nepřesnost, jakého se může jednotlivý měřicí přístroj dopustit je absolutní nejistota typu B  $u_B$ . Vztah pro nejistotu B je následující:

$$u_B = t_{f.p.} \cdot X_{max} \quad (9.34) [17]$$

Kde  $t_{f.p.}$  je třída přesnosti přístroje a  $X_{max}$  jeho maximální rozsah. Tento vztah se může v některých případech lišit. Například přesnost některých průtokoměrů může být funkcí aktuálního průtoku. Nejistota použitého průtokoměru  $u_{BQ}$  [m<sup>3</sup>/s] je určena následujícím vztahem:

$$u_{BQ} = t_{f.p.Q} \cdot X_{maxQ} = 0,0017 \cdot 0,005 = 0,0000085 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.35)$$

Nejistota měrné hřídele  $u_{BMk}$  [Nm]:

$$u_{BMk} = t_{f.p.Mk} \cdot X_{maxMk} = 20 \cdot 0,001 = 0,02 \text{ Nm} \quad (9.36)$$

Nejistota tlakoměru  $u_{Bp}$  [Pa]:

$$u_{Bp} = t_{f.p.p} \cdot X_{maxp} = 250\,000 \cdot 0,001 = 250 \text{ Pa} \quad (9.37)$$

Absolutní nejistota tlakoměru je vyšší, než CFD výpočtem určená tlaková ztráta v trysce. To v kombinaci s kolísáním atmosferického tlaku během měření způsobilo, že někdy naměřená hodnota tlakové ztráty byla záporná. Z tohoto důvodu nejsou data do výpočtů účinnosti a měrné energie započítána.

Stanovení nejistoty nějaké hodnoty  $y$ , která je funkcí proměnných, jenž mají vlastní dílčí nejistoty, se vypočítá nepřímou metodou:

$$u_{By} = \sqrt{\sum_{k=1}^p (A_k \cdot u_{Bk})^2} \quad (9.38) [15]$$

Kde  $u_{By}$  je nejistota hodnoty počítané z funkce  $y$ , jenž obsahuje  $p$  proměnných s vlastní dílčí nejistotu  $u_{Bk}$ .  $A_k$  je derivace funkce  $y$  podle proměnné  $x_k$ .

$$A_k = \frac{\partial y}{\partial x_k} = \frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_k, \dots, x_p)}{\partial x_k} \quad (9.39) [15]$$

### 3.3.1 Nepřímé stanovení nejistoty měrné energie $Y$

Nejprve je potřeba stanovit nejistotu měření pro měrnou energii, která je dále použita při stanovení nejistoty měření účinnosti. Měrná energie  $Y$  [J/kg] se počítá z průtoku  $Q$  [m<sup>3</sup>/s], plochy trysky  $S_{trysky}$  [m<sup>2</sup>], tíhového zrychlení  $g$  [m/s<sup>2</sup>], průměru kola  $D$  [m], a polohy trysky nad kolem  $h$  [m]. Jediný uvažovaný zdroj nejistoty je zde průtok  $Q$ .

$$Y = \frac{Q^2}{2 \cdot S_{trysky}^2} + g(h + D) \text{ [J/kg]} \quad (9.311)$$

Nejistotu měrné energie  $u_{BY}$  lze odvodit ze vztahu (9.38):

$$u_{BY} = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial Q} \cdot u_{BQ}\right)^2} \text{ [J/kg]} \quad (9.312)$$

Po derivaci a úpravě:

$$u_{BY} = \frac{Q \cdot u_{BQ}}{S_{trysky}^2} \text{ [J/kg]} \quad (9.313)$$

### 3.3.2 Nepřímé stanovení nejistoty účinnosti $\eta$

Účinnost turbíny se počítá z otáček  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ], kroutícího momentu  $Mk$  [ $\text{Nm}$ ], měrné energie  $Y$  [ $\text{J/kg}$ ], hustoty  $\rho$  [ $\text{kg/m}^3$ ] a průtoku  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]. Z čehož má dílčí zdroj nejistoty průtok  $Q$ , měrná energie  $Y$  a krouticí moment  $Mk$ .

$$\eta = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk}{60 \cdot Y \cdot Q \cdot \rho} [-] \quad (9.321)$$

Nejistota účinnosti  $u_{B\eta}$  se odvodí ze vztahu (9.38):

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial Y} \cdot u_{BY}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \cdot u_{BQ}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Mk} \cdot u_{BMk}\right)^2} [-] \quad (9.322)$$

Po zderivování a úpravě:

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk}{60 \cdot Q \cdot \rho \cdot Y^2} \cdot u_{BY}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk}{60 \cdot Y \cdot \rho \cdot Q^2} \cdot u_{BQ}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot Y \cdot Q \cdot \rho} \cdot u_{BMk}\right)^2} \quad (9.323)$$

### 3.3.3 Nepřímé stanovení nejistoty měření výkonu $P$

Výkon turbíny je vypočítán z otáček  $n$  [ $1/\text{min}$ ] a kroutícího momentu  $Mk$  [ $\text{Nm}$ ], který je zdrojem nejistoty.

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Mk}{60} [\text{W}] \quad (9.331)$$

Nejistota měření výkonu je stanovena ze vztahu:

$$u_{BP} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial Mk} \cdot u_{BMk}\right)^2} [\text{W}] \quad (9.332)$$

Po zderivování a úpravě:

$$u_{BP} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot u_{BMk}\right)^2} \text{ [W]} \quad (9.333)$$

Kombinována nejistota  $u_{Cy}$  je dána odmocninou ze součtu čtverců nejistoty typu A a B. Přičemž výpočet nepřímé nejistoty typu A analogický k nejistotě typu B. Jelikož je v tomto případě nejistota typu A zanedbatelně malá oproti B. Lze tedy říci, že kombinovaná nejistota je rovna nejistotě typu B.

$$u_{Cy} = \sqrt{u_{Ay}^2 + u_{By}^2} \quad (9.334) \text{ [15]}$$

Při situaci  $u_{By} \gg u_{Ay}$ :

$$u_{Cy} \approx u_{By} \quad (9.335)$$

Relativní nejistota se dá vyjádřit jako podíl kombinované nejistoty nějaké veličiny  $u_{Cy}$  ku naměřené, respektive vypočítané hodnotě  $y$ . Jednotkou relativní nejistoty jsou procenta  $\delta_y$  [%].

$$\delta_{Cy} = \frac{u_{Cy}}{y} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (9.336) \text{ [15]}$$

Tímto způsobem jsou vypočítány relativní kombinované nejistoty účinnosti  $\delta_\eta$  a výkonu  $\delta_P$ . Nejistoty jsou stanovovány pro měření, při níž bylo dosaženo nejvyšší účinnosti, respektive nejvyššího výkonu. Pro každé kolo a polohu trysky byly vybrány měřené body (bod naměřené nejvyšší účinnosti a bod naměřeného nejvyššího výkonu), pro které byly nejistoty spočítány. Tyto nejistoty jsou pro přehlednost zobrazeny v tabulce 8 a tabulce 9



$\eta$ [%]	$P$ [W]	$n$ [1/min]	$Mk$ [Nm]	$Q$ [l/s]	$\delta_{C\eta}$	$\delta_{A\eta}$	$\delta_{CMk}$	č. char.
<b>kolo s korečky 25 mm</b>								
<b>66,62 %</b>	0,4916	25,93	0,1810	0,20975	<b>11,78 %</b>	0,03 %	11,05 %	102
<b>66,23 %</b>	0,5320	25,63	0,1982	0,22561	<b>10,79 %</b>	0,03 %	10,09 %	93
<b>69,48 %</b>	0,5301	28,12	0,1800	0,21591	<b>11,80 %</b>	0,03 %	11,11 %	85
<b>kolo s korečky 50 mm</b>								
<b>50,74 %</b>	0,6851	48,26	0,1355	0,33846	<b>14,99 %</b>	0,07 %	14,76 %	28
<b>45,32 %</b>	0,4333	28,47	0,1453	0,25885	<b>14,17 %</b>	0,05 %	13,76 %	39
<b>54,83 %</b>	0,5802	38,89	0,1424	0,28084	<b>14,39 %</b>	0,06 %	14,04 %	47
<b>kolo s korečky 75 mm</b>								
<b>38,39 %</b>	0,4564	45,68	0,0954	0,31547	<b>21,15 %</b>	0,09 %	20,96 %	73
<b>48,63 %</b>	0,5468	62,51	0,0835	0,30240	<b>24,12 %</b>	0,10 %	23,94 %	65
<b>37,57 %</b>	0,3485	41,47	0,0802	0,25985	<b>25,15 %</b>	0,10 %	24,92 %	55

Tabulka 8 Vybrané nejistoty měření účinnosti (nejvyšší naměřené účinnosti)

Měřené hodnoty se pohybovaly u spodních hranic rozsahu měřících přístrojů. Měřící rozsah měrné hřídele je 0 Nm až 20 Nm. Dosažené nejvyšší krouticích momenty se pohybují okolo hodnoty 0,45 Nm, což je 2,25 % maximálního rozsahu. Měření momentu mělo nejvyšší přínos do celkové kombinované nejistoty měření účinnosti  $\delta_{C\eta}$ . Samotná kombinovaná nejistota krouticího momentu  $\delta_{CMk}$  tvoří většinou část celkové kombinované nejistoty měření účinnosti, respektive výkonu. V tabulce je také uvedena nejistota účinnosti typu A  $\delta_{A\eta}$ , která je svou hodnotou zanedbatelná oproti nejistotě typu B. To potvrzuje předpoklad uvedený výše.

$\eta$ [%]	$P$ [W]	$n$ [1/min]	$Mk$ [Nm]	$Q$ [l/s]	$\delta_{CP}$	$\delta_{CMk}$	č. char.
<b>kolo s korečky 25 mm</b>							
56,32 %	<b>0,7866</b>	40,57	0,1852	0,34907	<b>10,80 %</b>	10,80 %	97
60,16 %	<b>0,7552</b>	46,23	0,1560	0,32264	<b>12,82 %</b>	12,82 %	89
63,72 %	<b>0,7566</b>	34,73	0,2080	0,30932	<b>9,62 %</b>	9,62 %	81
<b>kolo s korečky 50 mm</b>							
50,74 %	<b>0,6851</b>	48,26	0,1355	0,33846	<b>14,76 %</b>	14,76 %	28
39,20 %	<b>0,4969</b>	47,90	0,0991	0,32296	<b>20,19 %</b>	20,19 %	37
51,39 %	<b>0,6321</b>	38,20	0,1580	0,31569	<b>12,66 %</b>	12,66 %	46
<b>kolo s korečky 75 mm</b>							
38,39 %	<b>0,4564</b>	45,68	0,0954	0,31547	<b>20,96 %</b>	20,96 %	73
48,63 %	<b>0,5468</b>	62,51	0,0835	0,30240	<b>23,94 %</b>	23,94 %	65
34,94 %	<b>0,3666</b>	47,96	0,0730	0,28662	<b>27,40 %</b>	27,40 %	56

Tabulka 9 Vybrané nejistoty měření výkonu (nejvyšší naměřené výkony)

Při vyšších otáčkách, kdy nebyla turbína brzděná brzdou, se měřený krouticí moment blížil rozlišovací schopnosti měrné hřídele. To má za následek vysokou relativní kombinovanou nejistotu krouticího momentu  $\delta_{CMk}$  a s tím spojenou vysokou kombinovanou relativní nejistotu výkonu  $\delta_{CP}$  a účinnosti  $\delta_{C\eta}$ . Brzdný moment zde vytváří ložisko č. 3.

Nejvyšší relativní kombinovaná nejistota účinnosti je při měření kola s nejmenším počtem korečků (korečky 75 mm). Body s nejvyšší naměřenou účinností dosahují relativně nízkých krouticích momentů. Díky tomu je celková relativní nejistota účinnosti i výkonu vyšší. Se zvyšujícím se počtem korečků se zvyšuje i moment, a tím se relativní nejistota účinnosti, respektive výkonu snižuje.

## 4. Diskuse

Rozdíly hodnot charakteristik mezi jednotlivými polohami trysky  $L$  jsou poměrně malé. U kola s korečky 25 mm je zřejmé, že zvětšení polohy  $L$  posouvá polohu maximálního výkonu a účinnosti nahoru do vyšších průtoků. Jedná se zde o poměrně malé změny průtoku při relativně konstantních otáčkách. Tato závislost se neobjevuje u některých parametrů ostatních kol. Je to pravděpodobně způsobeno vyšší nejistotou měření a nepříliš přesnou plochou, která je proložena měřenými body účinnosti a výkonu. Body maximálních hodnot výkonů a účinností se pohybují v relativně blízké oblasti. Nepatrný rozdíl závislosti polohy vrcholů na poloze  $L$  může být ztracen v relativně větší nepřesnosti. Pro potenciální budoucí měření by bylo vhodné zvolit větší rozdíl poloh trysky. Zvolením jiných poloh by bylo možné také proměřit turbínu ve vyšších průtocích a při vyšším výkonu.

Upnutí trysky do upínání na konstrukci turbíny a následné změření její polohy může být lehce nepřesné. Konstrukce trysky se při upínání mírně pohybuje a v některých místech je upnutí nesimetrické (jekl v jeklu se při upínání přitlačí na jednu stěnu). Všechny hodnoty  $L$  byly počítány jako součet relativní polohy (výtokové hrany trysky s tyčí na které je upínání trysky) a polohy tyče od osy rotace kola. Podobným způsobem byla změřena i vertikální hodnota polohy trysky.

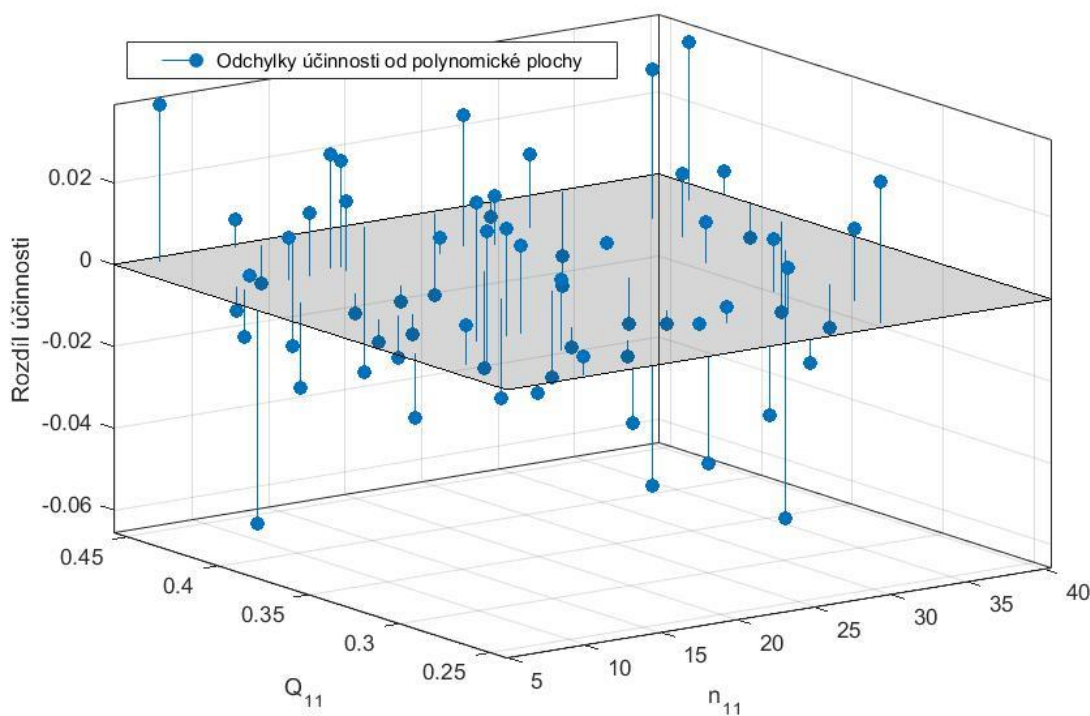
Relativně vysoká nejistota měření byla z velké části způsobena třídou přesnosti a rozsahem měrné hřídele. Měřené hodnoty se pohybovali ve 2 % celkového rozsahu přístroje. Měření u kola s korečky 50 mm a 75 mm se pohybovali často na spodní hranici rozsahu průtokoměru (některé měření mírně pod). Tyto oblasti jsou charakteristické nízkými výkony a účinnostmi, a proto příliš vysoká přesnost měření zde není klíčová. Tyto body byly zpracovány spolu s ostatními.

Při měření docházelo k častému kolísání otáček. Tento jev plně neodstranil ani přidání setrvačnick. Body, při kterých docházelo k tomuto jevu, nejsou příliš zajímavé z hlediska výkonu a účinnosti. Proto mírné zvýšení nepřesnosti v těchto bodech nepředstavuje zásadní problém.

První kolo, které bylo proměřováno, bylo kolo s korečky 50 mm. Při tomto měření nebyly měřeny body na horní hraně průtoku. To jsou body, při kterých část vodního paprsku zasáhne kolo a část kolo přeletí. První měřený průtok byl zde ten, kdy paprsek celý narážel na korečky kola. V blízkosti této oblasti se nachází bod maximálního výkonu. Poslední nastavovaný a měřený průtok nebyl schopný vytvořit vodní paprsek a voda z trysky jen vytékala. Podobný rozsah průtoků byl zvolen i pro kolo s korečky 75 mm. Přičemž byl využíván i průtok, kdy paprsek částečně zasahuje kolo. Při měření posledního kola s korečky 25 mm bylo využito poznatků z minulých kol. Jelikož bylo možné předpokládat, že v nízkých průtocích se nenachází body nejvyšší účinnosti ani výkonu, byl minimální průtok zvolen spodní hranicí rozsahu průtokoměru (0,17 l/s). Později se ukázalo, že kolo s nejmenšími korečky má minimální problém s kolísáním otáček ze všech tří kol. Bod nejvyšší účinnosti se v některých případech nacházel na této spodní hranici.

Podle vypočtené tlakové ztráty z CFD by tlaková ztráta v trysce snížila hodnoty nejvyšších účinností o 1,8 % až 2,7 %. Tlaková ztráta by mohla být měřena při použití vhodného například diferenčního tlakoměru.

Naměřené body a v nich vypočítané hodnoty účinností se mírně lišily od polynomicke plochy, která byla těmito body proložena. Většinou se jednalo o jednotky účinnostních procent (obrázek 28). To bylo pravděpodobně způsobeno nepřesností měření. Při prokládání plochou byla použita i metoda nejmenších čtverců, s uvažovanou vahou jednotlivých bodů. Váha bodů byla vyšší tam, kde byla spočítána vyšší účinnost, respektive výkon. To mělo za cíl vytvořit plochu, která by věrněji odpovídala skutečnosti v místech, kde je oblast zájmu. Tyto plochy byly ale velice podobné plochám bez uvažování váhy bodů, a tak bylo rozhodnuto tuto možnost nevyužít.



Obrázek 38 Odchytky hodnot účinnosti od proložené plochy (kolo s korečky 25 mm  
 $L=79,895$  mm)

Turbína byla vytvořena pro ověření koncepce a slouží ke zkoumání závislostí změny konstrukčních parametrů. Na základě této turbíny by bylo možné vytvořit větší a výkonnější stroj, který by měl reálnou dobu ekonomické návratnosti. V tomto případě, kdy stroj v maximu vyprodukuje 0,78 W mechanické energie, by po započítání účinnosti generátoru byla ekonomická návratnost nesmyslně vysoká.

Pro srovnání s jinými turbínami, nebo případný budoucí návrh podobných mlýnských kol je patřičné vypočítat specifické otáčky  $n_s$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. Tyto otáčky jsou počítané pro optimální

body jednotlivých kol. To je pro body nejvyšších účinností, které se nacházejí v jednotlivých maximech regresních ploch.

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (10.1)$$

Kde  $H$  [m] je spád na turbínu,  $Q$  [m<sup>3</sup>/s] je průtok a  $n$  [min<sup>-1</sup>] jsou otáčky. Jednotky specifických otáček min<sup>-1</sup>. Jelikož vrcholy ploch, pro které jsou specifické otáčky počítány, jsou definovány jednotkovými otáčkami  $n_{11}$  a jednotkovým průtokem  $Q_{11}$ , je nutné tyto hodnoty pro účely výpočtů převést na průtok  $Q$  respektive otáčky  $n$ . Tento krok je proveden v programu MS excel. Při výpočtu otáček a průtoku je využito iteračního postupu. Proměnný parametr, který je zde iterován je rychlost  $v_i$  [m/s]. Na počátku iterace je  $v_i$  [m/s] volen. Krok iterace je označen  $i$ .

$$Y_i = \frac{v_i^2}{2} + g(h + D) \text{ [J/kg]} \quad (10.2)$$

$$H_i = \frac{Y_i}{g} \text{ [m]} \quad (10.3)$$

Kde  $g$  [m/s<sup>2</sup>] je tíhové zrychlení,  $h$  [m] je výška trysky nad kolem a  $D$  [m] je průměr kola.

Z předpisu pro jednotkové otáčky (9.17) jsou vyjádřeny otáčky  $n$ :

$$n_i = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H_i}}{D} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (10.4)$$

Z předpisu pro jednotkový průtok (9.18) je vyjádřen průtok  $Q$ :

$$Q_i = 1000 \cdot Q_{11} \cdot d \cdot b \cdot \sqrt{H_i} \text{ [l/s]} \quad (10.5)$$

Kde  $d$  [m] je vnitřní průměr korečku,  $b$  [m] je šířka funkční části korečku.

Z této hodnoty průtoku lze vypočítat novou rychlost  $v_{i+1}$  [m/s], která je znovu dosazena na začátek iteračního procesu (rovnice 10.2). Sledované parametry při iteraci jsou otáčky  $n$  a průtok  $Q$ . Jestliže se rozdíl otáček (nebo průtoku) po sobě jdoucích iterací příliš neliší, je iterace ukončena.  $S_{trysky}$  [m<sup>2</sup>] je výstupní plocha kanálu trysky.

$$v_{i+1} = \frac{Q_i}{1000 \cdot S_{trysky}} \text{ [m/s]} \quad (10.6)$$

Hodnoty specifických otáček jsou pro všechny měřené polohy trysky a všechna kola shromážděny v tabulce 10.

Specifické otáčky pro body nejvyšší účinnosti								
Kolo s korečky 75 mm								
$L$ [mm]	$Q_{II}$	$n_{II}$	$H$ [m]	$n$ [1/min]	$Q$ [l/s]	$\eta$	$n_s$ [1/min]	Výkon [W]
58,295	0,1013	14,05	0,3600	28,6	0,2443	0,3757	<b>3,517</b>	0,3232
68,295	0,1093	16,43	0,3671	33,8	0,2662	0,4832	<b>4,272</b>	0,4613
79,895	0,1115	15,03	0,3692	31,0	0,2724	0,3873	<b>3,947</b>	0,3851
Kolo s korečky 50 mm								
58,295	0,1837	16,43	0,3879	33,4	0,2911	0,5538	<b>4,233</b>	0,6095
68,295	0,1614	14,18	0,3742	28,3	0,2512	0,4502	<b>3,424</b>	0,414
79,895	0,1894	16,94	0,3919	34,6	0,3016	0,4945	<b>4,431</b>	0,5698
Kolo s korečky 25 mm								
58,295	0,3335	17,74	0,3725	35,6	0,2534	0,697	<b>4,341</b>	0,6471
68,295	0,3425	17,23	0,3750	34,7	0,2611	0,668	<b>4,274</b>	0,6475
79,895	0,3455	17,23	0,3759	34,8	0,2637	0,6524	<b>4,293</b>	0,6382

Tabulka 10 Specifické otáčky optimálních bodů

## Závěr

Jedním z cílů této práce bylo prozkoumat vliv změny velikosti korečků mlýnského kola na jeho vlastnosti. Z měření a následné analýzy dat vyplývá, že nejvyšší účinnost je dosažena u kola s nejvyšším počtem korečků, tedy s nejmenšími korečkami (vnější průměr 25 mm). Nejvyšší účinnost určená z regresní plochy účinnosti je 69,7 %. Výkon v tomto bodě určený z regresní plochy výkonu je 0,647 W. Tyto hodnoty jsou pro polohu trysky  $L = 58,295$  mm. Nejvyšší reálně naměřená účinnost pro toto nastavení turbíny je 69,48 % při výkonu 0,5301 W. Relativní kombinovaná nejistota tohoto měření účinnosti určená nepřímou metodou je 11,8 %. Největší část této hodnoty tvoří nejistota měření kroutícího momentu, protože se měřené momenty pohybují u spodní hranice rozsahu měrné hřídele. Vypočtené účinnosti nezahrnují tlakovou ztrátu, která vzniká v trysce. Tato ztráta se podle CFD výpočtů pohybuje v řádech stovek pascalů, což je ve většině případů méně, než je přesnost instalovaného tlakoměru. Při započítání tlakové ztráty určené na základě CFD výpočtu se účinnost snižuje v řádech jednotek procent. Podobné vysoké účinnosti byly naměřeny i pro ostatní polohy trysky tohoto kola. Posuvem trysky dále od kola (zvětšení polohy  $L$ ) se bod nejvyšší účinnosti posouvá do vyšších průtoků. Tento jev není patrný u kola s korečkami 50 mm. Hodnoty maximálních účinností a výkonů klesají se zmenšujícím se počtem korečků. Při porovnání s turbínami podobně nízkých výkonů dosahuje tato turbína relativně vysokých účinností. Hypotetický produkovaný elektrický výkon by byl snížen ještě o ztrátu v generátoru a případně i ztrátu způsobenou změnou otáček v převodu. Nejvyšší výkon určený z regresní plochy výkonu je 0,7578 W. Tato plocha rovněž náleží kolu s nejmenšími korečkami, avšak s polohou trysky nejdále od osy kola ( $L = 79,895$  mm). Pro toto nastavení byl nejvyšší reálně naměřený výkon 0,7866 W s účinností 56,32 %. Kombinovaná relativní nejistota výkonu je 10,8 %. Maximální výkon se pro toto kolo zmenšuje společně s polohou trysky  $L$  (tryska se horizontálně přibližuje k ose kola).

Ekonomická návratnost turbíny je díky svému velice nízkému výkonu nesmyslně vysoká. Tento stroj byl postaven pro ověření nové koncepce a zkoumá vliv změny počtu korečků na vlastnosti vodního kola. Výsledky této diplomové práce mohou být podkladem pro konstrukci většího kola, u kterého by již případná rentabilita byla více reálnou. Například vzorové kolo, ze kterého částečně vychází tato konstrukce, má průměr 0,9 m a pracuje při výkonu 149 W. V tomto případě je ekonomická návratnost vypočítána na 12,3 let. [2]

Během měření se vyskytl problém s kolísáním otáček, a to především u měření s nízkým výkonem. Tento jev byl minimální u kola s nejmenšími korečkami, a naopak výrazný u kola s korečkami největšími. V některých případech docházelo k úplnému zastavení kola a po naplnění korečků opětovnému roztočení. Tyto měření se svým průtokem a otáčkami vyskytovaly v oblasti relativně velmi nízkých výkonů a účinností. Proto neměly na výsledky této práce větší negativní dopad. Tento jev částečně vymizel po instalaci setrvačnicku na hřídel. Při potenciálně dalším měření by bylo vhodné se problému s kolísáním otáček vyhnout. Tomu lze předejít zvýšením momentu setrvačnosti hřídele (větší setrvačnick), nebo provozem turbíny při vyšších průtocích. Zvýšení průtoku lze docílit změnou polohy trysky. Ta by měla být taková, aby vodní paprsek i při vyšších průtocích zasáhl kolo a nepřelétl jej. Tryska byla zkonstruována tak, aby netransformovala tlakovou energii na energii kinetickou. Změnou konstrukce trysky, a využití možnosti transformace tlakové energie by bylo možné zvýšit výkon turbíny.

## Zdroje

- [1] BOUŠKA, Jan. Poznámky k historii výroby elektřiny v českých zemích. In: Svaz podnikatelů pro využití energetických zdrojů, z.s. [online]. 2018 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: [http://www.spvez.cz/files/Historie\\_energetiky.pdf](http://www.spvez.cz/files/Historie_energetiky.pdf)
- [2] MACEK, L. Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. [cit. 2020-06-02] Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.. . Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=129015](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=129015)
- [3] Mechanika. Mechanika [online]. Králův Dvůr, 2005 [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <http://www.mechanikakd.cz/turbina.html>
- [4] Encyklopedie Energie: KOLO, KOLO MLÝNSKÉ . . . [online]. [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: [https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/04/kolo\\_1.html](https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/04/kolo_1.html)
- [5] BHATTARAI, Bhattarai Suyesh, Vichare Parag, Dahal Keshav, Al Makky Ahmed, Olabi Abdul-Ghani, Parag VICHARE, Keshav DAHAL, Ahmed AL MAKKY a Abdul-Ghani OLABI. Novel trends in modelling techniques of Pelton Turbine bucket for increased renewable energy production. Renewable and Sustainable Energy Reviews [online]. 2019, 2019(112), 87-101 [cit. 2020-04-14]. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.05.045>. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032119303582?via%3Dihub>
- [6] Turbína Setur. Abeceda malých vodních pohonů [online]. [cit. 2020-03-02]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/jineturbiny/setur.htm>
- [7] Brněňští vědci sestrojili novou vírovou turbínu. ScienceWorld [online]. 2013-06-21 cit. 2020-02-02]. Roč. 2013. Dostupné z: <https://www.scienceworld.cz/aktuality/brnensti-vedci-sestrojili-novou-virovou-turbinu/>
- [8] Korečnická na horní vodu. Abeceda malých vodních pohonů [online]. [cit. 2020-01-03]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/>
- [9] Ponceletovo vodní kolo. Abeceda malých vodních pohonů [online]. [cit. 2020-01-03]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/vodnikolaDD/poncelet.htm>
- [10] BUDIARSO, WARJITO, M. Naufal LUBIS a Dendy ADANTA. Performance of a Low Cost Spoon-Based Turgo Turbine for Piko Hydro Installation. Energy Procedia [online]. 2019, 156, 447-451 [cit. 2020-04-14]. DOI: 10.1016/j.egypro.2018.11.087. ISSN 18766102. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610218310464>
- [11] BENZON, D.S., G.A. AGGIDIS a J.S. ANAGNOSTOPOULOS. Development of the Turgo Impulse turbine: Past and present. Applied Energy [online]. 2015, 2016(166), 1-18 [cit. 2020-04-17]. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.091>. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261915016645?via%3Dihub>



[12] Peltonova turbína. Abeceda malých vodních pohonů [online]. [cit. 2020-04-14].  
Dostupné z: <https://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/pelton.htm>

[13] GAISER, Kyle, Paul ERICKSON, Pieter STROEVE a Jean-Pierre DELPLANQUE. An experimental investigation of design parameters for piko-hydro Turgo turbines using a response surface methodology. *Renewable Energy* [online]. 9 únor 2015, 2016(85), 406-418 [cit. 2020-04-14]. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.049>. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148115300720?via%3Dihub>

[14] SIMMONS, Scott a William LUBITZ. Archimedes screw generators for sustainable energy development. 2017 IEEE Canada International Humanitarian Technology Conference (IHTC) [online]. IEEE, 2017, , 144-148 [cit. 2020-04-03]. DOI: 10.1109/IHTC.2017.8058176. ISBN 978-1-5090-6264-5. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/8058176/>

[15] PALENČÁR, Rudolf, František VDOLEČEK a Martin HALAJ. Nejistoty v měření I: vyjadřování nejistot. *Automa* [online]. 2001, 2001(7,8) [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: [http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/10960.pdf](http://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/10960.pdf)

[16] PALENČÁR, Rudolf, František VDOLEČEK a Martin HALAJ. Nejistoty v měření II: nejistoty přímých měření. *Automa* [online]. 2001, 2001(1) [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: [http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/10961.pdf](http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/10961.pdf)

[17] HABÁN, Vladimír. Přednášky k předmětu Měření tekutinových systémů. Vysoké učení technické v Brně, 2019.

## Seznam použitých symbolů

Symbol	Veličina	Jednotka
$\delta_{A\eta}$	Relativní nejistota typu A účinnosti	%
$\delta_{C\eta}$	Relativní kombinovaná nejistota účinnosti	%
$\delta_{CMk}$	Relativní kombinovaná nejistota kroutícího momentu	%
$\delta_{CP}$	Relativní kombinovaná nejistota výkonu	%
$\delta_{Cy}$	Kombinovaná relativní nejistota funkce y	%
$\delta_y$	Relativní nejistota hodnoty y	%
$\eta$	Účinnost	-
$\rho$	Hustota	kg/m <sup>3</sup>
$A$	Průměrná hodnota	-
$A_i$	Naměřená hodnota	-
$A_k$	Derivace funkce y podle proměnné $x_k$	-
$b$	Funkční šířka korečku	m
$d$	Funkční průměr korečku	m
$D$	Průměr mlýnského kola	-
$g$	Tíhové zrychlení	m/s <sup>2</sup>
$h$	Poloha trysky nad kolem	m
$H$	Spád na turbínu	m
$H_i$	Iterovaný spád na turbínu	m
$i$	Krok iterace	-
$L$	Horizontální poloha trysky	m
$Mk$	Krouticí moment	Nm
$n$	Otáčky	min <sup>-1</sup>
$n_m$	Počet měření	-
$n_{11}$	Jednotkové otáčky	min <sup>-1</sup>
$n_i$	Iterované otáčky	min <sup>-1</sup>
$n_s$	Specifické otáčky	min <sup>-1</sup>
$p$	Počet proměnných s dílčí nejistotou funkce y	-
$P$	Výkon	W
$Q$	Průtok	l/s
$Q_{11}$	Jednotkový průtok	m <sup>3</sup> /s
$Q_i$	Iterovaný průtok	l/s
$S_{trysky}$	Plocha výstupního průřezu trysky	m <sup>2</sup>
$s_x$	Směrodatná odchylka	-
$t_{f.p.}$	Třída přesnosti	%

---

$t_{f,p,Mk}$	Třída přesnosti měrné hřídele	%
$t_{f,p,Q}$	Třída přesnosti průtokoměru	%
$t_{f,p,p}$	Třída přesnosti tlakoměru	%
$u_{Ax}$	Standartní nejistota typu A měřené veličiny $x$	-
$u_{Ay}$	Nejistota typu A funkce $y$	-
$u_B$	Standartní nejistota typu B	-
$u_{B\eta}$	Standartní nejistota typu B účinnosti	-
$u_{Bk}$	Standartní nejistota typu B proměnné $k$	-
$u_{BMk}$	Standartní nejistota typu B měrné hřídele	<b>Nm</b>
$u_{Bp}$	Standartní nejistota typu B tlakoměru	Pa
$u_{BP}$	Standartní nejistota typu B výkonu	W
$u_{BQ}$	Standartní nejistota typu B průtokoměru	<b>m<sup>3</sup>/s</b>
$u_{By}$	Nejistota typu B funkce $y$	-
$u_{BY}$	Nejistota typu B měrné energie $Y$	J/kg
$u_{Cy}$	Kombinovaná nejistota funkce $y$	-
$v$	Rychlost vody vytékající z trysky	<b>m/s</b>
$v_I$	Volená rychlost v prvním kroku iterace	m/s
$v_i$	Iterovaná rychlost	m/s
$v_{i+1}$	Rychlost nového iteračního kroku	m/s
$\bar{x}$	Aritmeticky průměrná hodnota měřených hodnot $x_i$	-
$x_i$	Měřená hodnota	-
$x_k$	Proměnná s dílčí nejistotou funkce $y$	-
$X_{max}$	Maximální měřicí rozsah přístroje	-
$X_{maxMk}$	Maximální měřicí rozsah měrné hřídele	Nm
$X_{maxp}$	Maximální měřicí rozsah tlakoměru	Pa
$X_{maxQ}$	Maximální měřicí rozsah průtokoměru	<b>m<sup>3</sup>/s</b>

---

## Seznam obrázků

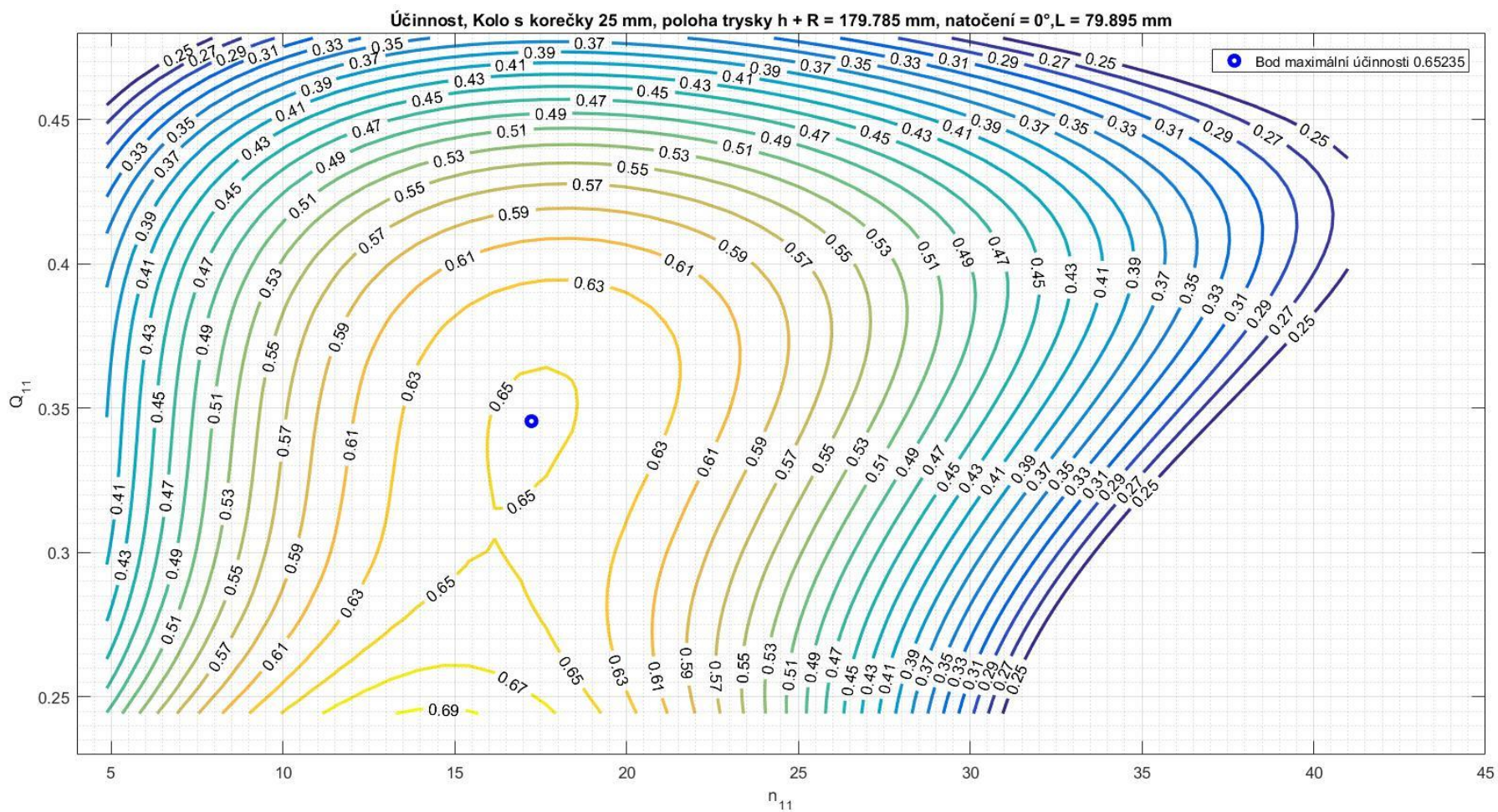
Obrázek 1 Vhodné rozsahy použití vybraných vodních turbín [5].....	13
Obrázek 2 Mlýnské kolo na horní vodu [8].....	15
Obrázek 3 Poncelentovo vodní kolo [9].....	16
Obrázek 4 Experimentální Peltonova piko turbína [10].....	17
Obrázek 5 Schéma Peltonovi turbíny [12].....	17
Obrázek 6 Porovnání Peltonovi a Turgo turbíny [13].....	18
Obrázek 7 Experimentální piko Turgo turbína [12].....	18
Obrázek 8 Kolo Turgo turbíny [11].....	18
Obrázek 9 Archimedův šroub [14].....	19
Obrázek 10 Konstrukční uspořádání Archimédova šroubu [14].....	19
Obrázek 11 Mobilní přenosná Setur turbína [3].....	20
Obrázek 12 Schéma konstrukce turbíny Setur [6].....	20
Obrázek 13 Princip odvalování rotoru turbíny [6].....	20
Obrázek 14 Konstrukční uspořádání turbíny.....	21
Obrázek 16 Sestava kola.....	23
Obrázek 15 Rozmístění korečků.....	23
Obrázek 17 Natáčení korečku.....	24
Obrázek 18 Tvar kanálu trysky.....	25
Obrázek 19 Geometrie kanálu trysky pro CFD výpočet.....	26
Obrázek 20 Nastavení a realizace CFD výpočtu.....	26
Obrázek 21 Tlakové ztráty pro jednotlivé hmotnostní průtoky z CFD výpočtu.....	27
Obrázek 22 Model trysky.....	27
Obrázek 23 Tvar vodního paprsku vystupujícího z trysky.....	28
Obrázek 24 Hydraulická část měřicí soustavy.....	29
Obrázek 25 Mechanická část měřicí soustavy.....	30
Obrázek 26 Brzda generující brzdny moment.....	30
Obrázek 27 Brzda založená na principu páky.....	31
Obrázek 29 Nastavení trysky nad kolem.....	32
Obrázek 28 Přípravek pro natočení korečků.....	32
Obrázek 30 Příklad měřeného bodu.....	34
Obrázek 31 Příklad kolísání otáček.....	35
Obrázek 32 Příklad charakteristik relativně konstantního průtoku.....	37
Obrázek 33 Příklad polynomické plochy účinnosti.....	39
Obrázek 34 Oblasti proložené plochy.....	40
Obrázek 35 Plocha účinnosti kola s korečky 25 mm, měřené charakteristiky.....	41
Obrázek 36 Charakteristiky měření A a B z obrázku 35.....	42
Obrázek 37 Charakteristiky výkonu pro různé polohy trysky L (kolo s korečky 25 mm).....	42
Obrázek 38 Odchylny hodnot účinnosti od proložené plochy (kolo s korečky 25 mm L=79,895 mm).....	52

## Seznam tabulek

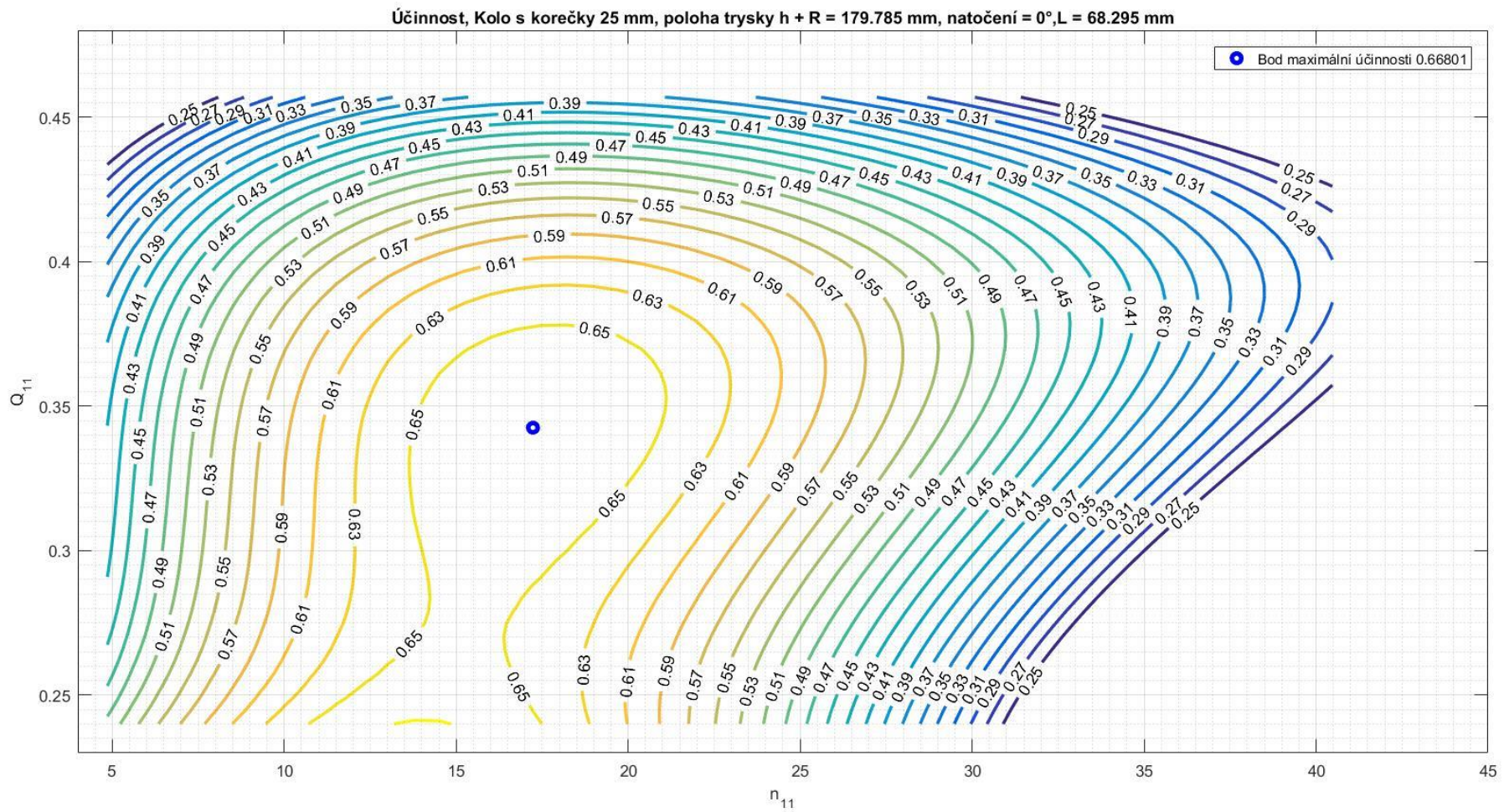
Tabulka 1 Rozdělení vodních turbíny podle výkonu [4] .....	13
Tabulka 2 Rozměry jednotlivých mlýnských kol.....	24
Tabulka 3 Použité měřicí přístroje.....	29
Tabulka 4 Polohy trysky pro jednotlivé měření .....	32
Tabulka 5 potenciálně nejvyšší účinnosti (vycházející z proložené plochy).....	40
Tabulka 6 Potenciální body nejvyššího výkonu .....	43
Tabulka 7 Použité měřicí přístroje včetně jejich třídy přesnosti .....	45
Tabulka 8 Vybrané nejistoty měření účinnosti (nejvyšší naměřené účinnosti).....	49
Tabulka 9 Vybrané nejistoty měření výkonu (nejvyšší naměřené výkony) .....	49
Tabulka 10 Specifické otáčky optimálních bodů .....	54

## Seznam příloh

- Příloha 1 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 2 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 3 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm  
Příloha 4 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 5 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 6 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm  
Příloha 7 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 8 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 9 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm  
Příloha 10 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 11 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 12 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm  
Příloha 13 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 14 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 15 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm  
Příloha 16 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm  
Příloha 17 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 68,295 mm  
Příloha 18 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 58,295 mm

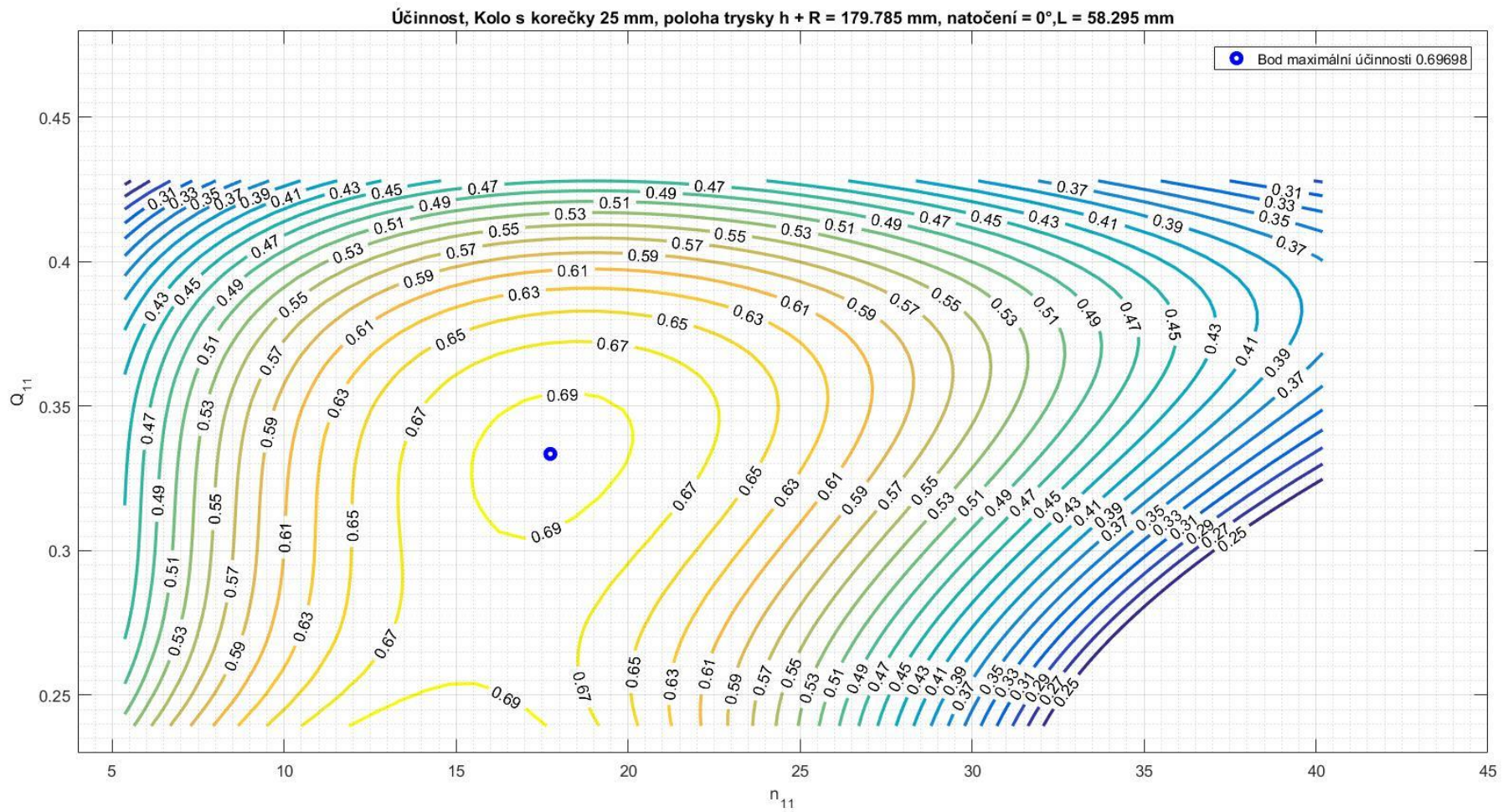


*Příloha 1 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 79,895$  mm*

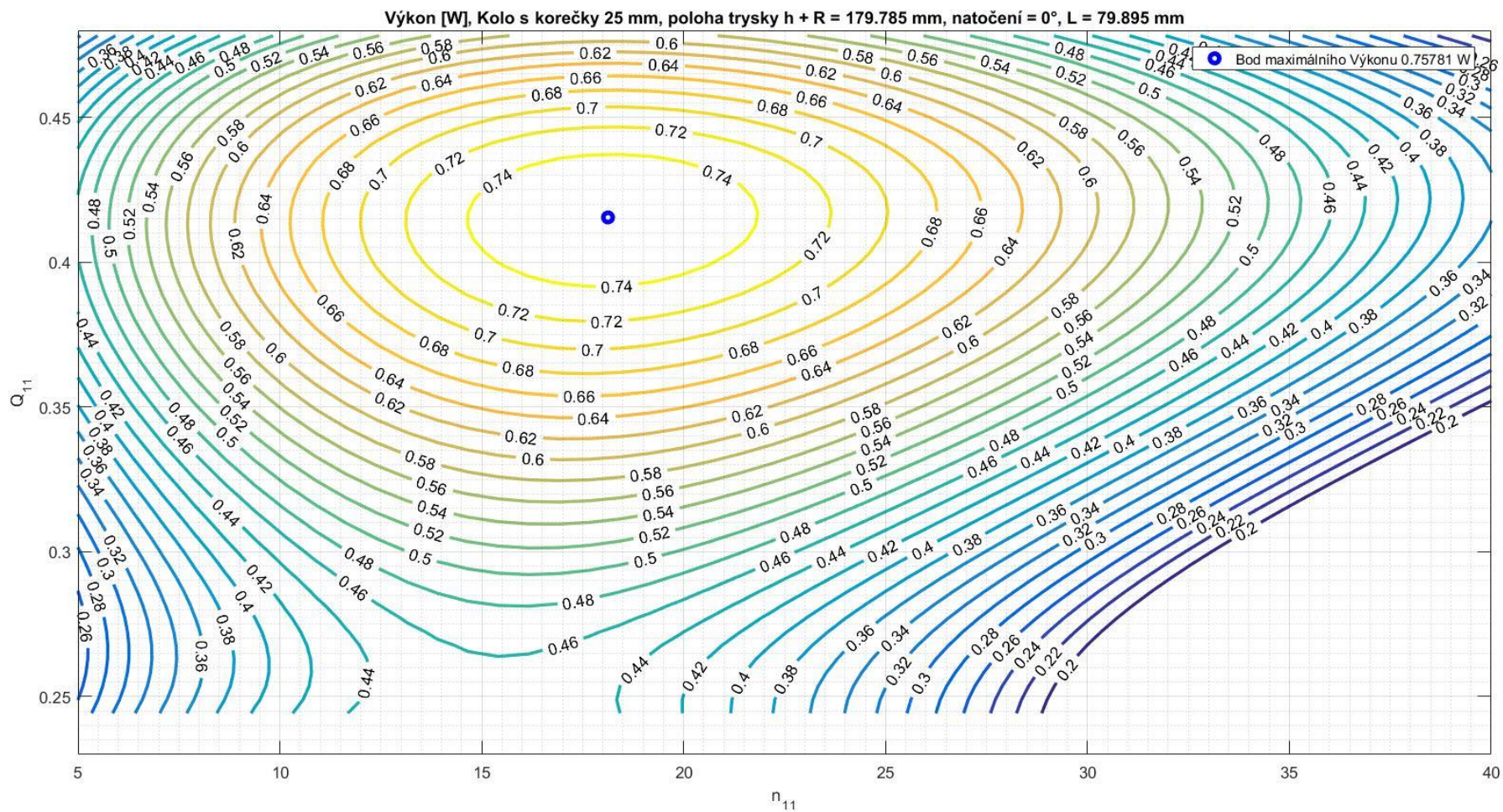


*Příloha 2 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm*

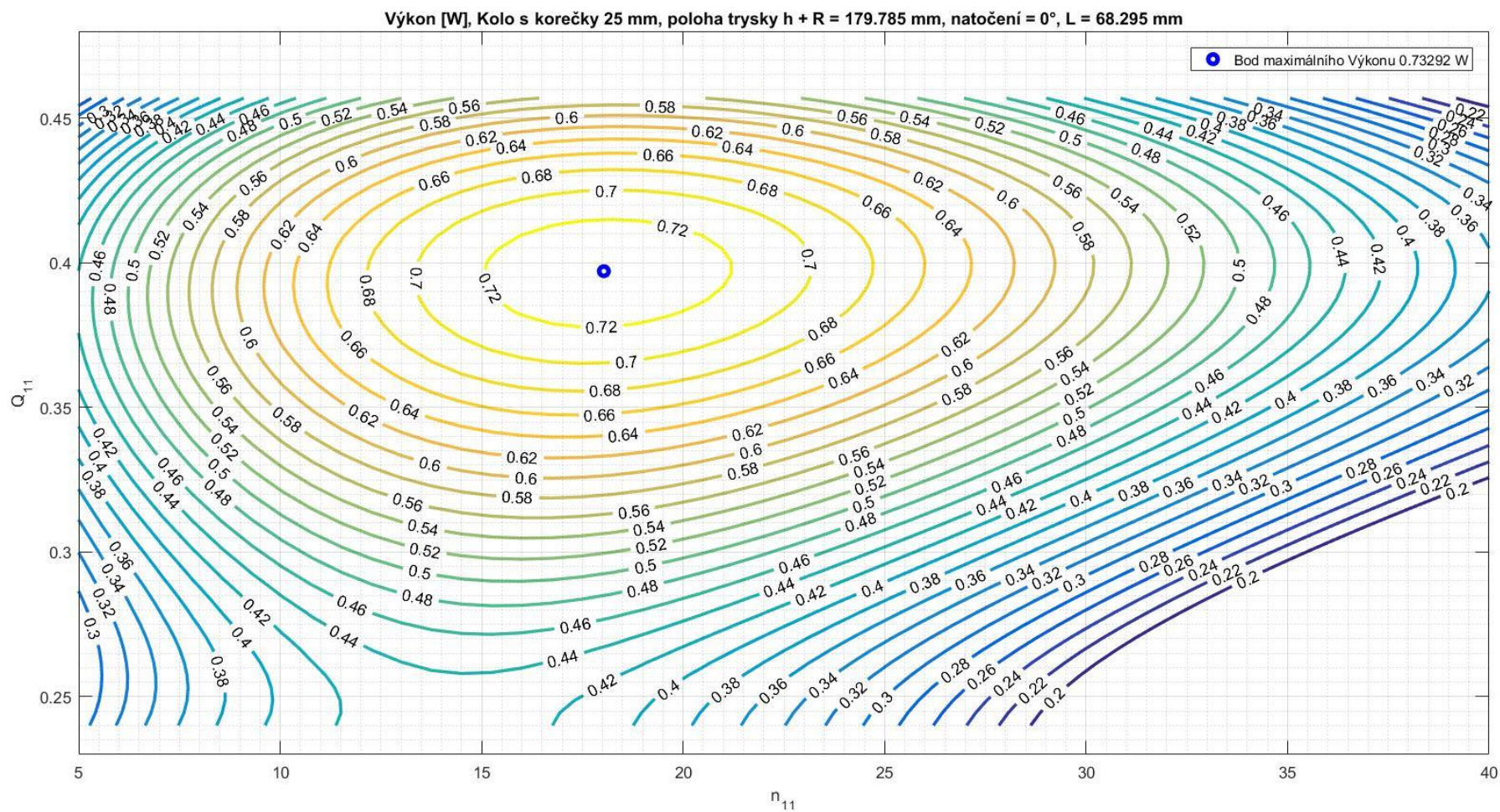




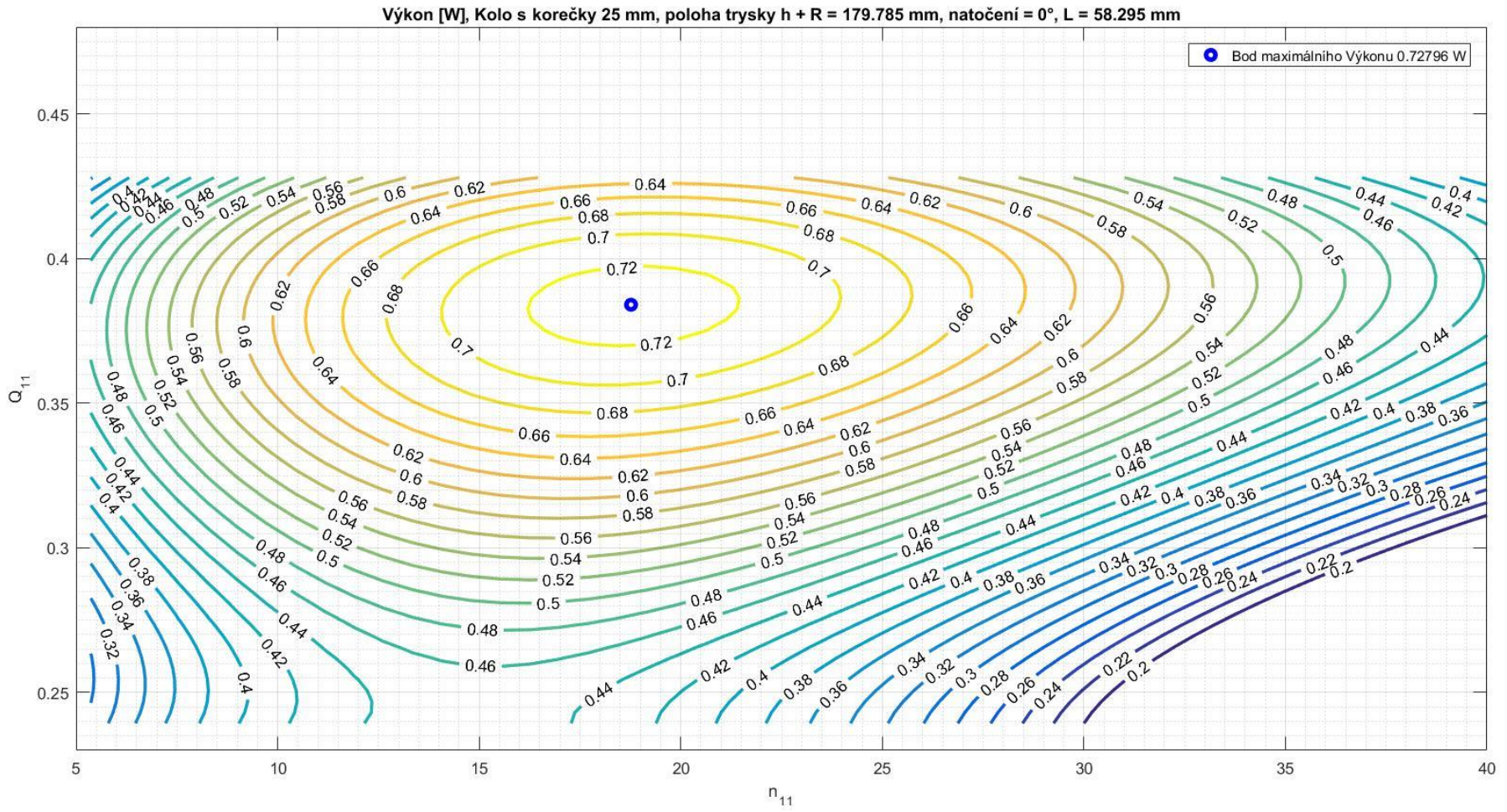
*Příloha 3 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm*



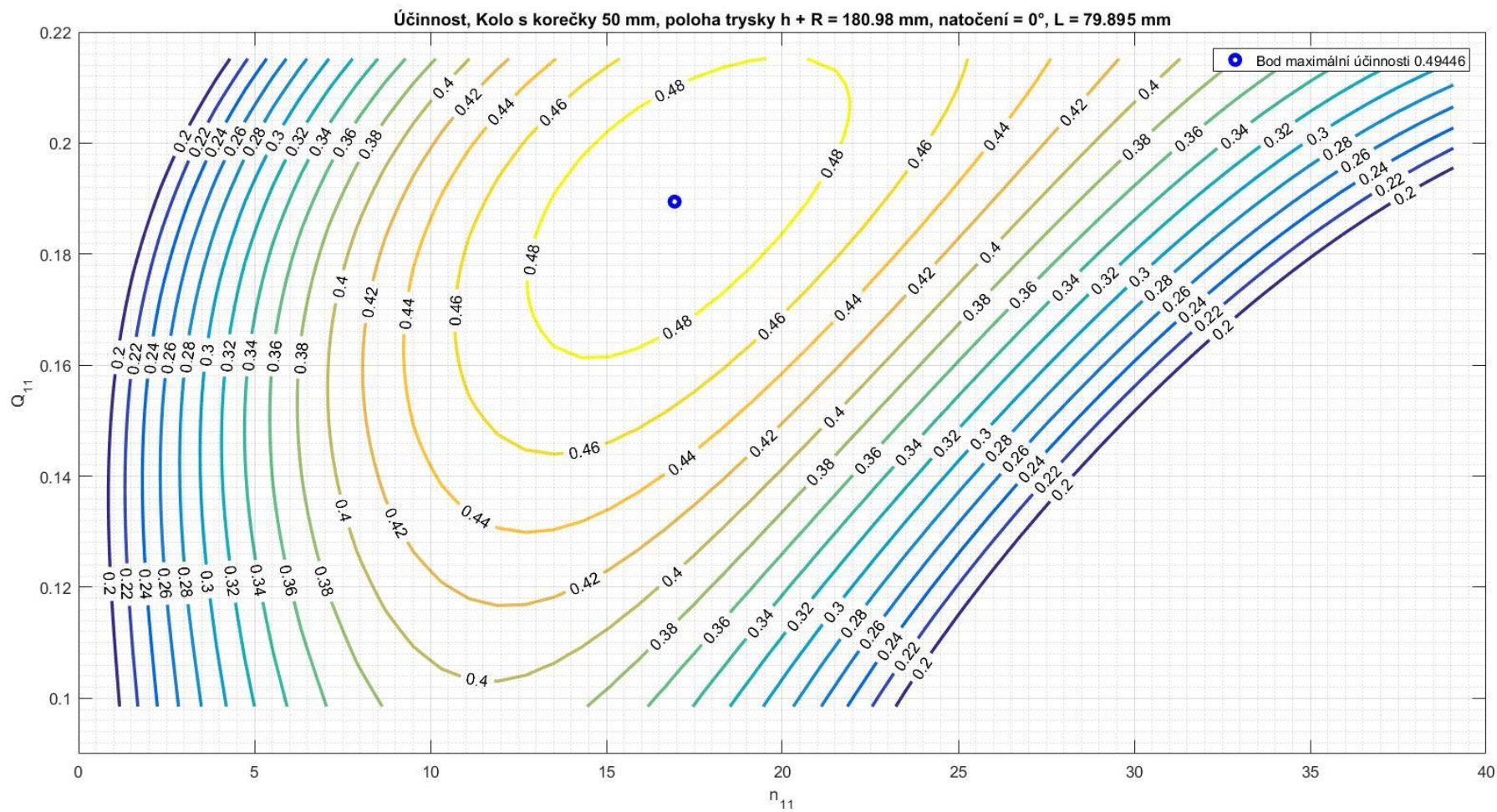
*Příloha 4 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 79,895$  mm*



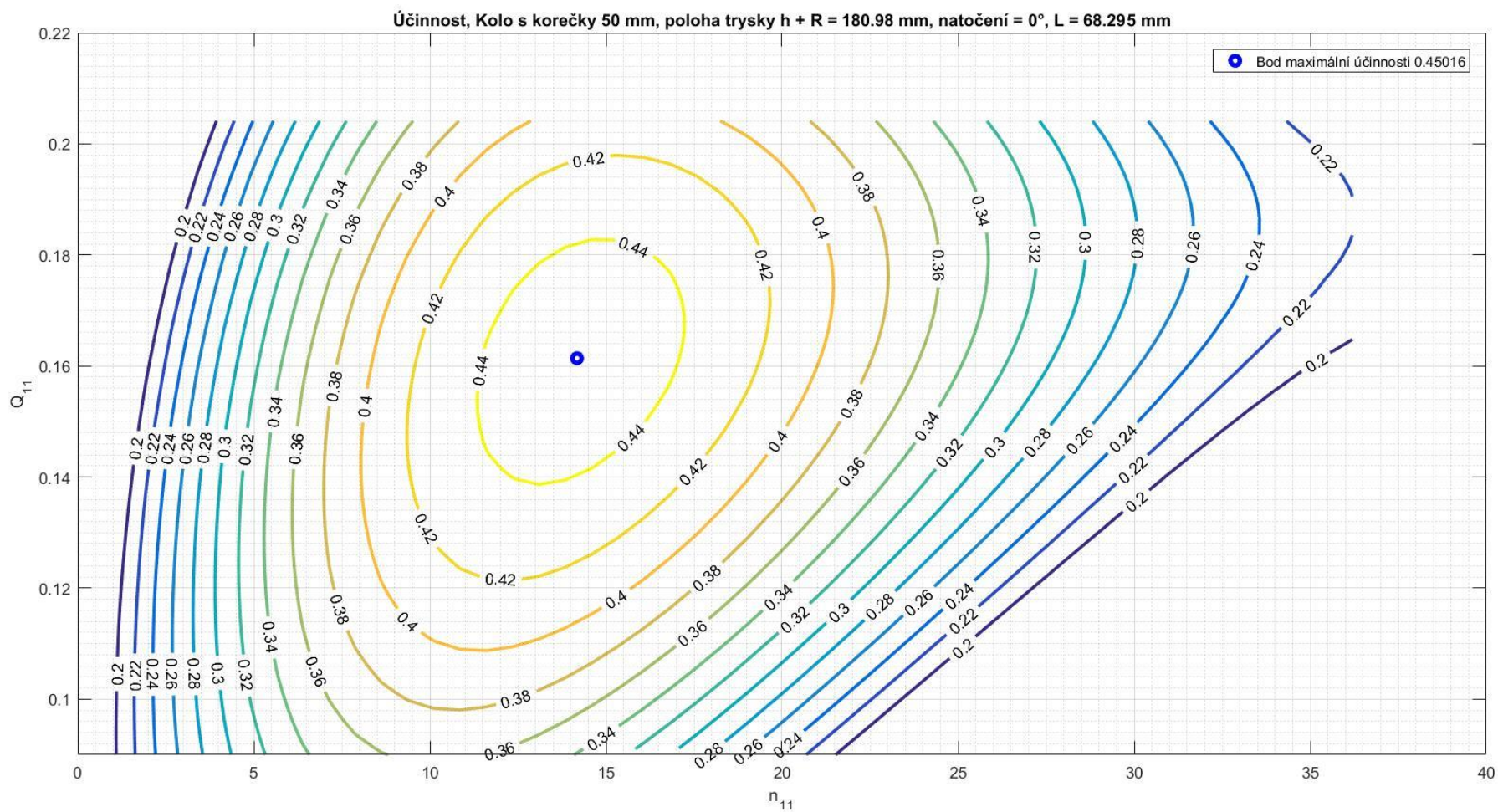
*Příloha 5 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm*



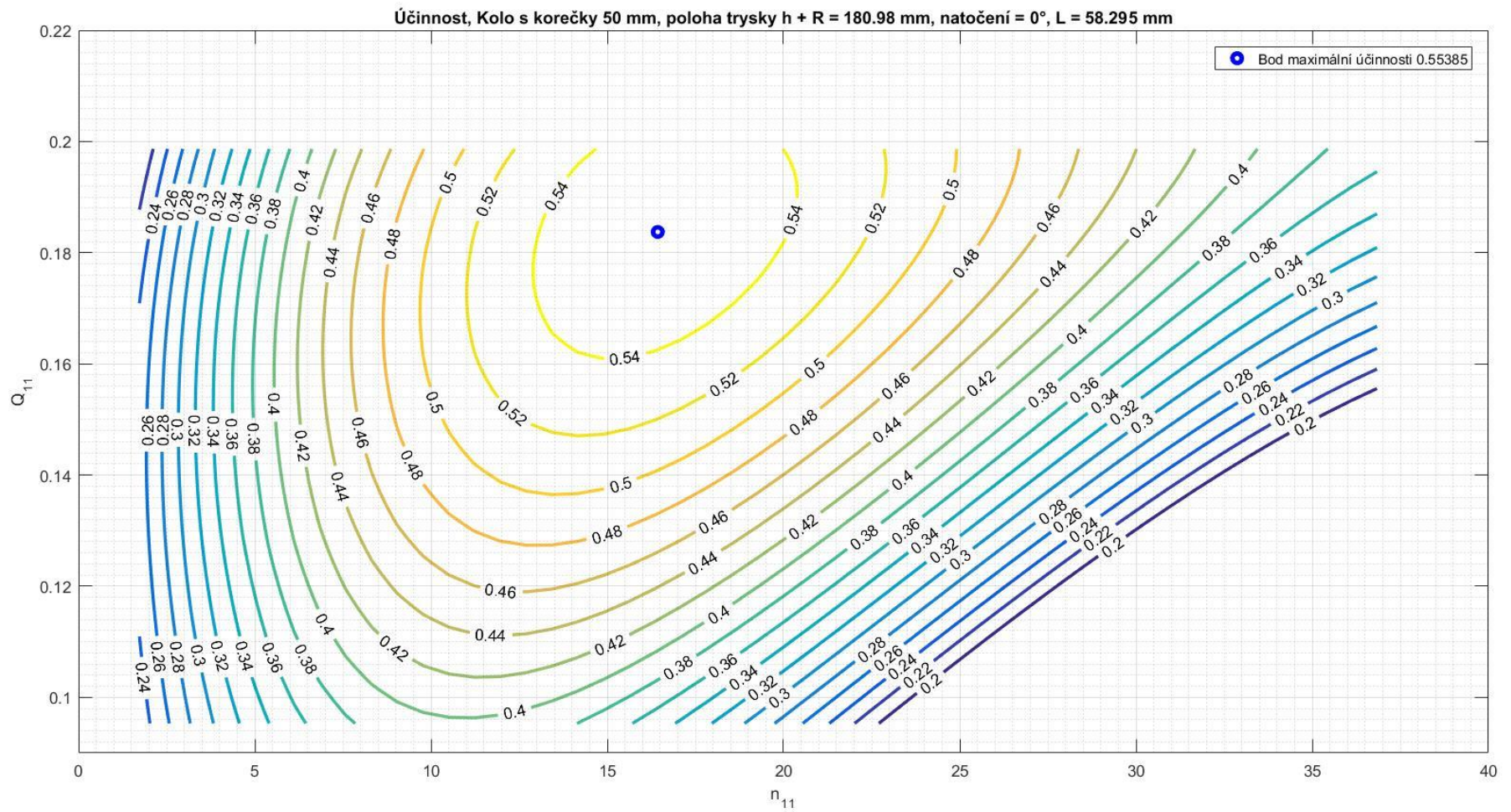
*Příloha 6 Plocha výkonu, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm*



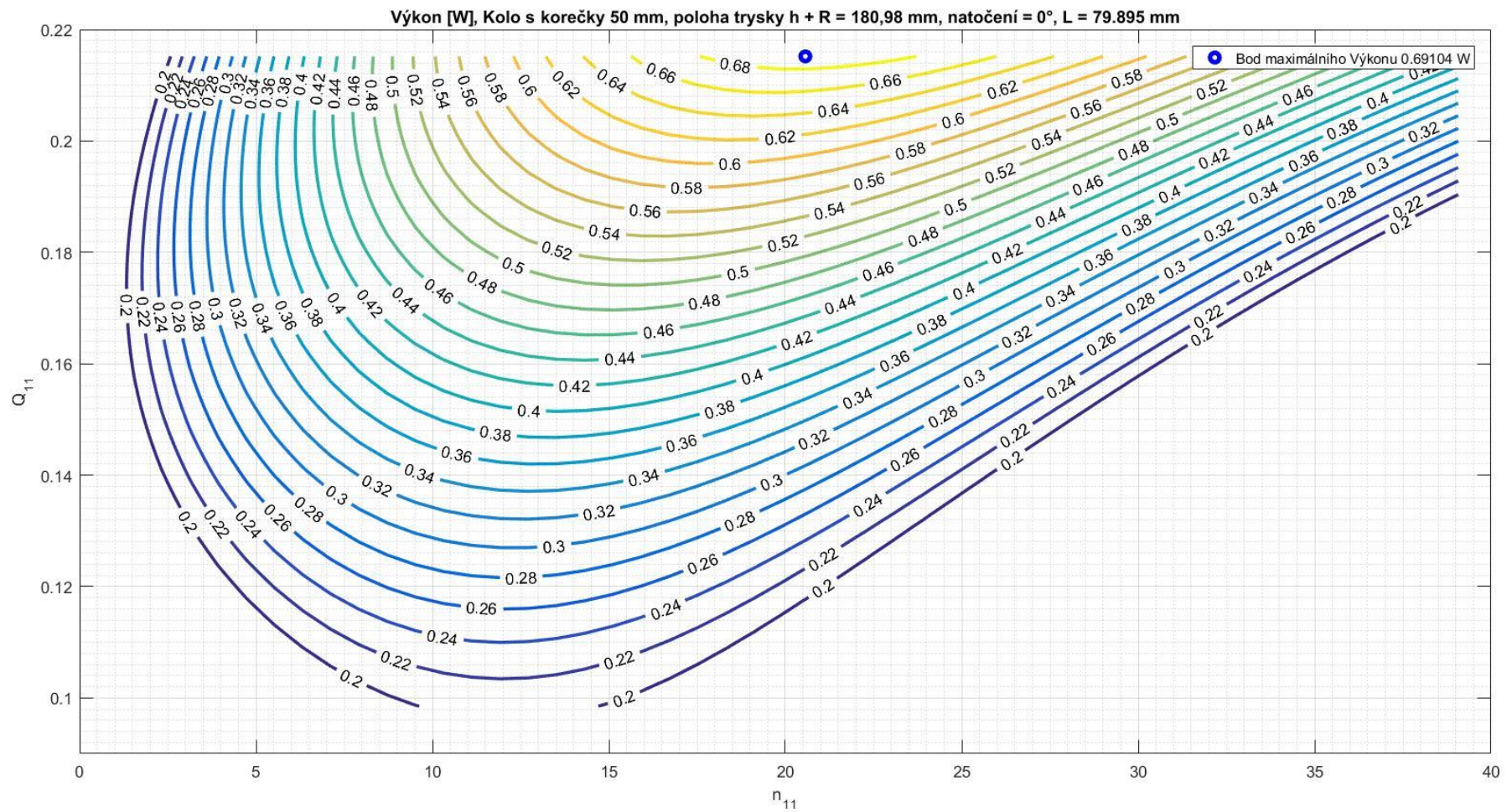
*Příloha 7 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky  $L = 79,895$  mm*



*Příloha 8 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 25 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm*

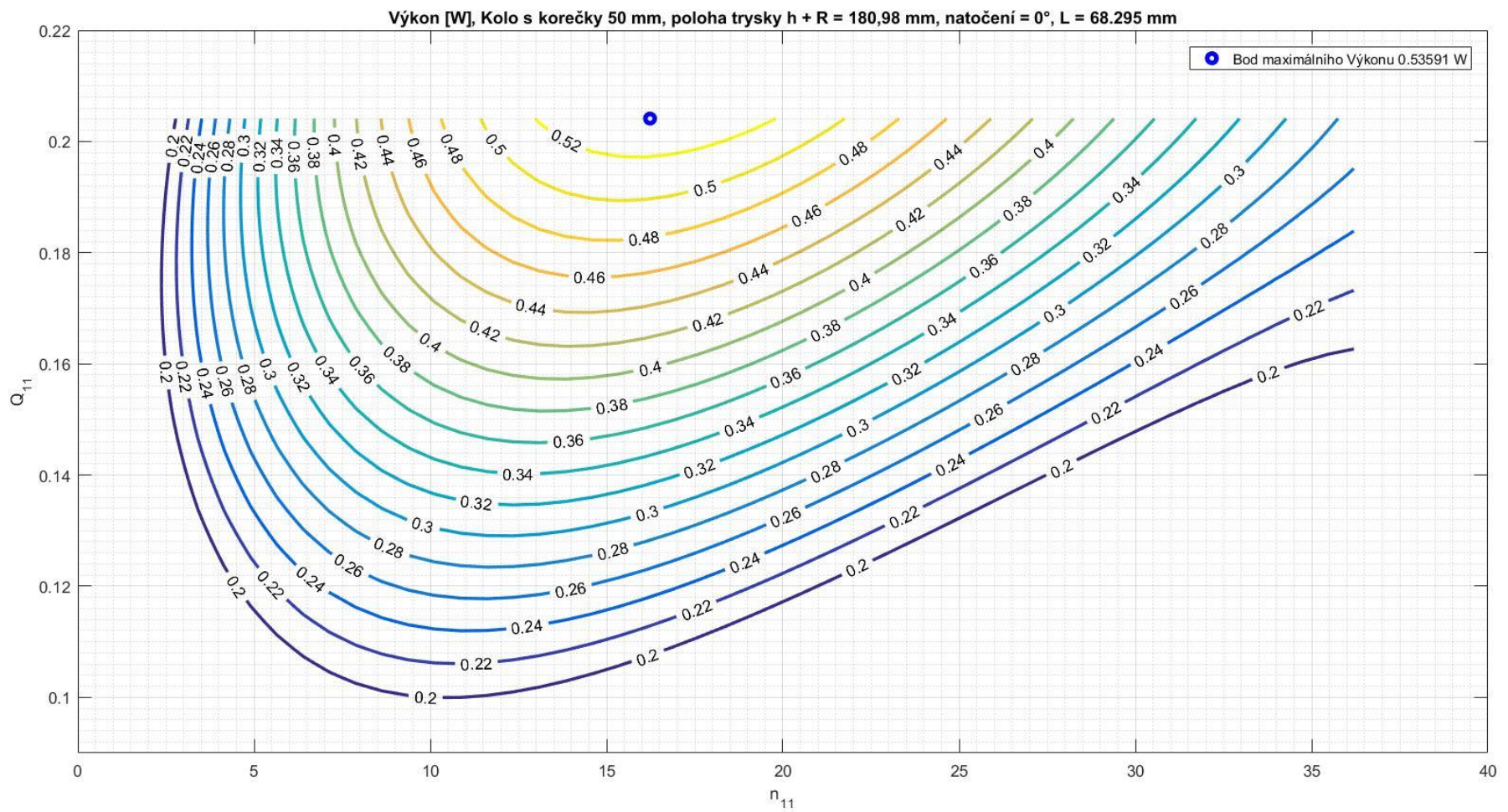


*Příloha 9 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm*

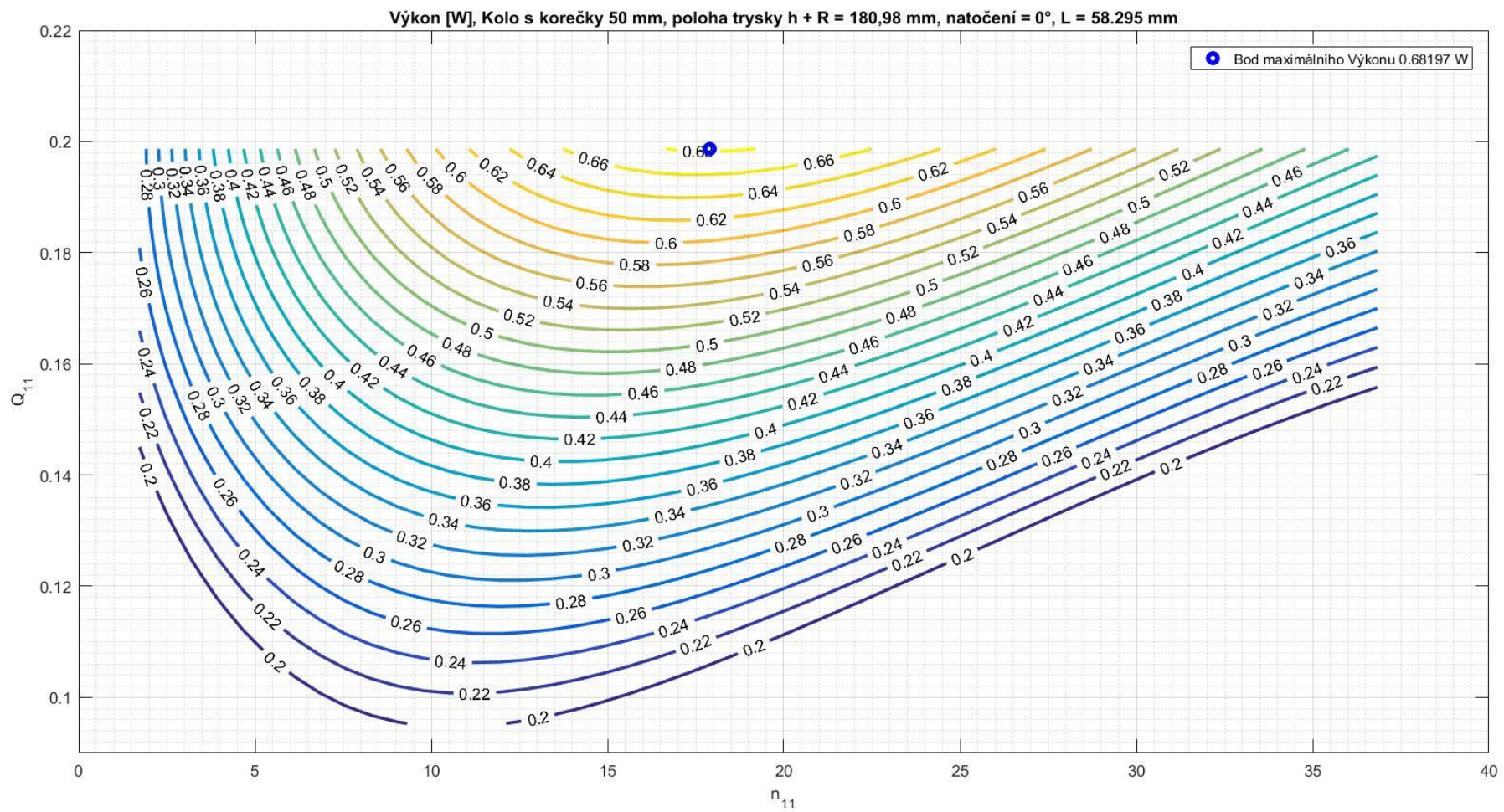


*Příloha 10 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky  $L = 79,895$  mm*

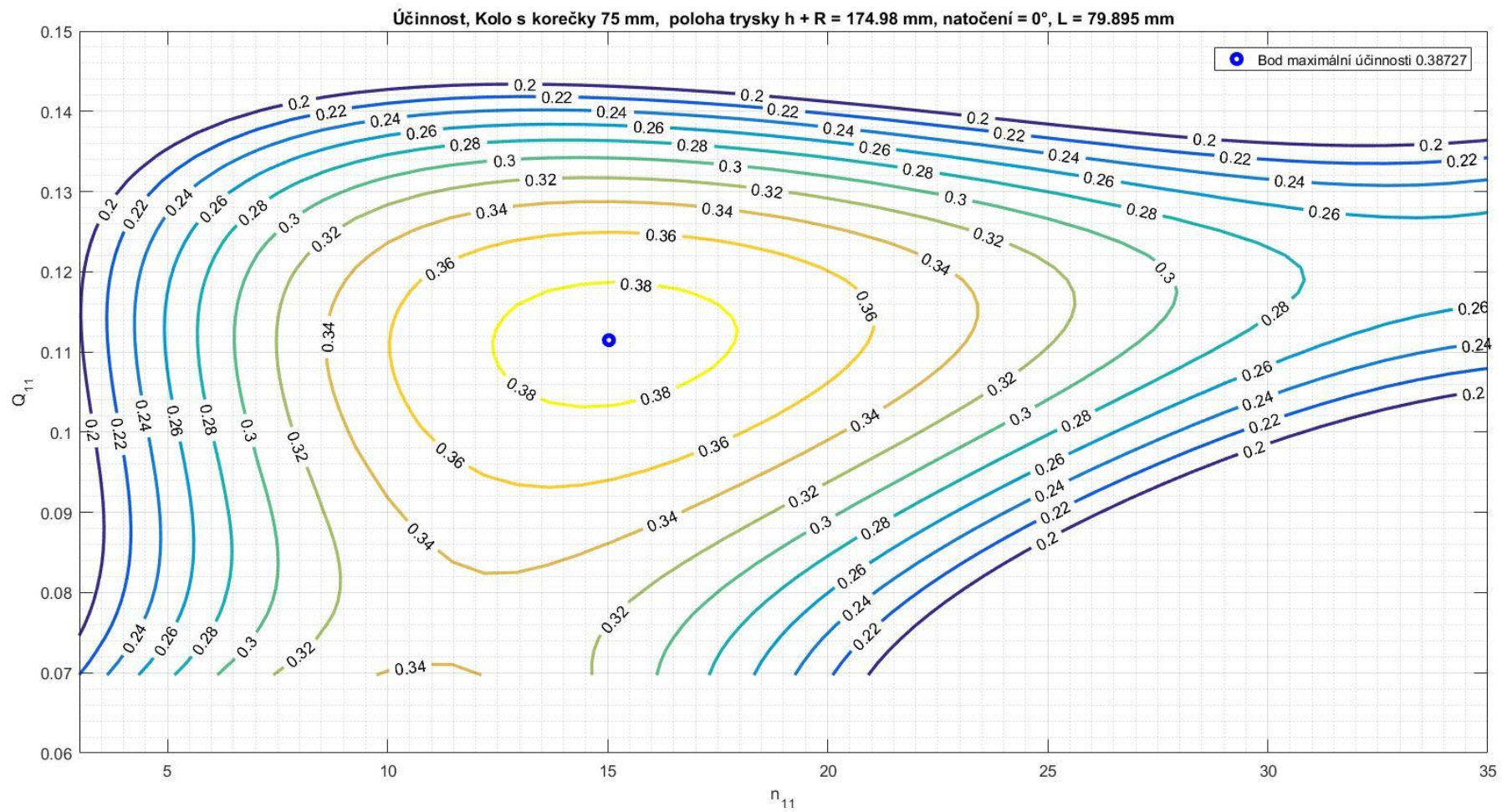




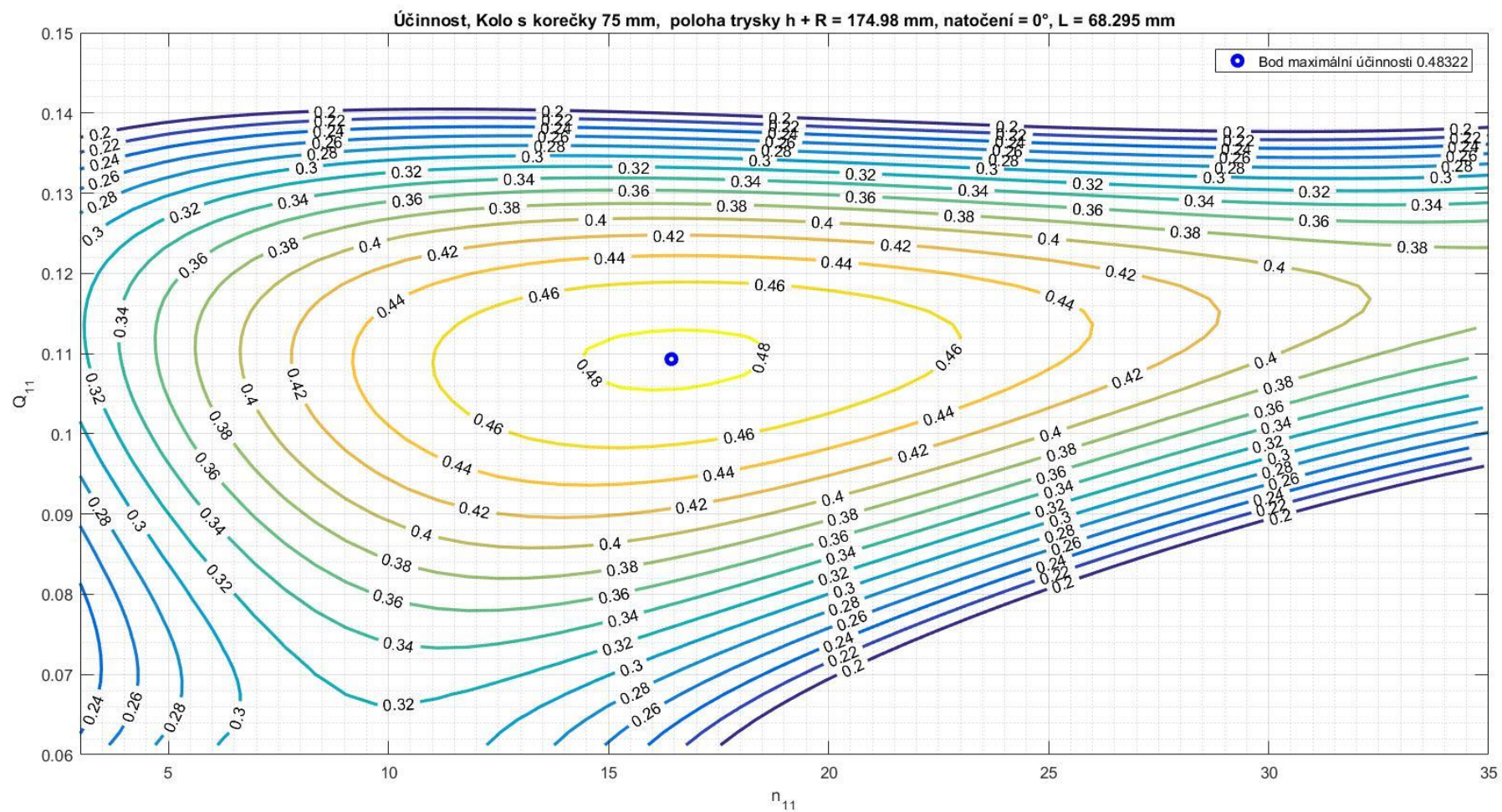
Příloha 11 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm



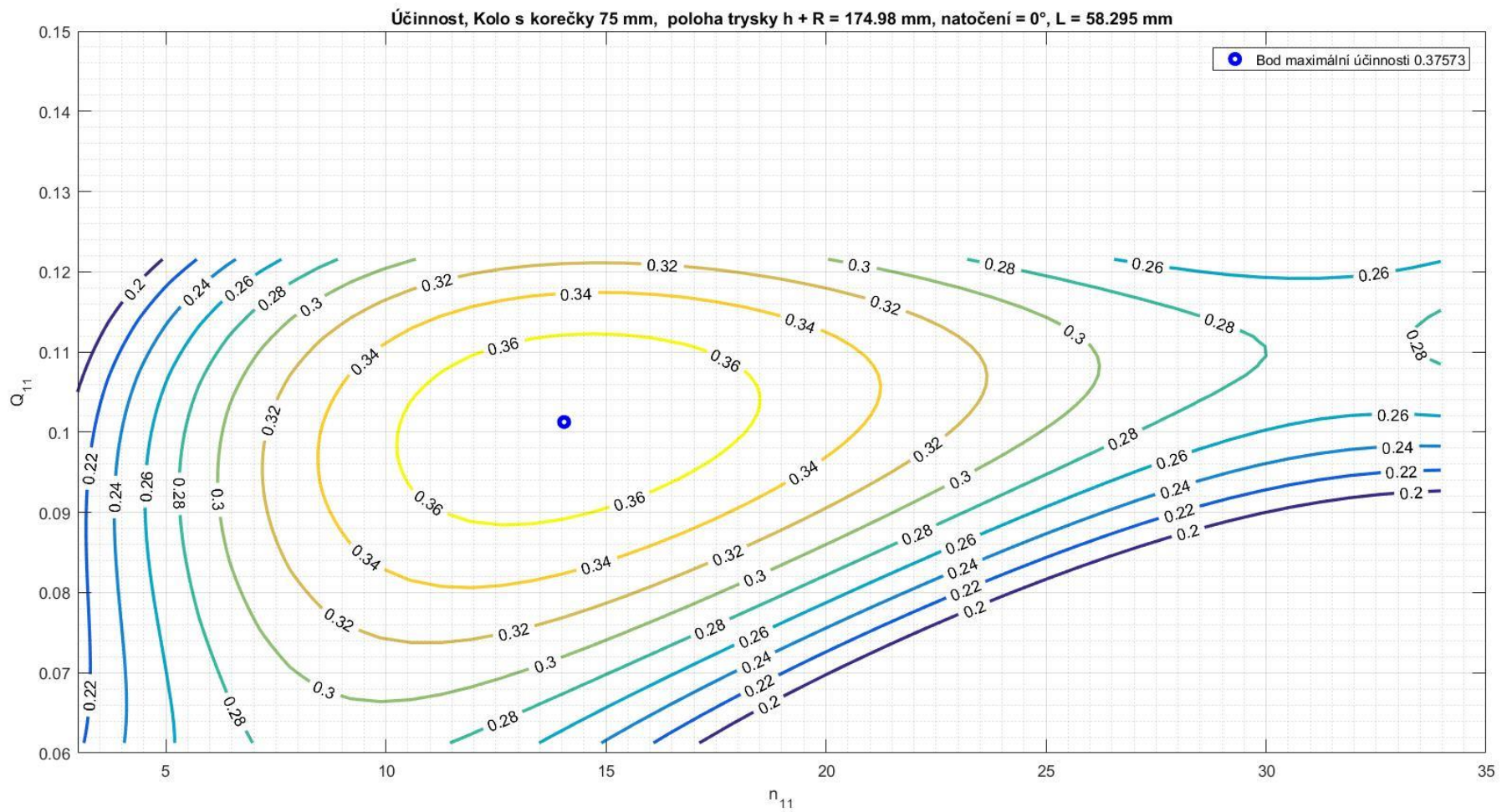
*Příloha 12 Plocha výkonu, Kolo s korečky 50 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm*



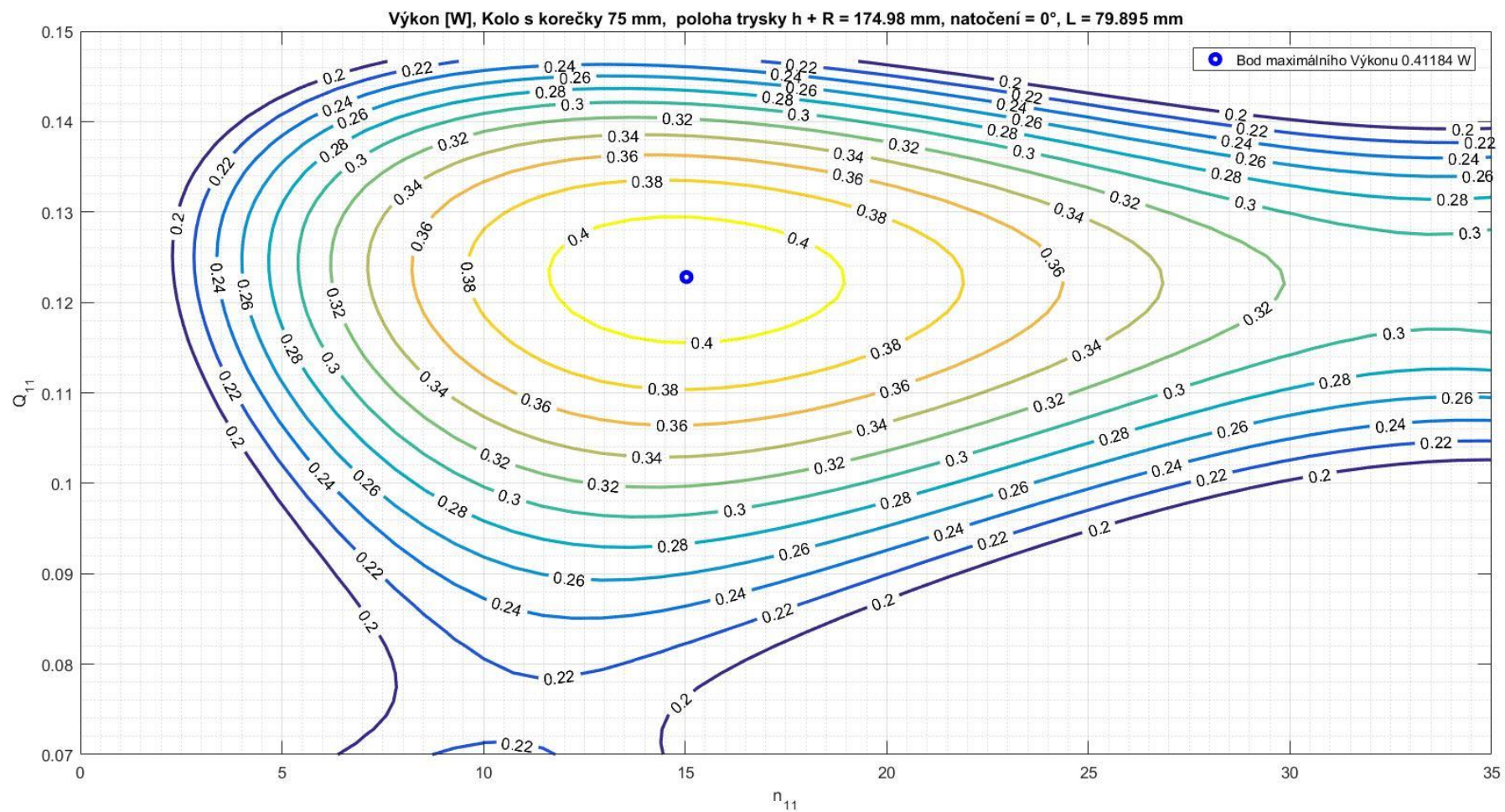
*Příloha 13 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky  $L = 79,895$  mm*



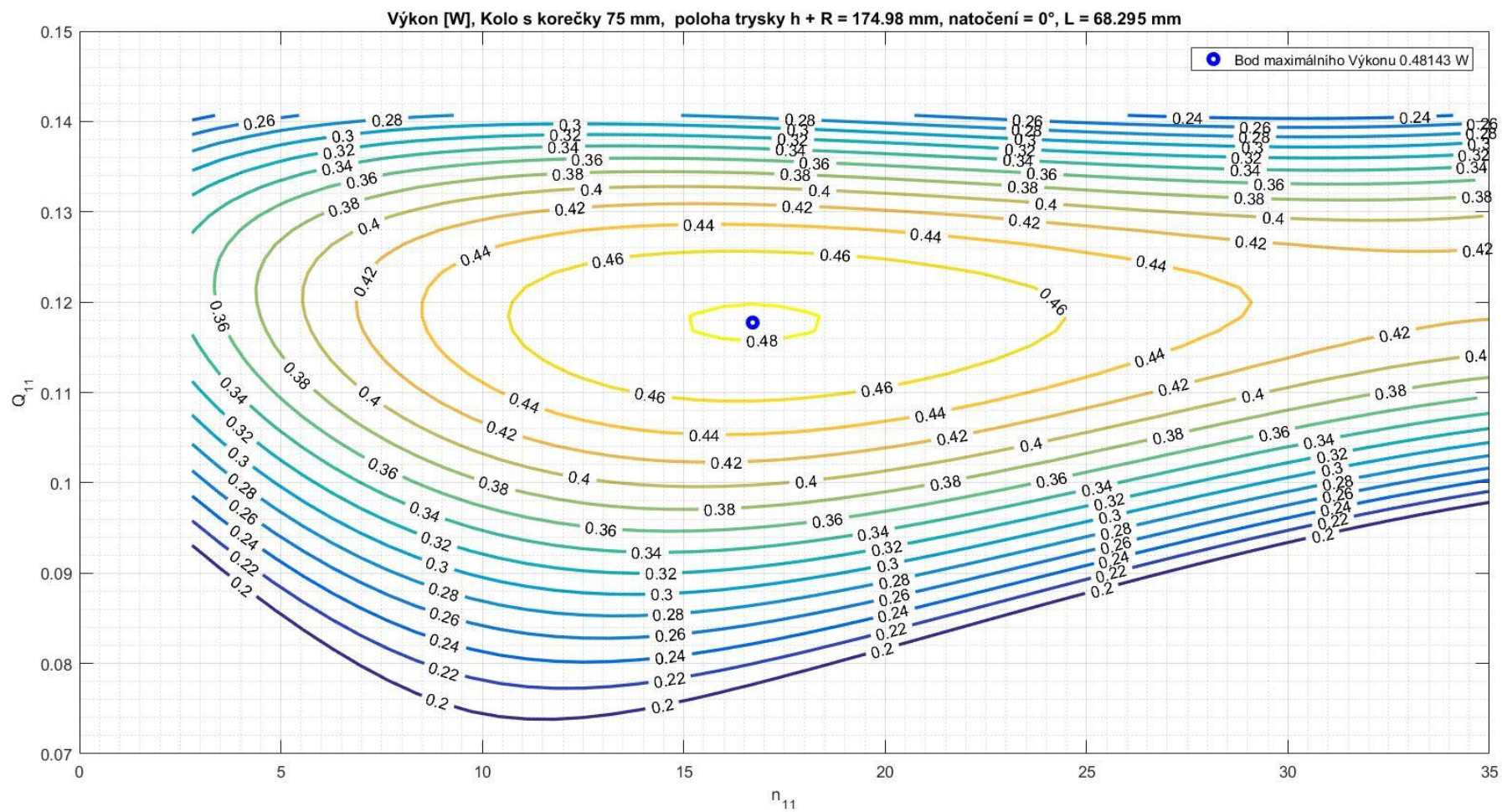
*Příloha 14 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm*



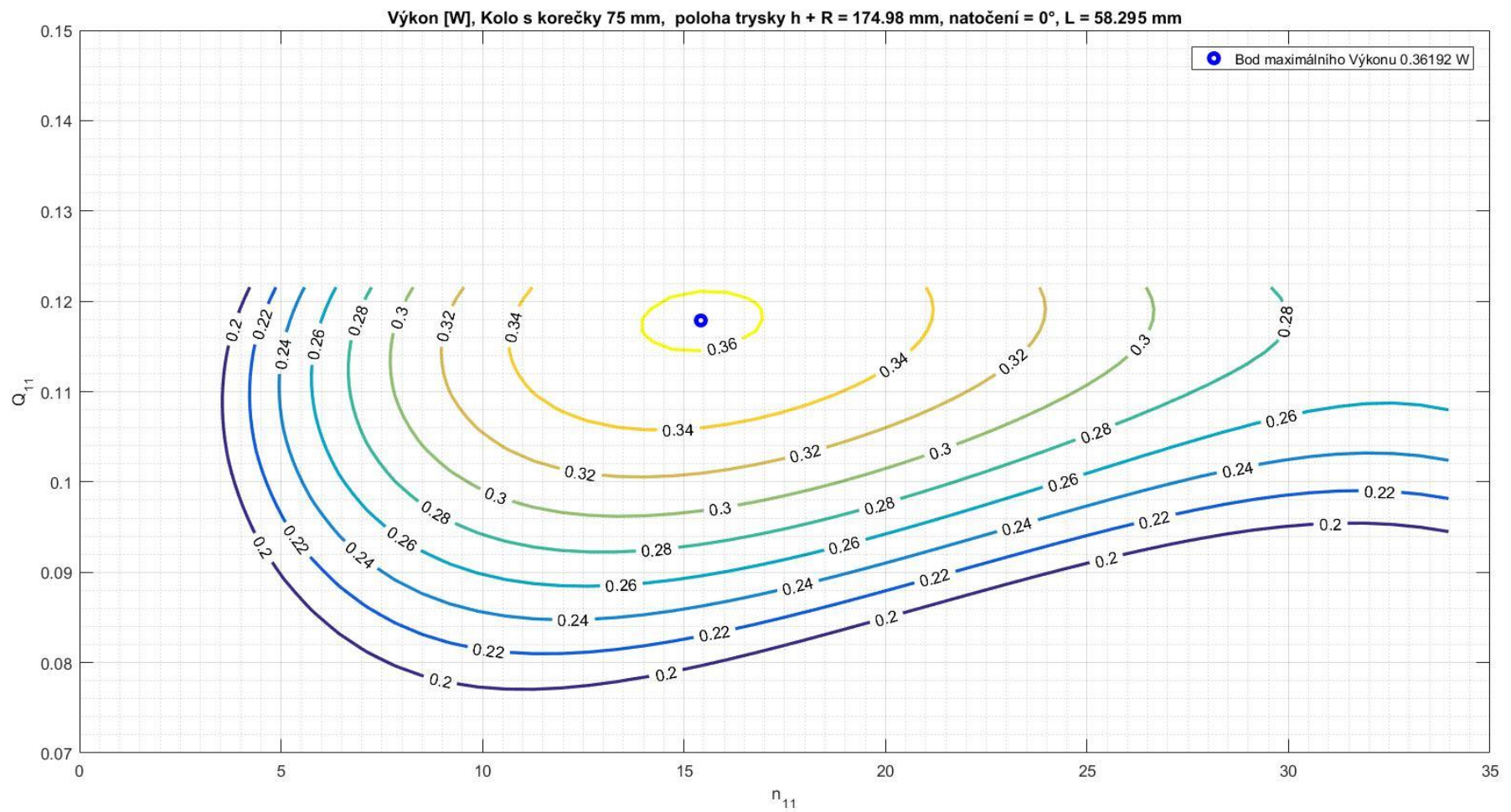
*Příloha 15 Plocha účinnosti, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm*



Příloha 16 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky L = 79,895 mm



Příloha 17 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky  $L = 68,295$  mm



Příloha 18 Plocha výkonu, Kolo s korečky 75 mm, Poloha trysky  $L = 58,295$  mm