



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh domácí hřebenové větrné
elektrárny**

Desing of Home Wind Turbine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Roman SADÍLEK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sadílek** Jméno: **Roman** Osobní číslo: **475419**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojirenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh domácí hřebenové větrné elektrárny

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Home Wind Turbine

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce proveďte rešerši střešních větrných turbín a jejich koncepčního řešení. Dále proveďte rešerši potřebných parametrů pro návrh turbíny a rozpracujte zvolené koncepci. Proveďte nezbytné návrhové výpočty klíčových konstrukčních uzlů. Vytvořte 3D model navrženého konstrukčního řešení, sestavný výkres celého zařízení a výrobní výkresy jednotlivých dílů.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Josef Kamenický, ústav přístrojové a řídicí techniky FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Josef Kamenický
podpis vedouc (ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedouc(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 19.5.2021

.....

Roman Sadílek

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Josefovi Kamenickému, za věnovaný čas mě a mé práci, za ochotu a odborné rady, kterými mě vedl při její tvorbě.

Anotační list

Jméno autora:	Roman Sadílek
Název BP:	Návrh domácí větrné elektrárny
Anglický název:	Desing of Home Wind Turbine
Rok:	2021
Studijní program:	B2341 STROJÍRENSTVÍ
Obor Studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Josef Kamenický
Bibliografické údaje:	počet stran 62 počet obrázků 44 počet tabulek 9 počet příloh 4
Klíčová slova:	větrná energie, větrná elektrárna, vítr, rychlost větru, turbína, hřídelová spojka, alternátor, řemenový převod, řemenice
Key words:	wind energy, wind power plant, wind, wind speed, turbine, shaft coupling, alternator, belt drive, pulley
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem domácí větrné elektrárny. Vypracováním řešerše větrných turbín a komponent větrné elektrárny. Vytvořením 3D modelů a výkresové dokumentace sestavy a jednotlivých dílů. MKP analýzou lopatky turbíny.
Abstrakt:	This work deals with the desing of home wind turbine. By developing a search for wind turbines and wind turbine components. By creating 3D models and drawing documentation of the assembly and individual parts. MKP analysis of a turbine blade.

Obsah

1.	Úvod	1
2.	Větrná energie	1
2.1.	Historie	2
2.2.	Větrná energie ve světě	2
2.3.	Větrná energie v ČR.....	3
2.4.	Princip větrné elektrárny	4
2.5.	Vítr jako zdroj energie.....	5
3.	Popis jednotlivých částí návrhu	5
3.1.	Turbína	6
3.2.	Alternátor.....	6
3.3.	Hřídelová spojka	7
4.	Patenty	8
4.1.	Roof ridge wind turbine.....	8
4.2.	Dach Windenergieanlage auf einem Dachfirst eines Gebäudes montiert	9
4.3.	Windpods technology	10
5.	Koncept.....	11
6.	Návrh turbíny	12
6.1.	Zatížení rotoru.....	12
6.1.1.	Rychlost větru	12
6.1.2.	Tlak	13
6.1.3.	Odstředivá síla	13
6.1.4.	Síla lopatky	14
6.2.	Výkon	14
6.3.	Kroutící moment	15
6.4.	Otáčky.....	15
6.5.	Hřídel.....	15
6.5.1.	Výpočet reakcí hřídele	15
6.5.2.	Výpočet kuličkových ložisek.....	17
6.5.3.	Namáhání hřídele.....	18
6.5.3.1.	Ohybový moment.....	18
6.5.3.2.	Redukované napětí	19
6.5.3.3.	Průhyb hřídele.....	19

6.5.4.	Kontrola pera	19
6.5.4.1.	Hřídel $\varnothing 40$ mm.....	20
7.	Návrh alternátoru	20
7.1.	Volba alternátoru.....	20
7.2.	Návrh řemenového převodu turbína-alternátor.....	21
7.2.1.	Návrh řemene	21
7.2.2.	Převodový poměr a volba počtu zubů řemenic	22
7.2.3.	Návrh průměru řemenic	23
7.2.4.	Spojení hřídele a řemenic	24
7.2.5.	Úhel opásání	25
7.2.6.	Vzdálenost os řemenic	25
7.3.	Silové poměry řemenových převodů.....	26
7.3.1.	Přenášená síla	26
7.3.2.	Předepnutí řemenů	26
7.3.3.	Silové poměry při provozu	27
7.4.	Hřídel.....	28
7.4.1.	Výpočet reakcí hřídele	28
7.4.1.1.	Axiálně-radiální směr	28
7.4.1.2.	Tečný směr	29
7.4.2.	Dimenzování průměru hřídele	30
7.4.3.	Výpočet kuličkových ložisek.....	32
8.	Volba hřídelové spojky.....	33
9.	MKP analýza.....	35
9.1.	Popis zařízení	35
9.2.	Materiál.....	37
9.2.1.	Hliník.....	37
9.2.1.1.	Mechanické vlastnosti	37
9.2.1.2.	Chemické složení EN AW-6063.....	37
9.2.2.	Ocel 11 500.....	37
9.2.2.1.	Mechanické vlastnosti	38
9.2.2.2.	Chemické složení ČSN 11 500	38
9.3.	Nastavení pro výpočet	38
9.3.1.	Krok	38
NÁVRH DOMÁCÍ HŘEBENOVÉ VĚTRNÉ ELEKTRÁRNY		XII

9.3.2. Interakce	38
9.3.3. Zatížení	39
9.3.4. Síťování	39
9.4. Výsledky simulace	40
9.5. Shrnutí výsledků analýzy.....	41
10. Finální návrh turbíny	42
11. Závěr.....	44
12. Použitá literatura	45
13. Seznam zkratk	47
14. Seznam obrázků	48
15. Seznam tabulek	49

1. Úvod

Výběr tohoto tématu, pro mojí bakalářskou práci, bych odůvodnil několika body. Jedním z nich byl fakt že jsem po seznámení se s tématem chtěl zjistit, jaké výsledky při návrhu, konstrukci nebo analýze bych získal pro prostředí, ve kterém žiji. Dalším z důvodů výběru tématu byla výzva navrhnout a vytvořit něco, co by bylo v mé režii.

V této bakalářské práci se budu zabývat rešerší střešních větrných turbín a všech potřebných parametrů, které jsou nezbytné pro sestavení větrné elektrárny. Budou provedeny veškeré nezbytné výpočty klíčových konstrukčních uzlů. Dále bude vytvořen 3D model konstrukčního řešení, sestavný výkres celého zařízení a výrobní výkresy jednotlivých dílů.

Poslední částí návrhu domácí větrné elektrárny bude návrh MKP modelu rotoru turbíny, který se bude soustředit na namáhání lopatky. Podstatou bude zanalyzovat tuhost lopatky pod zatížením způsobeným tlakem větru.

2. Větrná energie

Energie ve formě větru, je jeden z obnovitelných zdrojů energie, který se využívá k přeměně mechanické energie, na elektrickou. V dnešní době se nejvíce využívají větrné elektrárny, které využívají sílu větru k roztočení rotoru. K té je připojen elektrický zdroj. [1]

Z pohledu historie, byl vítr využíván pro různé mechanické práce. Ve větrném mlýně bylo možné mlet obilí, pomocí větrných strojů se čerpala voda, lisoval se olej, nebo se zpracovávala vlákna. V neposlední řadě se vítr využíval pro pohon lodí nebo jiných dopravních prostředků. [1]

Větrná elektrárna využívá pro svoji funkci jako zdroj vítr, tedy neomezené množství energie. Výhodou tohoto zdroje je, že má mnohem menší, negativní dopad na životní prostředí. Zároveň je výstavba větrné elektrárny soustředěna na menší rozlohu v porovnání s jinými elektrárnami. Tento typ elektrárny však přináší i negativní vlastnosti. Jedná se o přerušovaný zdroj energie, který nemůže vyrábět elektřinu na vyžádání, a je potřeba tento nedostatek kompenzovat. Zpravidla je tedy využito více větrných elektráren, které zabírají více místa a dochází k většímu narušení krajiny. Na tomto faktu je pozitivní to, že po demontáži větrné elektrárny bude možné krajinu využívat více než po použití jiného typu elektrárny. [3]

2.1. Historie

Větrná energie byla využívána k pohonu dopravních prostředků pomocí plachet. Také jsou zmínky o používání větrných strojů, již v 9. století v oblasti západní Asie.

První zařízení a předchůdce větrné elektrárny pochází z roku 1887. Tehdy byl profesorem Jamesem Blythem ve Skotsku vynalezen první větrný mlýn. Jednalo se o turbínu vysokou 10 metrů, která sloužila pro nabíjení akumulátoru, k osvětlení budovy. V roce 1887 byla Američanem Charlesem F. Brushem navržena Brushova turbína. Tato turbína měla rotor o průměru 17 metrů a byla namontována na věži ve výšce, 18 metrů. Stroj byl dimenzován pouze na 12kW. První evropská větrná elektrárna byla zkonstruována v roce 1891, Dánem Poulem la Cour. Elektrárna byla podobná, klasickému větrnému mlýnu. [2] [3]

Koncem 20. let 20. století došlo k rozšíření farem větrných elektráren, které měly největší uplatnění v Dánsku. Další velký vývoj uspišila druhá světová válka. Mezi roky 1940 až 1945 byly postaveny elektrárny o výkonu až 40 kW. Velkým krokem pro využívání větrných elektráren, se stal rok 1979. Vlivem ropné krize stoupl zájem, o větrné elektrárny.

Největším průkopníkem větrných elektráren se stalo Dánsko, kde v 80. letech rostla sériová výroba větrných elektráren. Koncem 90. let bylo dosaženo hranice jednoho megawattu. [3]

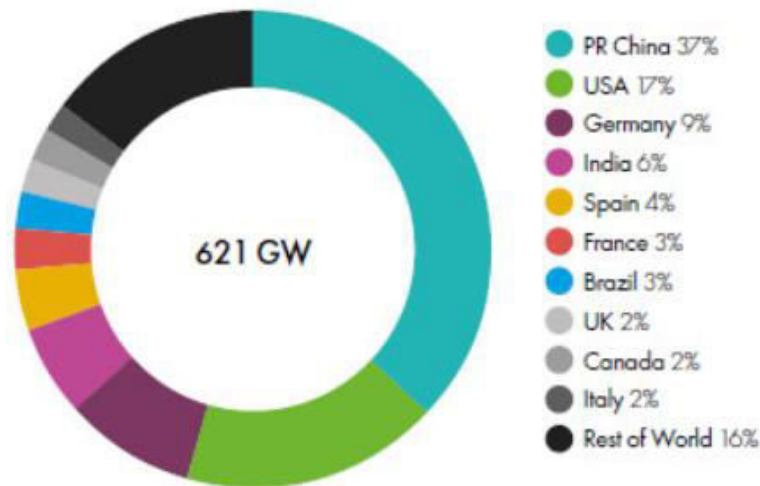
2.2. Větrná energie ve světě

Přestože využívání větru, k výrobě elektřiny je datováno do mnohem dřívější doby, počátek systematictějšího vývoje větrné energie je datován až do druhé poloviny 70. let. To bylo způsobeno především vlivem ropné krize, kdy bylo potřeba hledat jiné alternativy energetických zdrojů. Z počátku se využívání větru jevílo jako zajímavá, ale ne příliš použitelná varianta. V 80. letech byly v Kalifornii založeny tzv. „lesy“, neboli seskupení miniaturních větrných elektráren. [4]

V dalším období docházelo k postupnému vývoji, ve kterém se nejvíce angažovalo Dánsko, které patří k technologickým vůdcům, v tomto oboru. Postupně se vedle Dánska dostalo do popředí Německo a docházelo ke zlepšování podmínek fungování větrných elektráren. Především ke snižování hluku a zlepšení účinnosti. Na počátku 90. let je výstavba elektráren výrazně vyšší a na počátku 21. století dosahuje vývoj vrcholu. [4]

V 21. století, dochází k nárustu výstavby větrných elektráren, což je zapříčiněno zdokonalením technologií oproti minulosti (nižší poruchovost a hlučnost, vyšší výkon), poklesem jejich cen a nestálými cenami ropy.

Ve druhé polovině 1. desetiletí, 21. století, je již výstavba větrných elektráren záležitostí, jak evropských zemí, tak i mimoevropských zemí. V roce 2008 byl celosvětový instalovaný výkon větrných elektráren 120 GW a za poslední rok bylo přidáno 36 GW. V rámci Evropské Unie, bylo energií z větru pokryto 4,2% spotřeby elektrické energie. V roce 2019 byl celkový celosvětový instalovaný výkon větrných elektráren 651 GW a z toho, za rok 2019 60,4 GW (obr. 1). [4] [5]



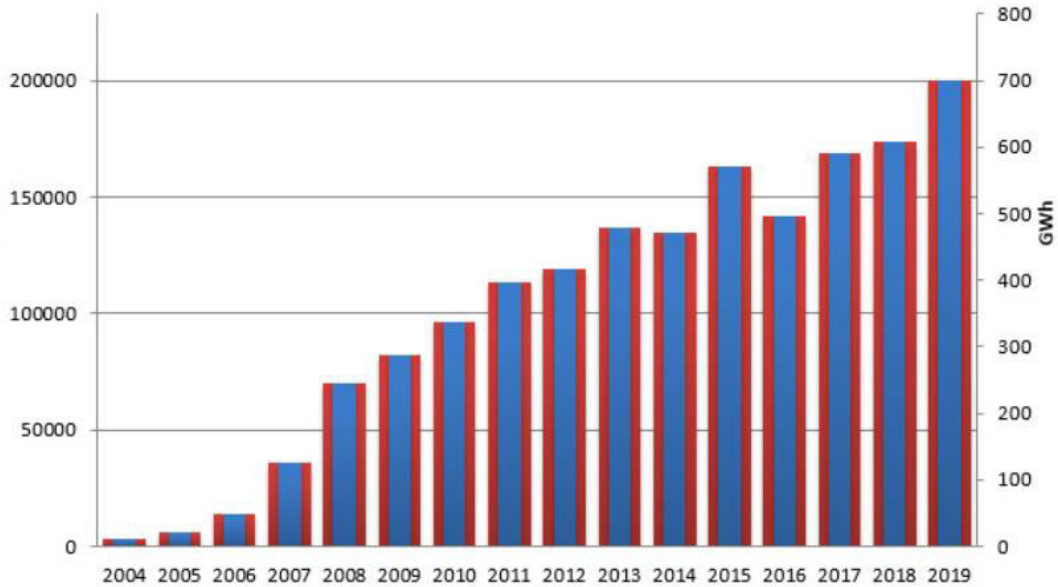
Obrázek 1 Celkový instalovaný výkon větrných elektráren [5]

2.3. Větrná energie v ČR

Českou republiku není možné zařadit mezi progresivní státy, které využívají větrné energie, i když v historickém hledisku již vývoj započal. Na počátku 90. let, 20. století bylo vybudováno 24 větrných elektráren, s celkovým výkonem 8,22 MW. Na přelomu 20. a 21. století došlo k řadě demontáží větrných elektráren, neboť výkupní cena elektřiny neumožňovala rentabilní provoz. Dalším důvodem k ne příliš velkému rozvoji a uplatnění na českém území bylo to, že obor neměl potřebné teoretické, odborné ani legislativní zázemí. [4]

Druhá etapa rozvoje větrné energetiky započala po roce 2000. V roce 2002 a následně v roce 2003 byla stanovena minimální výkupní cena elektřiny vyrobené z větru, a to ve výši 3000 Kč/MWh. Tato částka se postupně snižovala, až na 2340 Kč/MWh v roce 2009, tím již bylo umožněno realizovat rentabilní výstavby. Od té doby výstavba větrných elektráren narůstala. Pro rok 2020 byla výkupní cena 1930 Kč/KWh. [4]

V současné době se nejvíce větrné elektrárny nacházejí v hraničních hornatých oblastech. V porovnání let 2009 a 2019 se výroba z větrných elektráren zvětšila více než o polovinu. Pro rok 2009 činila hodnota výroby necelých 300 MWh a pro rok 2019 byla hodnota výroby 700 MWh (obr. 2). [6]



Obrázek 2 Výroba z větrných elektráren v ČR [6]

2.4. Princip větrné elektrárny

Větrné elektrárny jsou zařízení, ve kterých dochází k přeměně kinetické energie větru, na energii elektrickou. Tato zařízení dělíme v závislosti na průměru rotoru a ploše, na něm závislé. Dělíme je tedy na malé, střední a velké elektrárny. [4]

Mezi malé větrné elektrárny se řadí zařízení s průměrem rotoru do 8 m a nominálním výkonem 2,5 až 10 kW. Tato zařízení slouží k vytápění domů, nebo ohřev vody. Střední větrné elektrárny mají průměr rotoru od 16 do 45 m a nominální výkon 60 až 750 kW. Velké větrné elektrárny mají průměr rotoru od 45 do 128 m s nominálním výkonem 750 až 6400 kW. [4]

Základní konstrukční jednotkou větrných elektráren je rotor, na kterém závisí jejich účinnost. Používají se třílisté rotory, které jsou aerodynamicky a dynamicky vyvážené. Pokud by se zvyšovala rychlost větru a nedošlo by ke snížení výkonu, došlo by k poškození generátoru. Musí se tedy vhodným způsobem snižovat výkon dodávaný rotorem tak, aby k poškození generátoru nedošlo. Používají se různé regulace výkonu. Při regulaci dochází k přestavění listů rotoru na větší úhly nastavení a tím snížení vztlakové síly. Díky regulaci dosahují větrné elektrárny při určité rychlosti nominálního výkonu. [4]

Otáčky rotoru se pohybují mezi 10 až 20 ot/min. Pomocí převodovky jsou transformovány na vyšší rychlosti a těmito otáčkami se následně točí hřídel generátoru. Rotor je umístěn na gondole, která je umístěna na stožáru či sloupu.

Gondolou lze otáčet, aby plocha rotoru ležela kolmo na směr foukajícího větru. Stožár bývá sestaven z oceli, z betonu, nebo kombinací těchto dvou materiálů. [4]

2.5. Vítr jako zdroj energie

Energie, která je obsažena ve větru roste s třetí mocninou rychlosti větru. Ovšem, ani nejmodernější větrné elektrárny nedokážou převést veškerý výkon obsažený ve větru. Část větrné energie je předána lopatkám rotoru a dál proudí nižší rychlostí. Optimální teoretická hodnota, kterou se snaží všichni výrobci rotorů dosáhnout, je 60 % proudícího vzduchu. Většina větrných elektráren, v dnešní době, dosahuje účinnosti okolo 40 %. [7]

V 19. století byla vytvořena Beaufortova stupnice, která slouží pro odhad rychlosti větru, na základě okem sledovaných projevů. Tabulka byla vytvořena irským fyzikem Francisem Beaufortem. [7]

Tabulka 1 Beaufortova stupnice rychlosti větru [7]

stupeň	označení	m.s ⁻¹	znaky na souši
0	bezvětří	0 - 0,2	Kouř stoupá přímo nahoru.
1	vánek	0-3 - 1,5	Podle kouře lze určit směr větru.
2	větrník	1,6 - 3,3	Šelestění listů stromů.
3	slabý vítr	3,4 - 5,4	Listy stromů a prapory se pohybují.
4	mírný vítr	5,5 - 7,9	Vítr hýbe papíry či malými větvičkami.
5	čerstvý vítr	8 - 10,7	Vítr hýbe keří a ohybá menší stromky.
6	silný vítr	10,8 - 13,8	Vítr hýbe telegrafním vedením.
7	mírný vichr	13,9 - 17,1	Vítr hýbe stromy, obtížná chůze proti větru.
8	čerstvý vichr	17,2 - 20,7	Vítr ulamuje větve a chůze nemožná.
9	silný vichr	20,8 - 24,4	Vítr způsobuje menší škody na obydlích.
10	plný vichr	24,5 - 28,4	Vítr vyvracuje stromy a ničí budovy.
11	vichřice	28,5 - 32,6	Zpustošení plochy ve velkém rozsahu.
12	orkán	32,7 - 36,9	Pohyb i těžkých hmot.

3. Popis jednotlivých částí návrhu

Nejrozsáhlejší návrh v mé bakalářské práci se bude zabývat návrhem turbíny. Dále bude obsahovat zvolení vhodného alternátoru, který bude přeměňovat kinetickou energii na energii mechanickou. Další volenou částí bude hřídelová spojka, která bude sloužit pro spojení s dalším zařízením. Všechny tyto části budou umístěny na společný rám, který bude připevněn na hřebenu střechy. Proto jsem shrnul a níže uvádím základní informace o turbíně a dalších součástech.

3.1. Turbína

Turbína je roztáčena pomocí proudícího větru, přes lopatky. Turbinou je poháněn alternátor, který vytváří elektřinu. Nejčastější typ turbíny se skládá z ocelového tubusu, který může mít i železobetonovou část. Na tubusu je umístěna otočná gondola, na kterou je připevněn rotor lopatek. Turbína má obvykle 3 lopatky, které vyhovují ideální konstrukci. [8]

Také u větrné turbíny, jakožto i jiných zařízení, jsou nevýhody provozu. Ovšem, v porovnání s jinými zdroji výroby elektřiny, nejsou až tolik fatální. Při provozu turbíny rotující lopatky generují hluk, usmrcují ptáky, ale také zabírají volnou krajinu. Dodávky elektřiny jsou závislé na rychlosti a četnosti proudění větru. [8]

Podrobnějším popisem turbíny se budu zabývat, v mém návrhu. Dále jsou uvedeny základní typy větrných turbín.

- Vrtule
- Halladayova turbína
- Savoniův rotor
- Darrierův rotor

3.2. Alternátor

Alternátor je elektrický točivý stroj, který přeměňuje rotační kinetickou energii. Mechanická energie je přeměňována z rotačního pohybu hnacího stroje na elektrickou energii ve formě střídavého proudu. Proud je následně vyváděn do elektrického rozvodu. Spolu s hnacím strojem tvoří mechanicky spojené soustrojí. Pokud je hnacím strojem turbína, pak jsou zpravidla oba stroje na společné hřídeli. [9]

Alternátor pracuje na principu elektromagnetické indukce. Dělí se na dva základní typy, podle typu rotoru.

- Alternátor s hladkým rotorem (turboalternátor)
- Alternátor s vyniklými póly (hydroalternátor)

Alternátory se liší počtem pólů, velikostí průměrů a délek rotorů. Turboalternátory se používají v elektrárnách, mají 2-4 póly a rotor s průměrem 1 m a délkou několik metrů. Hydroalternátory jsou poháněny pomaloběžným strojem, běžně vodní turbínou. Mají až kolem 30 pólů. Rotor je velkých průměrů (i 20 m) a délky se pohybují mezi 1-2 metry. [9]

3.3. Hřídelová spojka

Hřídelové spojky slouží k přenosu kroutícího momentu, z hnacího na hnaný stroj. Dále se používají pro tlumení rázů a torzních kmitů hřídelů, zajištění plynulého rozběhu stroje, nebo možnosti montáže či demontáže celku po částech. [10]

Spojky se skládají z hnacího členu, hnaného členu, spojujícího členu a ovládacího zařízení, jedná-li se o ovládané spojky. Spojujícím členem jsou obvykle šrouby, čepy, pružiny, pružné elementy nebo ozubení. Spojovací člen může být nahrazen třením, kapalinou, nebo magnetickým polem. Při vyšších otáčkách musí být spojky vyvážené, aby nevznikaly odstředivé síly, které by poškodily spojované části a vznikal by hluk a vibrace. [10]

Rozdělení spojek je podle ovládání a používání zdroje pohonu.

- Mechanické spojky neovládané
 - Spojky pevné
 - Spojky pružné
 - Spojky vyrovnávací
- Mechanické spojky ovládané
 - Spojky výsuvné
 - Spojky pojistné
 - Spojky rozběhové
 - Spojky volnoběžné
- Spojky hydraulické
 - Spojka hydrodynamická
- Spojky pneumatické
- Spojky elektromagnetické

Podrobněji se budu zabývat pouze spojkami mechanickými neovládanými, jelikož takový typ spojky je vhodný pro můj návrh.

MSN neumožňují rozpojení hřídelí za chodu. Spojky pevné přenáší všechny nerovnoměrnosti chodu a rázy z jednoho hřídele na druhý. Spojení hřídelí je trvalé, hřídele musí být souosé a spojení lze rozpojit demontáží. Mezi pevné spojky patří spojky miskové a kotoučové. Misková spojka se využívá pro spojení delších hřídelí stejného průměru. Kotoučová spojka přenáší velké M_k a je možné spojit i hřídele různých průměrů. [10]

Pružné spojky tlumí rázy, za chodu i při rozběhu. Lze jimi vyrovnat menší montážní nepřesnosti i osový posuv hřídelí. Spojující členy jsou pružné a mohou být kovové nebo nekovové. Mezi pružné spojky patří kotoučová čepová spojka, která je spojena pomocí per, které jsou vyměnitelné bez demontáže spojky.

Obručová spojka, která využívá pryžovou obruč, ta navíc chrání spoj proti prachu, vodě a dalším vlivům. Čelní zubová spojka se skládá ze dvou nábojů. Dále mezi pružné spojky patří spojka se šroubovitými pružinami a s hadovitou pružinou. [10]

Vyrovňovací spojky umožňují osový posuv hřídelí i vyrovnání montážní nepřesnosti. Mezi tyto spojky patří. Ozubcová axiální spojka, křížová spojka, která přenáší M_k nesouosých rovnoběžných hřídelí. Zubová spojka přenáší M_k pomocí, do sebe zapadajícího ozubení. Také se používají spojky s kovovým vlnovcem, kloubová čepová spojka a kuličkový šroub. [10]

4. Patenty

Před samotným návrhem domácí větrné elektrárny byla provedena patentová rešerše. Přes patentový úřad a patentové databáze, jsem vyhledal obdobné zařízení a zjistil, že žádné z uvedených zařízení, není shodné s mým návrhem. V mém návrhu nebude využito konstrukční řešení, které by odpovídalo řešení ve vyhledaných patentech. Uvedl jsem některé patenty, které jsou podobné mému návrhu, krátce jsem je popsal a porovnal mezi sebou. Patenty byly využity, jako částečná inspirace vzhledu turbíny.

4.1. Roof ridge wind turbine

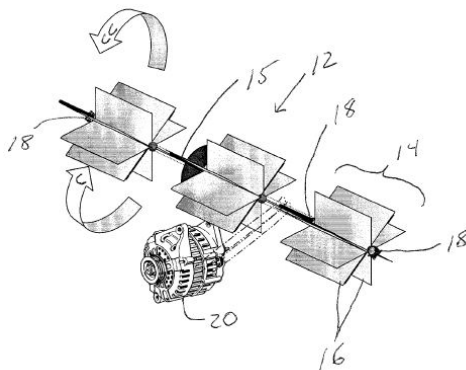
Tento vynález byl patentován v USA, Raymond E. Paggimu, 27. května 2010, pod číslem US 2010/0126086 A1.

Tato turbína využívá sklápěcí efekt sedlových střech, což má za výhodu, že není tolik hlučná a není tolik nebezpečná pro ptactvo. Skládá se z větrné turbíny, s lopatkami, které jsou na hřídeli a přenos energie je pomocí alternátoru nebo generátoru (obr. 3). Počet lopatek je mezi 2 až 7 lopatkami a jejich délka je od 50 do 300 mm. Hřídel má průměr od 25 do 80 mm a délka je od 200 do 1200 mm. Tvar lopatek bude buď šikmý a spirálovitý, nebo rovný a plochý. Tato sestava je umístěna pod krytem, který chrání zařízení, proti zasněžení či dešti. Kryt obsahuje mříž, což zabraňuje vlétnutí ptactva. [11]

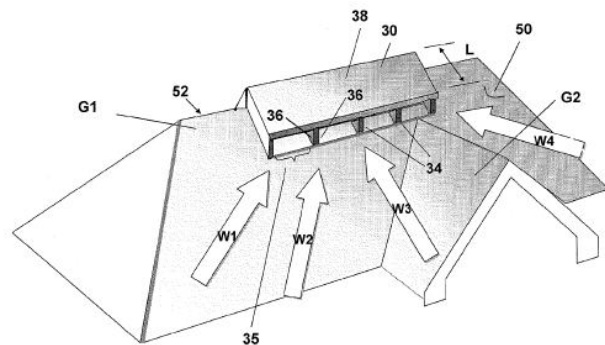
Turbína je umístěna po délce hřebene střechy. Otáčet se může v obou směrech, aby její účinnost byla vyšší. Nejvyšší výkon má turbína, když vítr fouká kolmo na střechu, protože je konstruována s úhlem rozpětí 120° . Výhodou této turbíny může být to, že má více lopatek, než běžná větrná turbína a tím dosáhne většího točivého momentu. [11]

Celá konstrukce je rozdělena do několika sekcí, které jsou ohraničeny sloupky, vedoucí po celé délce krytu (obr. 4). Sloupky slouží, k lepšímu vedení větru, na lopatky, zamezení proudění větru, pod velkými úhly a také zamezuje vzniku turbulencím, na hřebeni.

Kryt také umožňuje, lepší ventilaci podkroví, kdy dochází k úniku horkého vzduchu, přes větrací otvory, do kopule a následně do ovzduší. [11]



Obrázek 4 Sestava turbíny [11]



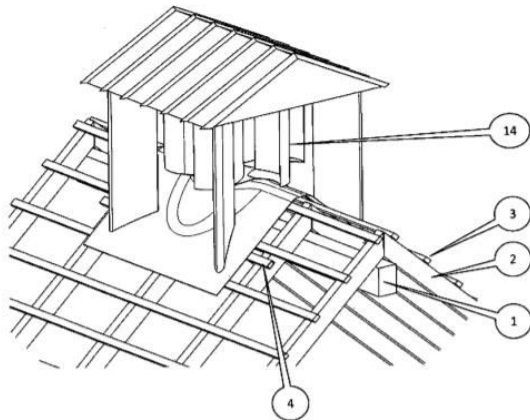
Obrázek 3 Kryt turbíny [11]

4.2. Dach Windenergieanlage auf einem Dachfirst eines Gebäudes montiert

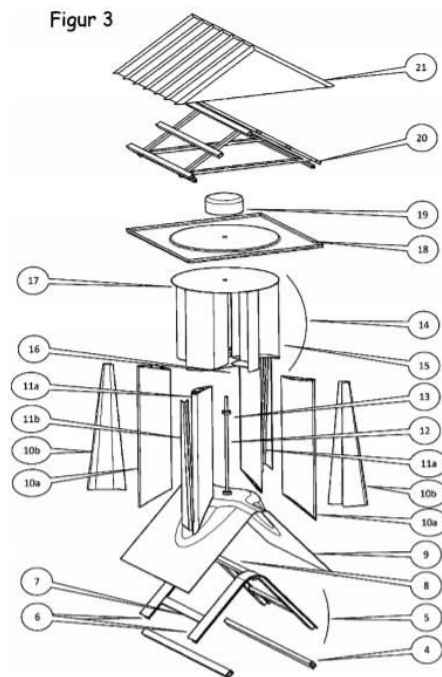
Střešní větrná turbína namontovaná na střešním hřebenu budovy, je vynález patentovaný Maurici Kesslerovi, v Německu, 23. listopadu 2012, pod číslem DE 20 2011 104 180 U1.

Předložený vynález je větrná turbína s generátorem, jehož rotor je umístěný ve svislé poloze (obr. 5). Umístění zařízení, je ve výšce 10 metrů, která je dostačující, pro maximální nárazový vítr systému. Svislý směr rotoru je zvolen proto, že dojde k pohybu rotoru bez ohledu na směr větru. Vynález je umístěn, na hřebenu střechy a výhodnou konstrukce tohoto vynálezu je, že je možné jej umístit na jakoukoli samostatnou střechu, bez nutné úpravy. [12]

Turbína má minimálně 2 a více otočných povrchů Rottorf, které jsou buď rovně nebo zakřivené. Převážně se vytváří ve tvaru Savoniusrotorů. Turbínu lze připojit k elektrické řídicí jednotce, baterii, nebo jiným akumulátorům. Zařízení lze připevnit ke konstrukci krovu nebo integrovat pomocí střešních tašek se střešními háky. Na rotor jsou připevněna žebra, která jsou vytvářena ve tvaru volné křivky. Rotor je připevněn k horní desce, která je umístěna na podpěrách (obr. 6). Podpěry jsou vyrobeny z plastu nebo hliníku. Všechny tyto součásti jsou uloženy na hlavním nosiči, který je ze dvou profilů hliníku nebo nerezové oceli. Vše je zakryto střechou umístěnou na střešním nosiči. [12]



Obrázek 5 Střešní svislá turbína [12]

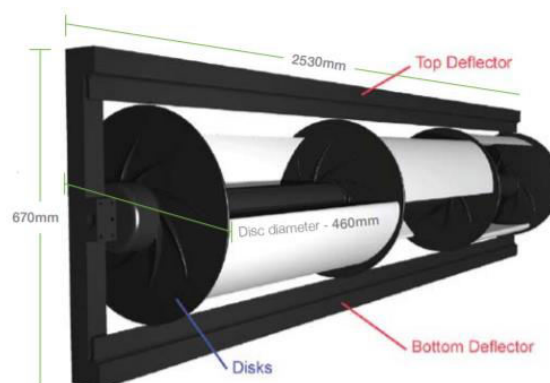


Obrázek 6 Sestavení střešní svislé turbíny [12]

4.3. Windpods technology

Windpods jsou mikro-větrné elektrárny, které jsou určeny pro městské napájení. Zařízení bylo vyvinuto v Austrálii, ve Fremantle. Turbíny jsou navrženy přesně pro městské prostředí, s instalací na městské budovy. Skládá se z rámu, disků a lopatek. Rám se vyrábí z oceli, je dlouhý 2530 mm a vysoký 667 mm. Lopatky mají speciální konstrukci (obr. 7). Turbínové trubky mají průměr 460 mm a jsou umístěny mezi hliníkovými disky. Je také možné umístit vícero turbín do řady, nebo sloupce. [13]

Výhodami Windpods je nízká hlučnost a vibrace. Jsou schopny pracovat vertikálně, horizontálně nebo v jakémkoliv úhlu. Konstrukce jedné turbíny váží 55 kg. [13]



Obrázek 7 Windpods [13]

Zhodnocení patentové rešerše

Porovnáním patentů 3 různých větrných turbín, jsem získal různé informace ohledně konstrukce a využití daných zařízení. Jak patent z USA, tak i patent z Německa jsou si podobné, v koncepci sestavy a umístění zařízení. Obě varianty turbíny se umístí na hřeben střechy. Německý vynález je výhodnější, neboť je možné ho upevnit na střechu, bez demontáže. Oba zmíněné vynálezy se využívají převážně na rodinných domech nebo na budovách se stejným typem střech.

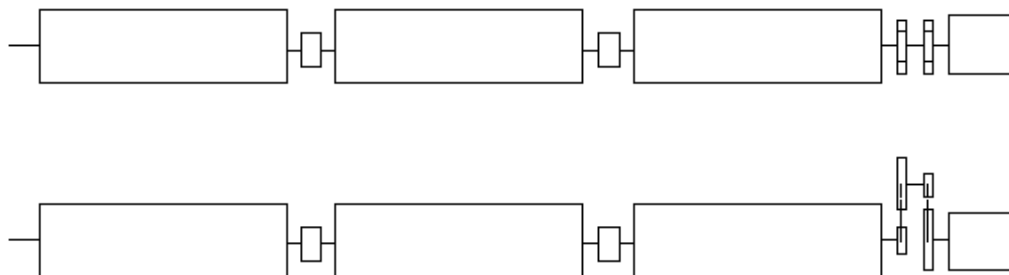
Vynález z Austrálie je rozdílný v tom, že ho lze umístit nejen na střechy, ale také na jiná, praktičtější místa. Také ho lze libovolně umístit do řady či sloupce. Tento typ větrné turbíny je konstruován pro velkoměstské využití. Další velkou výhodou tohoto řešení je nízká hmotnost konstrukce.

5. Koncept

Kompletní návrh, domácí větrné elektrárny by měl být tvořený několika turbínami, řazenými za sebou a spojenými hřídelovými spojkami. Jedná se o řešení skládající se ze shodných modulů. Délka elektrárny, tedy počet turbín (modulů), by byla individuální a volitelná, ať už podle délky střechy nebo žádaného zisku energie. Výhodou takto modulově řešené elektrárny bude především snadná montáž a demontáž jednotlivých částí. Další výhodou bude možnost využití elektrárny jak v městské zástavbě, tak i na vesnici. A to z důvodu, že umístění na hřebenu střechy nemá vliv na další prostory mimo budovu, na které je elektrárna umístěna.

Předpokladem řešení takovéto elektrárny je především využití jako zdroje elektrického proudu malých subjektů, například malých zdrojů světla nebo ventilátoru. To je dáno především konstrukcí a umístěním turbíny a také zdrojem energie.

Vlastní návrh budu situovat na náš rodinný dům, který je postaven v nadmořské výšce 406 m nad mořem. Výpočty budu provádět pro rychlost větru 4 m/s. Tato rychlost je dle Beaufortovi stupnice definována jako slabý vítr. Rychlost větru byla zvolena především proto, že je uváděna jako průměrná rychlost větru v lokaci, ve které žiji.

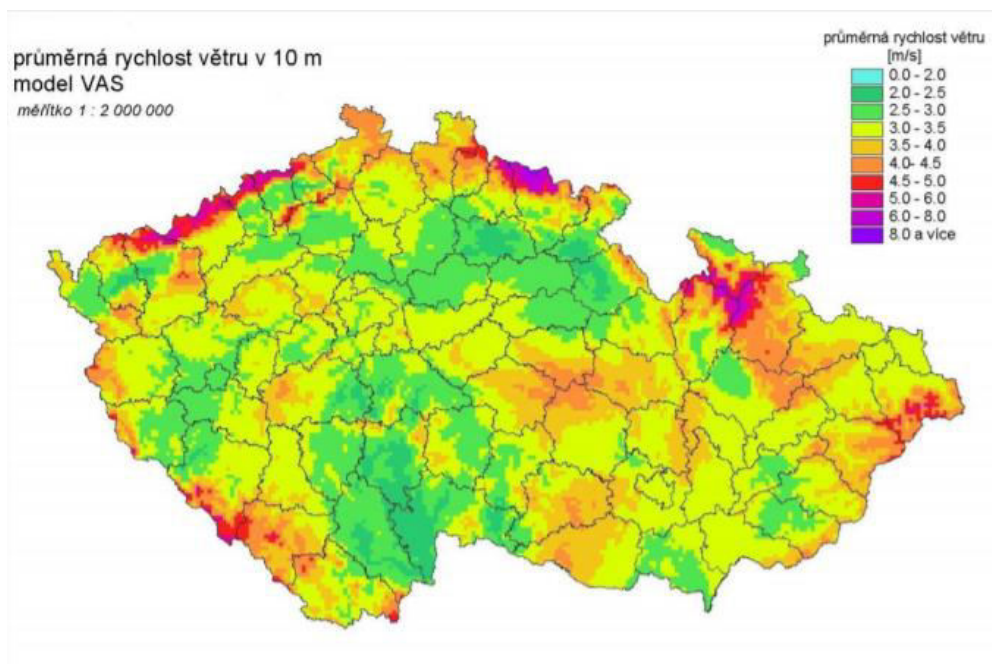


Obrázek 8 Schéma návrhu domácí větrné elektrárny – pohled zředu a shora

6. Návrh turbíny

6.1. Zatížení rotoru

Pro návrh turbíny byly zvoleny parametry větru, které odpovídají mému bydlišti a umístění našeho rodinného domu. Parametry nemají přesné hodnoty, které by bylo nutné získat měřením, ale pouze přibližným hodnotám nalezeným v (obr. 9), nebo získaným výpočty uvedenými na začátku této kapitoly.



Obrázek 9 Průměrná rychlost větru v 10 m [7]

6.1.1. Rychlost větru

Rychlost větru byla vypočítána, pro výšku 10,3 m, která odpovídá výšce umístění rotoru, na našem domě. Pro výpočet rychlosti $v_w = 4,029$ m/s byla použita rovnice (6.1). [7]

$$v_w(h) = v_h \cdot \left(\frac{h_r}{h}\right)^a \quad [\text{m/s; m; -}] \quad (6.1)$$

kde:

$v_w(h)$ = rychlost větru ve výšce rotoru

v_h = rychlost 4 m/s ve výšce h

h_r = výška rotoru 10,3 m

h = výška 10 m

a = třída drsnosti povrchu země 3, neboli Hellmannův exponent

Tabulka 2 Hellmannův exponent drsnosti povrchu země [7]

třída drsnosti	charakter krajiny	a
0	otevřené pobřeží bez jakýkoliv překážek s větrem směřujícím k pobřeží	0,12
1	otevřená krajina s ojedinělými volně stojícími keři a stromy (pobřeží, prerie)	0,15
2	zemědělská krajina s rozptýlenými budovami a křovinami	0,18
3	uzavřená krajina s porostem stromů, mnoha křovinami a sousedícími budovami	0,24

6.1.2. Tlak

Byl vypočítán tlak $p = 9,95$ Pa, který působí na lopatky turbíny při rychlosti větru $v_w = 4,029$ m/s. Výpočet vychází z rovnice (6.2), která je založena na kódu americké společnosti stavebních inženýrů. Použitý koeficient 0,613 je výsledkem výpočtu hustoty vzduchu a gravitačního zrychlení. [14]

$$p = 0,613 \cdot v^2 \quad [\text{Pa}; -; \text{m/s}] \quad (6.2)$$

kde:

p = tlak větru

0,613 = koeficient výpočtu

v = rychlost větru 4,029 m/s

6.1.3. Odstředivá síla

Pro výpočet odstředivé síly byla vypočítána úhlová rychlost $\omega = 40,29$ rad/s podle rovnice (6.3). Odstředivá síla $F_{od} = 3017,3$ N byla vypočítána podle rovnice (6.4).

$$\omega = \frac{v}{r} \quad [\text{rad/s}; \text{m/s}; \text{m}] \quad (6.3)$$

kde:

ω = úhlová rychlost

v = rychlost větru 4,029 m/s

r = poloměr rotoru 0,1 m

$$F_{od} = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad [\text{N}; \text{kg}; \text{rad/s}; \text{m}] \quad (6.4)$$

kde:

F_{od} = odstředivá síla

m = hmotnost rotoru 18,6 kg

ω = úhlová rychlost 40,29 rad/s

6.1.4. Síla lopatky

Byla vypočítána síla, která působí na jednu lopatku rotoru. Síla $F_{1L} = 1,062$ N byla vypočítána podle rovnice (6.5). Odhadem, podle konstrukce a směru proudění větru (obr. 10) na rotor, byl stanoven počet lopatek N , který bude současně zatěžován působící silou. Počet lopatek, pro který byla vypočítána síla $F_{8L} = 8,496$ N, byl zvolen $n = 8$. Síla F_{8L} byla vypočítána, podle rovnice (6.6).

$$F_{1L} = p \cdot S \quad [\text{N}; \text{Pa}; \text{m}^2] \quad (6.5)$$

kde:

F_{1L} = síla působící na jednu lopatku

p = tlak větru 9,95 Pa

S = plocha lopatky $106717,569 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

$$F_{8L} = N \cdot F_{1L} \quad [-; \text{N}] \quad (6.6)$$

kde:

F_{8L} = síla působící, na rotor turbíny

N = počet lopatek 8, na které působí síla

F_{1L} = síla působící, na jednu lopatku 1,062 N



Obrázek 10 Turbína domácí větrné elektrárny

6.2. Výkon

Výkon turbíny $P = 34,23$ W byl vypočítán, podle rovnice (6.7).

$$P = F_{8L} \cdot v \quad [\text{W}; \text{N}; \text{m/s}] \quad (6.7)$$

kde:

P = výkon turbíny

F_{8L} = síla působící, na rotor turbíny 8,496 N

v = rychlost větru 4,029 m/s

6.3. Kroutící moment

Kroutící moment $M_k = 0,85 \text{ Nm}$ byl vypočítán podle rovnice (6.8).

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad [\text{Nm}; \text{W}; \text{rad/s}] \quad (6.8)$$

kde:

M_k = kroutící moment

P = výkon turbíny 34,23 W

ω = 40,29 rad/s

6.4. Otáčky

Otáčky $n = 384,74 \text{ ot/min}$ byly vypočítány podle vzorce (6.9).

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d} \quad [-; \text{m/s}; -; \text{m}] \quad (6.9)$$

kde:

n = otáčky

v = rychlost větru 4,029 m/s

d = průměr rotoru 0,2 m

6.5. Hřídel



Obrázek 11 Hřídel turbíny

6.5.1. Výpočet reakcí hřídele

Hřídel je zatížena pouze v tečném směru, a to silou F_{gL} . Pro hřídel bylo vytvořeno rozložení sil (obr. 12), které je zapsáno v následujících rovnicích.

$$\sum y: R_{By} - 2F_t + R_{Ay} = 0 \quad (6.10)$$

$$\sum z: R_{Az} = 0 \quad (6.11)$$

$$\sum M_A: -F_{t2} \cdot l_3 - F_{t1} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_3 + l_2 + l_1) = 0 \quad (6.12)$$

kde:

$$F_{t1} \equiv F_{t2} = 8,496 \text{ N}$$

$$l_1 = 0,0615 \text{ m}$$

$$l_2 = 1,015 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,0465 \text{ m}$$

Úpravou rovnic pro rozložení sil byly vypočítány reakce hřídele podle následujících rovnic.

$$R_{By} = \frac{F_{t2} \cdot l_3 + F_{t1} \cdot (l_3 + l_2)}{l_3 + l_2 + l_1} \quad (6.13)$$

$$R_{Ay} = 2F_{t1} - R_{By} \quad (6.14)$$

kde:

$$R_{By} = 0,845 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 0 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 0,867 \text{ N}$$

Výsledné radiální a axiální síly byly vypočítány podle rovnic (6.15), (6.16) a (6.17).

$$R_{radA} = \sqrt{R_{Ay}^2} \quad (6.15)$$

$$R_{ax} = R_{Az} \quad (6.16)$$

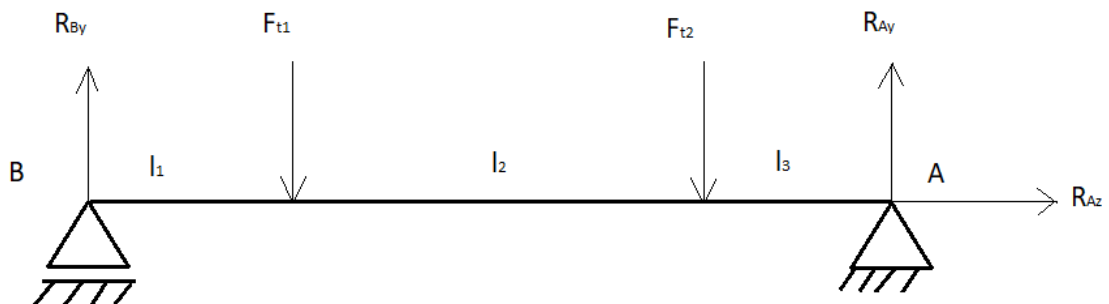
$$R_{radB} = \sqrt{R_{By}^2} \quad (6.17)$$

kde:

$$R_{radA} = 0,867 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 0 \text{ N}$$

$$R_{radB} = 0,845 \text{ N}$$



Obrázek 12 Výpočet reakcí hřídele

6.5.2. Výpočet kuličkových ložisek

Pro hřídel o průměru 40 mm byla navržena kuličková ložiska SKF 6208. U ložiska, s průměrem 40 mm je dynamická únosnost, dle katalogu SKF, $C = 32,5$ kN a statická únosnost $C_0 = 19$ kN [15]. K vypočítání ekvivalentního dynamického zatížení P byl vypočítán poměr součinitelů podle vztahu (6.18), jehož výsledek je nulový, jelikož axiální síla je zvolena nulová. Lopatky turbíny budou přímé a působením větru tedy nevzniká axiální síla, kterou by ložiska musela zachytit, jako by tomu bylo v případě šikmých lopatek.

Byl vypočítán poměr axiální a radiální síly (6.19), který je nulový a tudíž menší, než limit pro poměr zatížení e (obr. 13). Podle daných výsledků byla vybrána rovnice (6.20), k výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení P (obr. 14).

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad [-; \text{N}; \text{kN}] \quad (6.18)$$

kde:

f_0 = výpočtový součinitel 14

F_a = axiální síla 0 N

C_0 = statická únosnost 19 kN

$$\frac{F_a}{F_r} \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (6.19)$$

kde:

F_r = radiální síla 0,867 N

$$P = F_r \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (6.20)$$

kde:

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 0,867 N

Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska			
$f_0 F_a / C_0$	Jednořadá ložiska a dvouřadá ložiska Normální vůle		
	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

Obrázek 13 Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [15]

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	Jednotlivá ložiska a dvojice ložisek uspořádané do tandemu: $F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = X F_r + Y F_a$
---	--

Obrázek 14 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [15]

Pro určení, zda zvolené ložisko vyhovuje zatížení byla vypočítána dynamická únosnost C^* . Únosnost $C^* = 6,72 \text{ N}$ byla počítána podle rovnice (6.21) a porovnána s tabulkovou dynamickou únosností C . Z porovnání $C^* \leq C$ vyplývá že zvolené kuličkové ložisko vyhovuje zatížení.

$$C^* = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n}{16\,660}} \quad [\text{N}; \text{N}; \text{hod}; \text{ot/min}] \quad (6.21)$$

kde:

C^* = počítaná dynamická únosnost

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 0,867 N

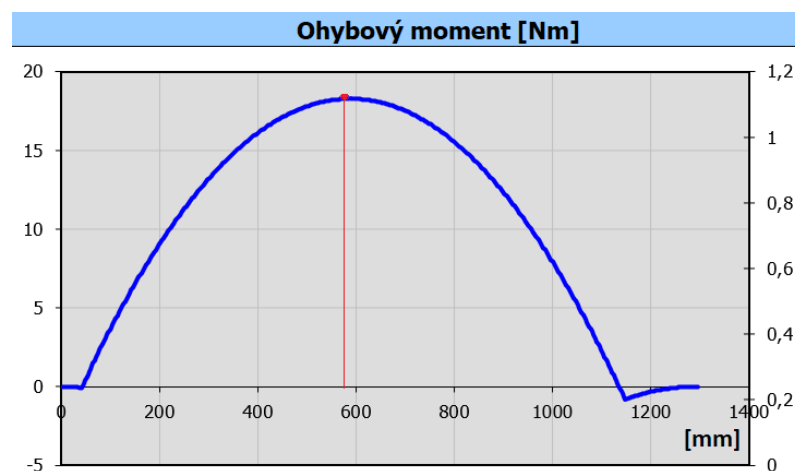
L_h = životnost 20 000 hod

n = otáčky 384,74 ot/min

6.5.3. Namáhání hřídele

V aplikaci MITCalc byl proveden kontrolní výpočet pro namáhání hřídele ohybovým momentem. Dále bylo vypočteno redukované napětí a průhyb hřídele.

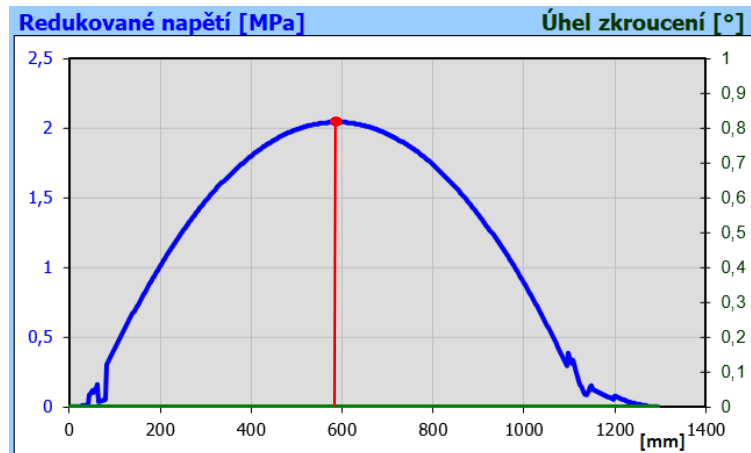
6.5.3.1. Ohybový moment



Obrázek 15 Ohybový moment

Z výpočtů byly dosaženy výsledky ohybového momentu $M_o = 18,3 \text{ Nm}$.

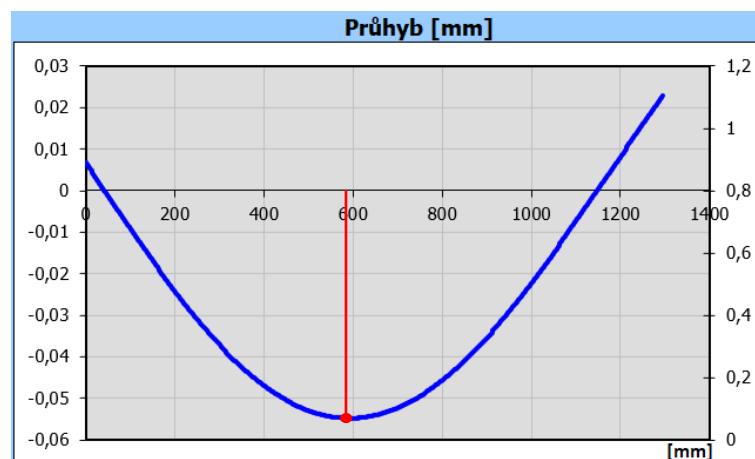
6.5.3.2. Redukované napětí



Obrázek 16 Redukované napětí

Redukované napětí $\sigma_{\text{red}} = 2,04$ MPa.

6.5.3.3. Průhyb hřídele



Obrázek 17 Průhyb hřídele

Průhyb hřídele $y = 0,0548$ mm.

Byl vypočítán ohybový moment $M_o = 18,3$ Nm. Redukované napětí $\sigma_{\text{red}} = 2,04$ MPa vyhovuje požadavkům $\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D$ kde $\sigma_D = 100$ MPa. Průhyb hřídele byl vypočítán $y = 0,0548$ mm.

6.5.4. Kontrola pera

Pero na průměru hřídele 40 mm je použito pro spojení náboje s hřídelem. Kontrolní výpočet pera byl proveden podle rovnice (6.22).

$$p = \frac{4 \cdot M_K}{d_h \cdot h \cdot l} \leq p_D \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; \text{mm}; \text{mm}; \text{mm}; \text{MPa}] \quad (6.22)$$

kde:

p = tlak

M_K = kroutící moment 0,85 Nm

d_h = průměr hřídele

h = šířka pera

l = délka pera

p_D = dovolený tlak 120 MPa

6.5.4.1. Hřídel $\varnothing 40$ mm

Podle rovnice (6.22), byl vypočítán kontaktní tlak $p = 0,33$ MPa na boku pera pro průměr hřídele $d_h = 40$ mm, šířku pera $h = 8$ mm a délku pera $l = 32$ mm. Kontaktní tlak pro pero $p = 0,33$ MPa vyhovuje, jelikož je menší než dovolený tlak $p_D = 120$ MPa [16].

Bylo zvoleno pero 12x8x32 ČSN 02 2562

7. Návrh alternátoru

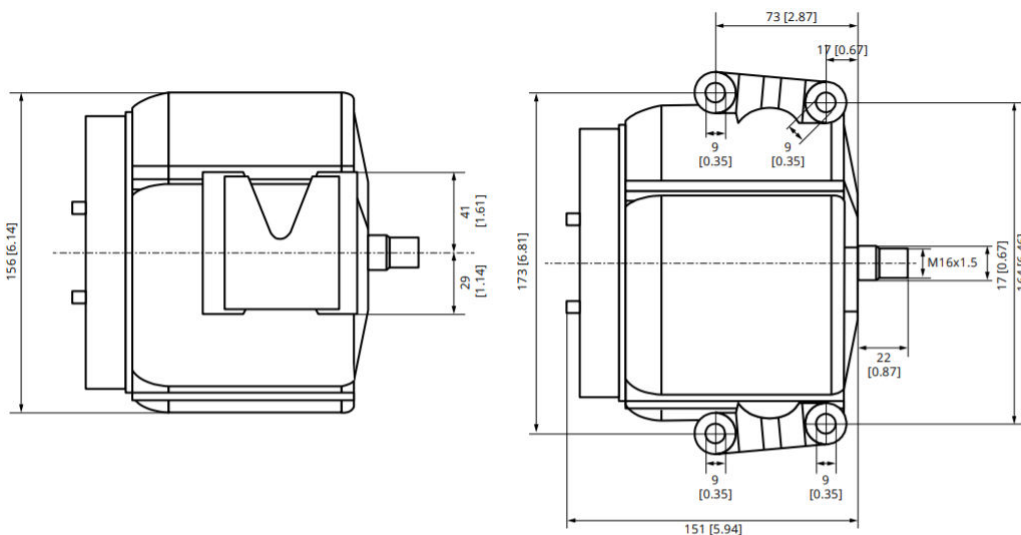
7.1. Volba alternátoru

Pro přeměnu kinetické energie na energii mechanickou byl zvolen alternátor. Výběr alternátoru byl především ovlivněn velikostí přenášeného výkonu. Kromě výkonu nebyly stanoveny žádné jiné parametry, na kterých by byl výběr závislý. Záměrem bylo vybrat takový alternátor, který by byl schopný přenést požadovaný výkon, ale zároveň, aby parametry daného alternátoru nebyly zbytečně výkonově vysoké. Alternátor je umístěn na společném rámu s turbínou a je chráněn krytem.

Byl zvolen alternátor Alpha Compact 14/200. Tento typ alternátoru je optimalizován tak, aby byl schopný poskytovat nepřetržitý vysoký výkon pro aplikaci s ukládáním energie. Alternátor je konstruován s otevřenou konstrukcí a dvojími vnitřními ventilátory. Provozní teplota alternátoru je řízena teplotním senzorem. Řada alternátorů Alpha Compact se skládá ze 7 modelů, které mají napětí 12 V a 24 V. Řada 14/200 má napětí 12 V a jmenovitý proud 200 A. Maximální otáčky jsou 20 000 ot/min, nejvyšší akceptovatelná teplota provozu 125 °C a přenášený výkon 5,6 kW. Alternátor je chlazen integrovaným duálním ventilátorem. Alternátor má odlehčenou konstrukci a jeho váha činí 7,5 kg. Kabel sloužící pro přenos získané energie je připojen a izolován v zástrčce Mastervolt. Připojení je chráněno proti vniknutí vlhkosti a nečistotám. [17]



Obrázek 18 Alternátor Alpha Compact 14/200 [17]

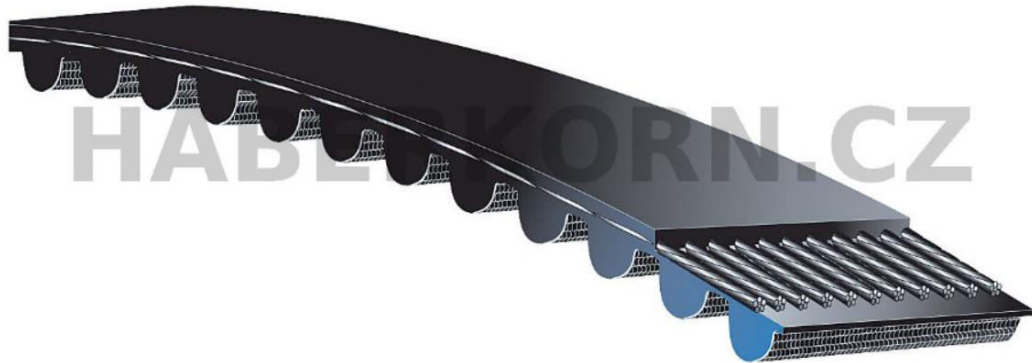


Obrázek 19 Alternátor Alpha Compact 14/200 – výkres [17]

7.2. Návrh řemenového převodu turbína-alternátor

7.2.1. Návrh řemene

Byl zvolen ozubený řemen od firmy Haberkorn, typ HTD 3M. Rozteč zubů řemene je 3 mm, šířka řemene je 15 mm. Řemen je vyroben z neoprénu, s tažným kordem ze skleněných vláken. Křivkový tvar ozubení HTD eliminuje koncentraci napětí v kořenech zubů, čímž se zvyšuje výkonnost řemene a prodlužuje se jeho životnost. Tažné kordy zajišťují požadovanou pevnost, při ohybu a délkové stabilitě řemene. [18]



Obrázek 20 Ozubený řemen [18]

7.2.2. Převodový poměr a volba počtu zubů řemenic

Převodový poměr, $i = 3,95$ byl vypočítán podle rovnice (7.1) a (7.2). Jelikož byl celkový převod příliš velký na to, aby byl převod realizován pomocí jednoho řemenového převodu, tak byl převod rozdělen do dvou převodů. Převodové číslo jednoho převodu bylo vypočítáno jako odmocnina z celkového převodového čísla. Řemenový převod je tvořen čtyřmi řemenicemi. [18]

$$\bar{i} = \frac{n_1}{n_2} \quad [-; \text{ot/min}; \text{ot/min}] \quad (7.1)$$

kde:

\bar{i} = převodový poměr 15,595

n_1 = otáčky pro jmenovitý proud alternátoru 6000 ot/min

n_2 = otáčky hřídele 384,74 ot/min

$$i = \sqrt{\bar{i}} \quad [-; -] \quad (7.2)$$

kde:

i = výsledný převodový poměr 3,95

Počet zubů malé řemenice byl zvolen, $z_1 = 30$ a počet zubů velké řemenice byl vypočítán, podle rovnice (7.3), kde $z_2 = 118$.

$$z_2 = i \cdot z_1 \quad [-; -; -] \quad (7.3)$$

kde:

z_1 = počet zubů malé řemenice 30

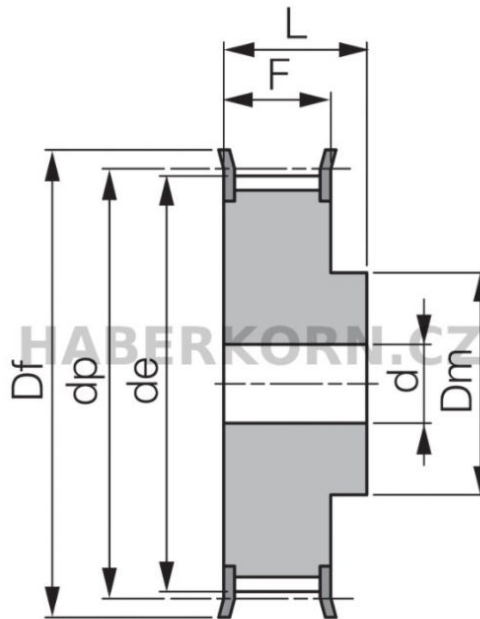
z_2 = počet zubů velké řemenice 118

7.2.3. Návrh průměru řemenic

Byla navržena malá řemenice s profilem HTD 30 a počtem zubů 30 pro šířku řemene 15 mm, označení řemenice je HTD 30-3M-15. Řemenice je vyrobena z hliníku a bočnice z pozinkované oceli. Počet zubů řemenice je $z_1 = 30$, rozteč zubů je 3 mm, šířka je 15 mm a předvrtaná díra, kterou lze opracovat na vhodný rozměr, má průměr 6 mm. Kompletní geometrie řemenice je uvedena v tabulce, která se váže na (obr. 21). [18]

Tabulka 3 Malá řemenice [18]

Označení	30 – 3M - 15	Průměr náboje D_m	20 mm
Počet zubů	30	Předvrtaná díra d	6 mm
Výpočtový průměr d_p	28,65 mm	Profil zubů	HTD
Hlavový průměr d_e	27,89 mm	Rozteč zubů	3 mm
Maximální průměr D_f	32 mm	Typ provedení	2F
Šíře věnce F	19,5 mm	Materiál	hliník
Celková šířka L	26 mm	Bočnice	Pozinkovaná ocel



Obrázek 21 Řemenice [18]

Výpočtový průměr pro velkou řemenici $d_{p2} = 113,17$ mm byl vypočítán podle rovnice (7.4).

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot i \quad [\text{mm}; \text{mm}; -] \quad (7.4)$$

kde:

d_{p2} = výpočtový průměr velké řemenice 113,17 mm

d_{p1} = výpočtový průměr malé řemenice 28,65 mm

i = výsledný převodový poměr 3,95

Tabulka 4 Velká řemenice [18]

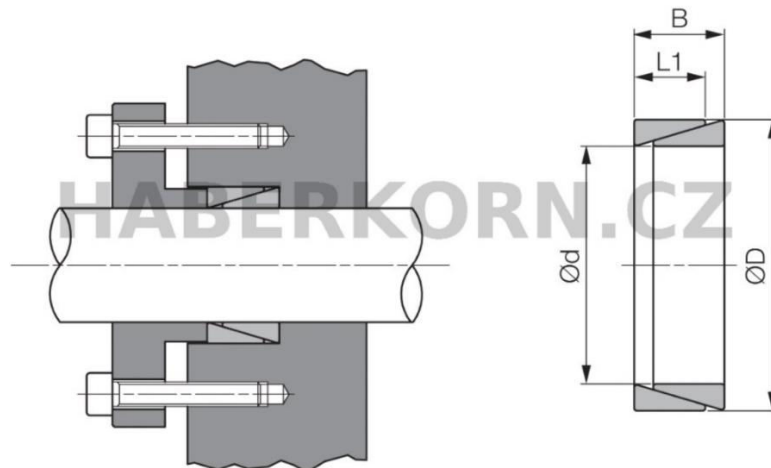
Označení	118 – 3M - 15	Průměr náboje D_m	40 mm
Počet zubů	118	Předvrtaná díra d	12 mm
Výpočtový průměr d_p	113,17 mm	Profil zubů	HTD
Hlavový průměr d_e	112,41 mm	Rozteč zubů	3 mm
Maximální průměr D_f	116,52 mm	Typ provedení	2F
Šíře věnce F	19,5 mm	Materiál	hliník
Celková šířka L	30 mm	Bočnice	Pozinkovaná ocel

7.2.4. Spojení hřídele a řemenic

Pro upevnění řemenic na hřídeli byly použity svěrná upínací pouzdra BK 50. Pouzdro je složeno ze dvou ocelových prstenců s kuželovou plochou, které jsou do sebe zasunuty a tím se zamezí pohybu řemenic. Pouzdro je jištěno pojistným nábojem, který je připevněn k řemenici pomocí šroubového spoje. [18]

Tabulka 5 Upínací pouzdro [18]

Označení	BK50 12x12	Krouticí moment	7,4 Nm
Průměr díry d	9 mm	Axiální síla	1,6 kN
Vnější průměr pouzdra D	12 mm	Měrný tlak hřídele	130 MPa
Celková délka B	4,5 mm	Měrný tlak náboje	98 MPa
Délka $L1$	3,7 mm	Materiál	ocel



Obrázek 22 Upínací pouzdro [18]

7.2.5. Úhel opásání

Úhel opásání byl vypočítán podle rovnice (7.5) a vyšel $\beta = 162,66^\circ$.

$$\beta = 180^\circ - 2 \cdot \gamma \quad [^\circ; ^\circ; ^\circ] \quad (7.5)$$

kde:

β = úhel opásání $162,66^\circ$

γ = výpočtový úhel $8,67^\circ$, který byl vypočítán podle rovnice (7.6)

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 \cdot \bar{a}} \quad [^\circ; \text{mm}; \text{mm}; \text{mm}] \quad (7.6)$$

kde:

d_{p2} = výpočtový průměr velké řemenice 113,17 mm

d_{p1} = výpočtový průměr malé řemenice 28,65 mm

\bar{a} = předběžná vzdálenost os 283,64 mm, která byla vypočítána podle rovnice (7.7)

$$\bar{a} = 2 \cdot (d_{p1} + d_{p2}) \quad [\text{mm}; \text{mm}; \text{mm}] \quad (7.7)$$

7.2.6. Vzdálenost os řemenic

Skutečná vzdálenost os $a = 163,56$ mm byla vypočítána podle rovnice (7.8). Pro výpočet vzdálenosti os byla vypočítána délka řemene $L = 560,8$ mm podle rovnice (7.9).

$$a = 0,25 \cdot [(L - p) + \sqrt{(L - p)^2 - 8 \cdot q}] \quad [\text{mm}; \text{mm}; -; -] \quad (7.8)$$

kde:

a = skutečná vzdálenost os 163,56 mm

L = délka řemene 560,8 mm

p = výpočtová konstanta 222,77, vypočítána podle rovnice (7.10)

q = výpočtová konstanta 1785,91, vypočítána podle rovnice (7.11)

$$L = 2 \cdot \bar{a} \cdot \cos \gamma \quad [\text{mm}; \text{mm}; ^\circ] \quad (7.9)$$

$$p = \frac{\pi \cdot (d_{p1} + d_{p2})}{2} \quad [-; \text{mm}; \text{mm}] \quad (7.10)$$

$$q = \left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2} \right)^2 \quad [-; \text{mm}; \text{mm}] \quad (7.11)$$

7.3. Silové poměry řemenových převodů

7.3.1. Přenášená síla

Pro řemenový převod byla vypočítána celková přenášená tečná síla $F = 59,34$ N podle rovnice (7.12). Dále byla vypočítána rychlost řemene $v = 9,69 \cdot 10^{-3}$ m/s podle rovnice (7.13).

$$F = \frac{2 \cdot M_K \cdot 10^3}{d_{p1}} \quad [\text{N}; \text{Nm}; \text{mm}] \quad (7.12)$$

kde:

F = celková přenášená tečná síla 59,34 N

M_K = kroutící moment 0,85 Nm

d_{p1} = výpočtový průměr malé řemenice 28,65 mm

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n_2 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 60} \quad [\text{m/s}; \text{mm}; \text{ot/min}] \quad (7.13)$$

kde:

v = rychlost řemene $9,69 \cdot 10^{-3}$ m/s

n_2 = otáčky hřídele 384,74 ot/min

7.3.2. Předepnutí řemenů

Pro přenos kroutícího momentu je potřeba řemenový převod předepnout. Bylo vypočítáno celkové potřebné předpětí v řemenech $F_O = 32,64$ N podle rovnice (7.14) a celková napínací síla $F_N = 65,28$ N podle rovnice (7.15).

$$F_O = 0,55 \cdot F \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (7.14)$$

kde:

F_O = celkové potřebné předpětí 32,64 N

F = celková přenášená tečná síla 59,34 N

$$F_N = 2 \cdot F_O \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (7.15)$$

kde:

F_N = celková upínací síla 65,28 N

7.3.3. Silové poměry při provozu

Za provozu dochází ke změně velikosti původních klidových sil předpětí F_0 ve větvích řemenového převodu. V tažné větvi se síla F_0 zvětší na sílu $F_1 = 62,31$ N. Síla F_1 byla vypočítána podle rovnice (7.16). V odlehčené větvi se síla F_0 zmenší na sílu $F_2 = 2,97$ N a byla vypočítána podle rovnice (7.17). Ze sil F_1 a F_2 byla vypočítána výsledná síla zatěžující ložiska hřídelů řemenic $F_V = 65,15$. Síla F_V byla vypočítána rovnicí (7.18).

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2} \quad [N; N; N] \quad (7.16)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F}{2} \quad [N; N; N] \quad (7.17)$$

kde:

F_1 = zvětšená tažná síla 62,31 N

F_2 = zmenšená tažná síla 2,97 N

F_0 = celkové potřebné předpětí 32,64 N

F = celková přenášená tečná síla 59,34 N

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 F_2 \cdot \cos \beta} \quad [N; N; N; ^\circ] \quad (7.18)$$

kde:

F_V = výsledná zatěžující síla 65,15 N

β = úhel opásání 162,66°

K výpočtu sil, které byly použity pro vodorovný převod, byl vypočítán úhel $\delta = 44,999^\circ$. Úhel byl vypočítán z rovnice (7.19), ta byla odvozena z rovnice, která je totožná jako rovnice (7.18), ale $\cos \beta$ je nahrazen $\cos 2\delta$.

$$\delta = \frac{\cos^{-1}\left(\frac{(F_1 + F_2 - F_V)^2}{2 \cdot F_1 \cdot F_2}\right)}{2} \quad [^\circ; N; N; N] \quad (7.19)$$

kde:

δ = výpočtový úhel 44,999°

Výsledná síla F_V je odkloněna o úhel γ od osy převodu. Pro úhel γ byla vypočítána hodnota $\sin \gamma = 0,644^\circ$ podle rovnice (7.20) a hodnota $\cos \gamma = 0,709^\circ$ podle rovnice (7.21).

$$\sin \gamma = \frac{F}{F_V} \cdot \sin \delta \quad [^\circ; N; N; N; ^\circ] \quad (7.20)$$

$$\cos \gamma = \frac{2 \cdot F_0}{F_V} \cdot \cos \delta \quad [^\circ; N; N; N; ^\circ] \quad (7.21)$$

kde:

F = celková přenášená tečná síla 59,34 N

F_V = výsledná zatěžující síla 65,15 N

F_O = celkové potřebné předpětí 32,64 N

δ = výpočtový úhel 44,999°

Pro axiálně-radiální a tečný směr byly vypočítány výsledné síly. Pro axiálně-radiální směr byla vypočítána síla $F_{Vx} = 46,19$ N. Tečnému směru byla vypočítána síla $F_{Vy} = 41,96$ N. Síla F_{Vx} byla vypočítána podle rovnice (7.22) a síla F_{Vy} podle rovnice (7.23).

$$F_{Vx} = F_V \cdot \cos \gamma \quad [N; N; ^\circ] \quad (7.22)$$

$$F_{Vy} = F_V \cdot \sin \gamma \quad [N; N; ^\circ] \quad (7.23)$$

kde:

F_{Vx} = výsledná síla pro axiálně-radiální směr 46,19 N

F_{Vy} = výsledná síla pro tečný směr 41,96 N

γ = úhel odklonění výsledné síly

7.4. Hřídel



Obrázek 23 Hřídel řemenového převodu

7.4.1. Výpočet reakcí hřídele

Na hřídeli jsou připevněny malá a velká řemenice, které přenášejí zatížení jak ve směru tečném, tak ve směru axiálně-radiálním. Pro všechny směry bylo vytvořeno rozložení sil a rovnice, pro jednotlivé směry.

7.4.1.1. Axiálně-radiální směr

$$\sum x: -R_{Ax} - F_{VxI} - F_{VxII} + R_{Bx} = 0 \quad (7.24)$$

$$\sum z: R_{Az} = 0 \quad (7.25)$$

$$\sum M_A: R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{VxII} \cdot (l_1 + l_2) - F_{VxI} \cdot l_1 = 0 \quad (7.26)$$

kde:

$F_{VxI} = F_{Vx} =$ výsledná síla pro axiálně-radiální směr 46,19 N

$F_{VxII} =$ výsledná síla pro axiálně-radiální směr, pro druhý převod $F_{VxI} \cdot i = 182,45$ N

$l_1 = 25,75$ mm

$l_2 = 61,5$ mm

$l_3 = 25,75$ mm

Úpravou rovnic pro rozložení sil byly vypočítány reakce hřídele ve směru osy x podle následujících rovnic.

$$R_{Bx} = \frac{F_{VxII} \cdot (l_1 + l_2) + F_{VxI} \cdot l_1}{(l_1 + l_2 + l_3)} \quad (7.27)$$

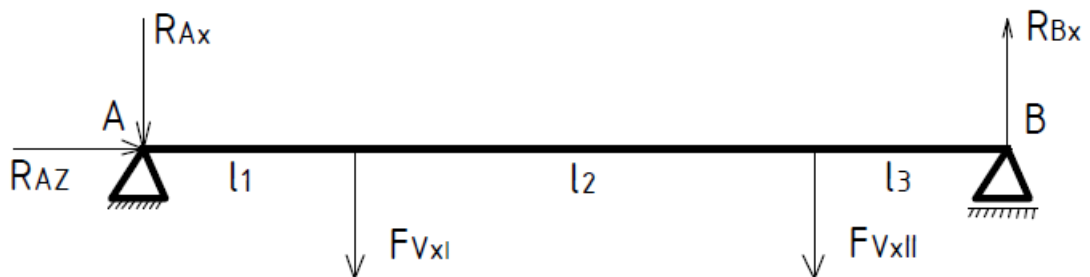
$$R_{Ax} = R_{Bx} - F_{VxI} - F_{VxII} \quad (7.28)$$

kde:

$R_{Bx} = 151,4$ N

$R_{Az} = 0$ N

$R_{Ax} = -77,24$ N



Obrázek 24 Výpočet reakcí hřídele – řemenový převod – axiálně-radiální směr

7.4.1.2. Tečný směr

$$\sum y: R_{Ay} + F_{VyI} + F_{VyII} - R_{By} = 0 \quad (7.29)$$

$$\sum z: R_{Az} = 0 \quad (7.30)$$

$$\sum M_A: -R_{By} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{VyII} \cdot (l_1 + l_2) + F_{VyI} \cdot l_1 = 0 \quad (7.31)$$

kde:

$F_{VyI} = F_{Vy} =$ výsledná síla pro tečný směr 41,96 N

$F_{VyII} =$ výsledná síla pro tečný směr, pro druhý převod $F_{VyI} \cdot i = 165,74$ N

$l_1 = 25,75$ mm

$l_2 = 61,5$ mm

$l_3 = 25,75$ mm

Úpravou rovnic pro rozložení sil byly vypočítány reakce hřídele ve směru osy y podle následujících rovnic.

$$R_{By} = \frac{F_{VyII} \cdot (l_1 + l_2) + F_{VyI} \cdot l_1}{(l_1 + l_2 + l_3)} \quad (7.32)$$

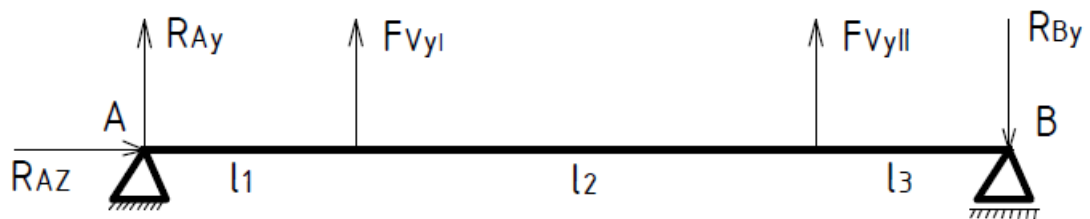
$$R_{Ay} = R_{By} - F_{VyI} - F_{VyII} \quad (7.33)$$

kde:

$$R_{By} = 137,53 \text{ N}$$

$$R_{Az} = 0 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = -70,17 \text{ N}$$



Obrázek 25 Výpočet reakcí hřídele – řemenový převod – tečný směr

Výsledné radiální a axiální síly byly vypočítány podle rovnic (7.34), (7.35) a (7.36).

$$R_{radA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (7.34)$$

$$R_{ax} = R_{Az} \quad (7.35)$$

$$R_{radB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad (7.36)$$

kde:

$$R_{radA} = 104,35 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 0 \text{ N}$$

$$R_{radB} = 204,54 \text{ N}$$

7.4.2. Dimenzování průměru hřídele

Pro řemenový převod a uložení řemenic byl navržen průměr hřídele. Byl vypočítán ohybový moment $M_O = 11,55 \text{ Nm}$ podle rovnice (7.37). Výpočet průměru hřídele byl odvozen z rovnice pro výpočet redukovaného napětí σ_{red} a dovoleného napětí $\sigma_D = 100 \text{ MPa}$.

$$M_O = \sqrt{M_{Ot}^2 + M_{Oar}^2} \quad [\text{Nm}; \text{Nm}; \text{Nm}] \quad (7.37)$$

kde:

M_O = ohybový moment 11,55 Nm

M_{Ot} = ohybový moment tečných sil -7,77 Nm, vypočítaný podle rovnice (7.38)

M_{Oar} = ohybový moment axiálních a radiálních sil 8,55 Nm, vypočítaný podle rovnice (7.39)

$$M_{Ot} = -R_{By} \cdot \frac{\dot{L}}{2} \quad [\text{Nm}; \text{N}; \text{mm}] \quad (7.38)$$

$$M_{Oar} = R_{Bx} \cdot \frac{\dot{L}}{2} \quad [\text{Nm}; \text{N}; \text{mm}] \quad (7.39)$$

kde:

\dot{L} = vzdálenost uložení ložisek hřídele 113 mm

Rovnice pro redukované napětí σ_{red} má tvar (7.40).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + (\alpha \cdot \tau_K)^2} \leq \sigma_D \quad [\text{MPa}; \text{MPa}, -, \text{MPa}; \text{MPa}] \quad (7.40)$$

kde:

σ_{red} = redukované napětí

σ_O = napětí v ohybu, které vychází z rovnice (7.41)

α = konstanta s hodnotou $\sqrt{3}$

τ_K = napětí v krutu, které vychází z rovnice (7.42)

σ_D = dovolené napětí 100 MPa

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; \text{mm}^3] \quad (7.41)$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}; \text{Nm}; \text{mm}^3] \quad (7.42)$$

kde:

W_O = průřez pro ohyb, který vychází z rovnice (7.43)

W_K = průřez pro krut, který vychází z rovnice (7.44)

$$W_O = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [\text{mm}^3; \text{mm}^3] \quad (7.43)$$

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad [\text{mm}^3; \text{mm}^3] \quad (7.44)$$

kde:

d_{\min} = průměr hřídele

Průměr hřídele řemenového převodu byl vypočítán z odvozené rovnice (7.45). Vypočítaný minimální průměr je $d_{\min} = 11,22$ mm. Z této hodnoty byl stanoven průměr pro hřídel řemenového převodu $d = 12$ mm.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_O + \frac{16 \cdot \sqrt{3} \cdot M_K}{\pi}}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad [\text{mm}; \text{Nm}; \text{Nm}; \text{MPa}] \quad (7.45)$$

7.4.3. Výpočet kuličkových ložisek

Pro hřídel o průměru 12 mm byla navržena kuličková ložiska SKF 6001. U ložiska, s vnitřním průměrem 12 mm je dle katalogu SKF dynamická únosnost $C = 5,4 \text{ kN}$ a statická únosnost $C_0 = 2,36 \text{ kN}$. K vypočítání ekvivalentního dynamického zatížení P byl vypočítán poměr součinitelů podle vztahu (7.46), jehož výsledek je nulový. Což je zapříčiněno nulovou axiální silou $F_a = 0 \text{ N}$.

Byl vypočítán poměr axiální a radiální síly (7.47), který je nulový a menší než limit pro poměr zatížení e (obr. 26). Podle daných výsledků byla vybrána rovnice (7.48) výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení P (obr. 27). [15]

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} \quad [-; \text{N}; \text{kN}] \quad (7.46)$$

kde:

f_0 = výpočtový součinitel 13

F_a = axiální síla 0 N

C_0 = statická únosnost 2,36 kN

$$\frac{F_a}{F_r} \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (7.47)$$

kde:

F_r = radiální síla 204,54 N

$$P = F_r \quad [\text{N}; \text{N}] \quad (7.48)$$

kde:

P = ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 204,54 N

Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska			
$f_0 F_a / C_0$	Jednořadá ložiska a dvouřadá ložiska Normální vůle		
	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

Obrázek 26 Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [15]

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	Jednotlivá ložiska a dvojice ložisek uspořádané do tandemu:
	$F_a / F_r \leq e \rightarrow P = F_r$
	$F_a / F_r > e \rightarrow P = X F_r + Y F_a$

Obrázek 27 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [15]

Pro určení, zda zvolené ložisko vyhovuje zatížení, byla vypočítána dynamická únosnost C^* . Únosnost $C^* = 1\,581,1$ N byla vypočítána podle rovnice (7.49) a porovnána s tabulkovou dynamickou únosností C . Z porovnání $C^* \leq C$ vyplývá, že zvolené kuličkové ložisko vyhovuje zatížení.

$$C^* = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n}{16\,660}} \quad [\text{N}; \text{N}; \text{hod}; \text{ot/min}] \quad (7.49)$$

kde:

C^* = počítaná dynamická únosnost

L_h = životnost 20 000 hod

n = otáčky 384,74 ot/min

8. Volba hřídelové spojky

Pro přenos kroutícího momentu z jedné turbíny na druhou byla vybrána a použita kotoučová spojka DCS-080. Zvolená spojka je složena z nerezové oceli a hliníku. Z hliníku je vyroben náboj a z oceli jsou kotoučové svazky. Spojka může přenášet kroutící moment v rozmezí 0,5 až 250 Nm při maximálních otáčkách 10 000 ot/min.

Spojka je tvořena centrálním kotoučem a svěrnými spoji po stranách. Typy spojek DCS jsou konstruovány ve třech verzích, A/B/C a kompenzují axiální i úhlové odchylky. Zvolená spojka DCS-080 je verze C.

Vhodné použití této spojky je podloženo snadnou a rychlou montáží, bezúdržbovým provozem, dobrou odolností proti korozi, dobrou torzní tuhostí a odolností proti opotřebení. [19]

Byla provedena kontrola spojky, zda je schopná přenášet požadovaný kroutící moment. Kontrola byla provedena podle rovnice (8.1). Podle kontroly je zvolená spojka vhodná pro přenos požadovaného kroutícího momentu. Součinn provozní bezpečnosti a kroutícího momentu je 1,275 Nm.

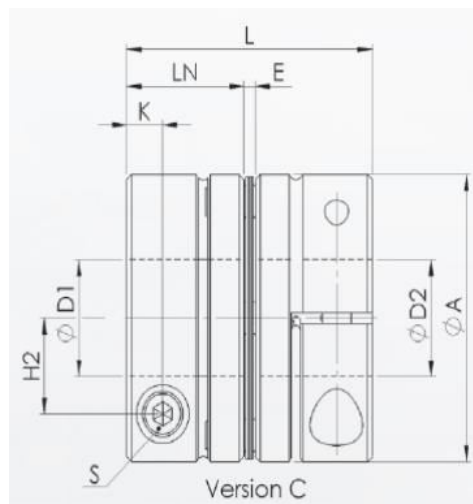
$$M_V \geq k \cdot M_K \quad [\text{Nm}; -; \text{Nm}] \quad (8.1)$$

kde:

M_V = maximální povolený přenášený kroutící moment 100Nm, volený z katalogu

k = provozní bezpečnost 1,5

M_K = kroutící moment 0,85 Nm



Obrázek 28 Kotoučová spojka [19]

Typ	Rozměry												
DCS	Version	TA	J		CT	CA	Kr	Ka	Kw	n_{nas}	M		
		Nm	10^4 kg m^2		Nm/rad	N/mm	mm	mm	"	min ⁻¹	kg		
080	C	100	68	82	18-35	18-40	30	8	-	9	-	28	M8

Typ	Rozměry													
DCS	Version	TKN	L	Ø A	Ø D1	Ø D2	LN	E	Ø DN	K	H1	H2	S	
		Nm	mm											ISO 4762
080	C	28	709,3	140000	128	0,02	±0,55	1	10000	0,73				

Obrázek 29 Kotoučová spojka – katalog [19]

Značka	Popis	TKN	Jmenovitý krouticí moment
$\varnothing A$	Vnější průměr	TA	Utahovací moment svěrného šroubu
$\varnothing D1/\varnothing D2$	Vrtání	J	Moment setrvačnosti
$\varnothing DN$	Průměr svěrného spoje	CT	Torzí tuhost
L	Celková délka	CA	Axiální tuhost pružiny
LN	Délka náboje	ΔKr	Maximální radiální odchylka
E	Distanční mezera	ΔKa	Maximální axiální odchylka
K	Referenční kóta	ΔKw	Maximální úhlová odchylka
H1/H2	Referenční kóta	ρ_{max}	Maximální otáčky
S	Velikost svěrného šroubu	M	Hmotnost

Obrázek 30 Kotoučová spojka – katalog – popis [19]

9. MKP analýza

Pro návrh domácí větrné elektrárny byla zpracována pevnostní analýza zatížení lopatek turbíny. Řešení bylo vypracováno v programu Abaqus 6.14-5.

9.1. Popis zařízení

Analýza byla provedena pro turbínu domácí větrné elektrárny.



Obrázek 31 Turbína domácí větrné elektrárny

Pro analýzu byla zvolena pouze jedna lopatka, protože pak byla v analýze zvolena cyklická symetrie. Na následujícím obrázku je uveden rotor turbíny, který je složen ze dvou disků a dvaceti čtyř lopatek. Rotor není v přímém kontaktu s hřídelí, ale je připevněn pomocí náboje a osazení na hřídeli.



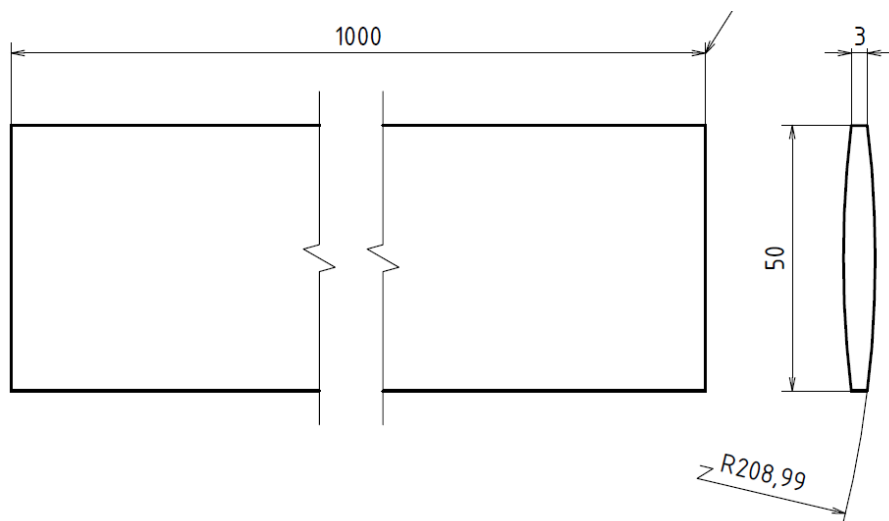
Obrázek 32 Rotor turbíny, domácí větrné elektrárny

Dále je uvedena lopatka, část disků a hřídele, která byla vymodelována pro analýzu v programu Abaqus 6.14-5.



Obrázek 33 Model lopatky pro MKP analýzu

Další obrázek znázorňuje, jaký tvar má model lopatky.



Obrázek 34 Tvar lopatky

9.2. Materiál

9.2.1. Hliník

Z hliníku jsou vyrobeny všechny součásti, ze kterých se skládá rotor. Rotor je složen z dvaceti čtyř lopatek a dvou disků. Lopatky jsou obrobena z polotovaru TYČ PLOCHÁ EN 573-3 AW 6063 T66 EN 755 – 55x11x1010 a disky jsou obrobena z polotovaru TYČ KRUHOVÁ EN 573-3 AW 6063 T66 EN 755 – 210x20.

9.2.1.1. Mechanické vlastnosti

Tabulka 6 Mechanické vlastnosti Hliník 6063 [20]

Materiál:	Hliník 6063
Hustota:	2700 kg/m ³
Modul pružnosti E:	70 GPa
Mez kluzu Re:	170 MPa
Mez pevnosti Rm:	220 MPa
Tažnost A:	8-10 %
Tvrdość:	65 HBS
Poissonovo číslo ν :	0,3

9.2.1.2. Chemické složení EN AW-6063

Tabulka 7 Chemické složení Hliník 6063 [21]

Si [%]	Fe [%]	Cu [%]	Mn [%]	Mg [%]	Cr [%]	Zn [%]	Ti [%]
0,2-0,6	0-0,35	0-0,1	0-0,1	0,45-0,9	0,1	0-0,1	0-0,1

9.2.2. Ocel 11 500

Hřídel, která přenáší kroutící moment a je k ní vázána veškerá konstrukce turbíny, je vyrobena z oceli 11 500. Hřídel je obrobena z polotovaru TYČ KRUHOVÁ ČSN 42 5510.1 – 85x1310.

9.2.2.1. Mechanické vlastnosti

Tabulka 8 Mechanické vlastnosti Ocel 11 500 [22]

Materiál:	Ocel 11 500
Hustota:	7 850 kg/m ³
Modul pružnosti E:	211 GPa
Mez kluzu Re:	275 MPa
Mez pevnosti Rm:	500 MPa
Poissonovo číslo ν	0,3

9.2.2.2. Chemické složení ČSN 11 500

Tabulka 9 Chemické složení Ocel 11 500 [22]

C [%]	P [%]	S [%]	N [%]
0,20	0,045	0,045	0,009

9.3. Nastavení pro výpočet

9.3.1. Krok

K výpočtu byl použit jeden krok, ve kterém bylo těleso zatíženo odstředivou silou a zároveň byla lopatka z jedné strany zatížena tlakem.

Nastavení vstupních parametrů stepu:

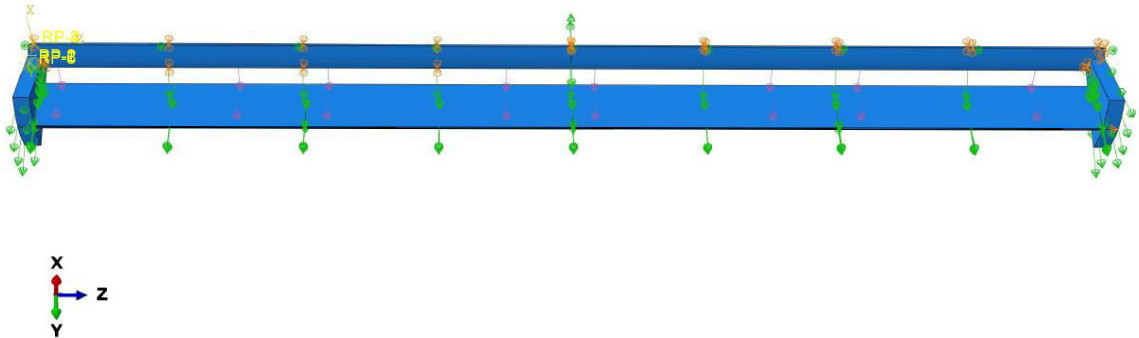
- Časová perioda: 1 s
- Maximální počet inkrementů: 100
- Počáteční velikost inkrementu: 0.1
- Minimální velikost inkrementu: 0.00001
- Maximální velikost inkrementu: 1

9.3.2. Interakce

Sestava, pro kterou byla vypracována analýza, je spojena svarem. Proto byla definována vazba, která zamezila pohybu jednotlivých částí. Pro spojení lopatky s oběma disky, byla použita vzájemná vazba Tie neboli vazba připoutání. Pro vazbu mezi částmi rotoru, tedy lopatkou, disky a hřídelí, byla vytvořena cyklická symetrie.

9.3.3. Zatížení

Pro model byly vytvořeny okrajové podmínky, které definují zamezení pohybu v daných směrech. Jelikož je turbína z levé strany spojena s další turbínou a zprava s alternátorem, byla pro model vytvořena okrajová podmínka, která zamezuje posuvu modelu ve směru Z. Pro hřídel byly vytvořeny okrajové podmínky, které zamezují odchýlení hřídele od rotoru. K odchýlení by mohlo dojít vlivem působení odstředivé a tlakové síly.



Obrázek 35 Zatížení lopatky

Sestava lopatky byla zatížena odstředivou silou, pro kterou byla vypočítána úhlová rychlost $\omega = 40,29 \text{ rad/s}$. Lopatka byla zatížena z jedné strany působícím tlakem o velikosti $p = 9,95 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}$.

9.3.4. Sít'ování

Jelikož jednotlivé části modelu mají rozdílné geometrie, byla vytvořena pro každou část, rozdílná sít'.

- Disky

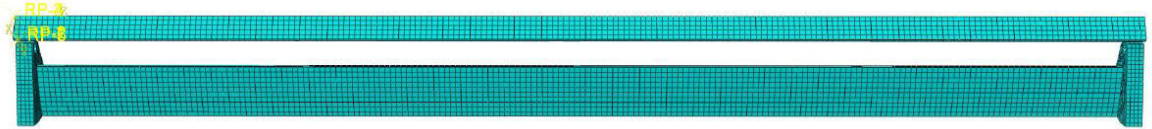
Tvar disků je oproti zbylým částem modelu složitější, a proto byla nastavena velikost jednotlivých krajů mřížky, velikostí 3,8. Elementem tvaru sítě je šestiúhelník, který byl nastaven technikou sweep.

- Lopatka

Lopatka a její tvar je méně náročný na sestavení sítě. Pro lopatku byla nastavena velikost jednotlivých krajů mřížky 5. Méně náročné tvary a sítě lze sít'ovat více vyhovující technikou. Pro lopatku byl nastaven element ve tvaru šestiúhelníku, se strukturovanou technikou.

- Hřídel

Pro hřídel byla nastavena velikost jednotlivých krajů mřížky 50 a element tvaru je šestiúhelník, se strukturovanou technikou.

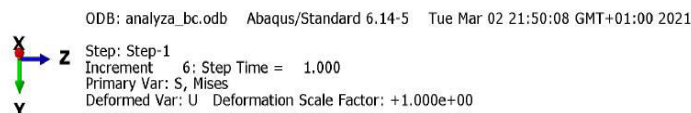
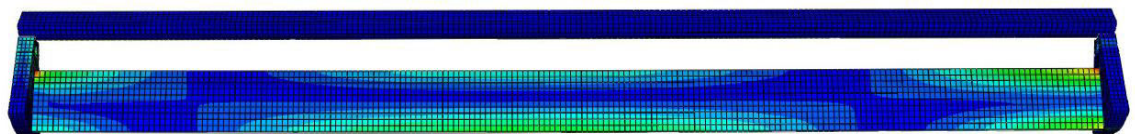
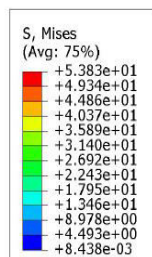


Obrázek 36 Síťování modelu

9.4. Výsledky simulace

Analýza lopatky byla provedena, pro vypočítanou rychlost větru $v = 4,029$ m/s a tlak větru $p = 9,95 \cdot 10^{-6}$ MPa. Pro danou rychlost větru, byla vypočítána úhlová rychlost $\omega = 40,29$ rad/s.

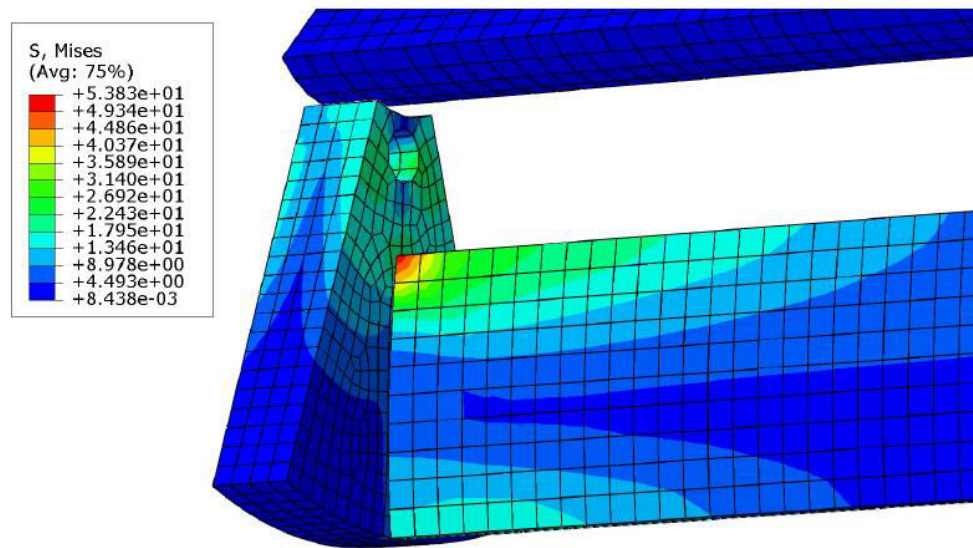
Z analýzy byly získány hodnoty redukovaného napětí, pro zadané hodnoty zatížení.



Obrázek 37 Analýza lopatky

Největší redukované napětí dosahuje hodnoty: $\sigma_{\text{red}} = 5,383 \cdot 10^1$ MPa

Nejmenší redukované napětí dosahuje hodnoty: $\sigma_{\text{red}} = 8,438 \cdot 10^{-3}$ MPa



Obrázek 38 Analýza lopatky – detail

9.5. Shrnutí výsledků analýzy

Z analýzy modelu lopatky bylo zjištěno maximální a minimální redukované napětí, které působí na lopatku při zvoleném zatížení.

Maximální redukované napětí $\sigma_{red} = 5,383 \cdot 10^1$ MPa bylo použito pro kontrolu bezpečnosti v ohybu. Kontrola byla provedena podle následující rovnice (9.1).

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad [-; \text{MPa}; \text{MPa}] \quad (9.1)$$

kde:

k = bezpečnost pro ohyb, požadavek na bezpečnost je 1,5 až 5

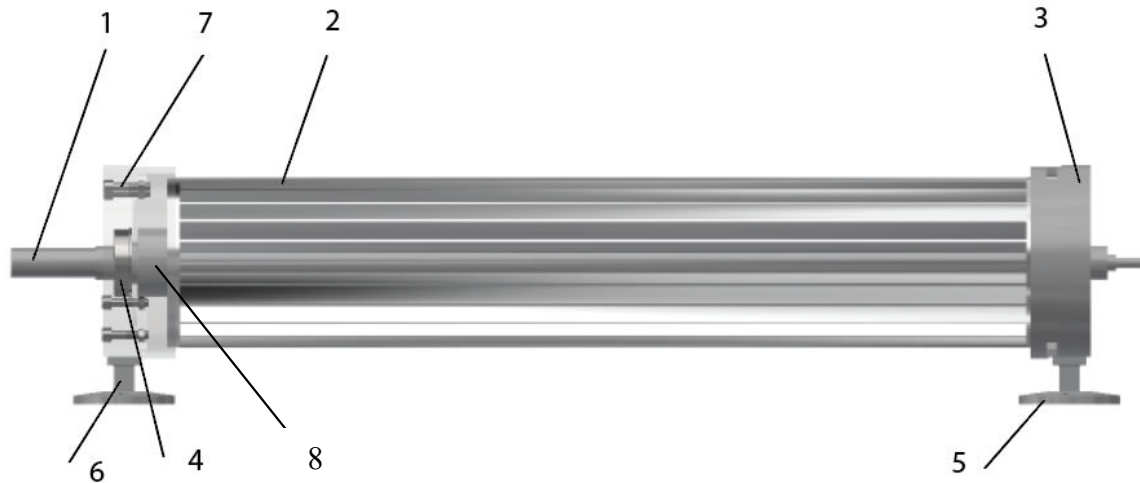
R_e = mez kluzu 170 MPa

σ_{red} = redukované napětí $5,383 \cdot 10^1$ MPa

Výsledná bezpečnost k vyšla 3,16 a zvolený materiál je vhodný pro rotor turbín. Vlivem působení tlaku na lopatky dochází k nepatrnému průhybu lopatky. Nejvíce kritické místo při zatížení je v oblasti spojení lopatky a disku. Největší vliv na deformaci v dané oblasti má přenášený kroučící moment.

10. Finální návrh turbíny

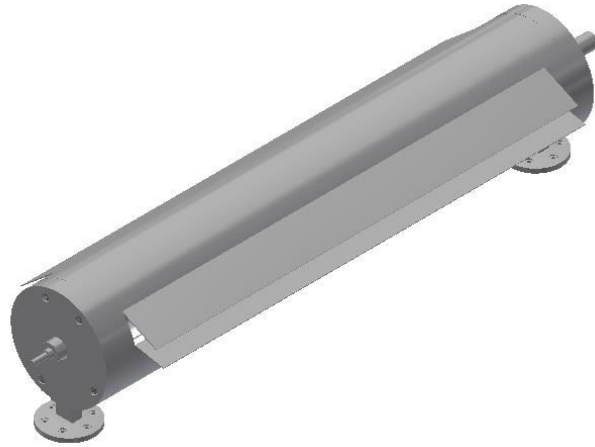
Zde jsou vyobrazeny modely soustavy větrné elektrárny. V příloze jsou uvedeny vybrané výkresy výkresové dokumentace. Kompletní výkresová dokumentace je umístěna na CD disku.



Obrázek 39 Turbína větrné elektrárny – přední pohled

Popis turbíny větrné elektrárny:

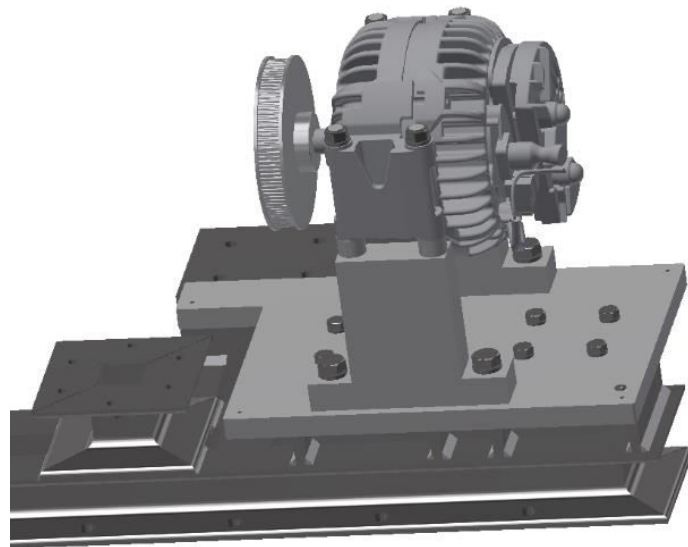
- 1 – hřídel
- 2 – rotor
- 3 – boční rám
- 4 – ložisko SKF
- 5 – patka bočního rámu
- 6 – stojina patky bočního rámu
- 7 – rozebíratelný spoj šroub-matice
- 8 – náboj hřídele



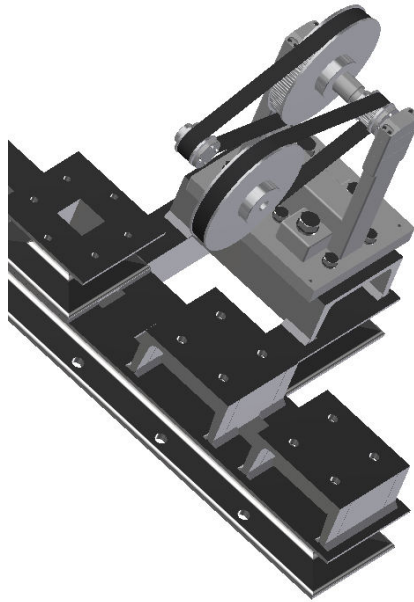
Obrázek 40 Turbína větrné elektrárny – zadní pohled



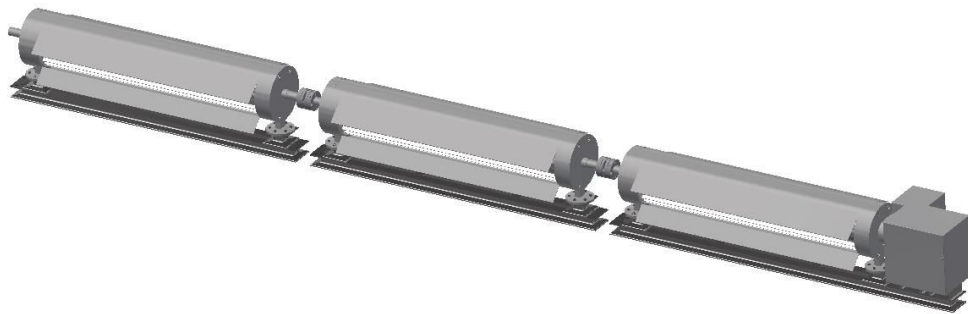
Obrázek 41 Rám větrné elektrárny



Obrázek 42 Alternátor



Obrázek 43 Řemenový převod



Obrázek 44 Větrná elektrárna

11. Závěr

Na závěr bych rád zhodnotil práci, kterou jsem vykonal v mé bakalářské práci. Celou práci jsem započal návrhovým 3D modelem turbíny, který jsem následně několikrát změnil. Ať už z důvodu inspirace po provedení rešerše střešních větrných turbín nebo z důvodu výhodnější konstrukce a montáže. Také byla provedena rešerše dílčích součástí turbíny. Pro jednotlivé konstrukční uzly sestavy byly provedeny nezbytné výpočty, bez kterých by elektrárna nemohla být sestrojena. Pro konečný 3D model jednotlivých částí i sestavy, byly vytvořeny výkresy. Vytvořil jsem MKP analýzu lopatky turbíny, ve které je simulováno zatížení vlivem větru. Analýza proběhla úspěšně a zvolený materiál a konstrukce lopatky jsou vyhovující.

12. Použitá literatura

- [1] JUNG, Ondřej; MALÝ, Luboš; MAREK, Michael; ŠMÍD, Martin. Větrná energie [online]. Tábor: Střední průmyslová škola strojní a stavební, Tábor, Komenského 1670, 2013 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: http://zelenymost.cz/files/vetrna_energie.pdf
- [2] Větrné elektrárny včera, dnes a zítra. Oenergetice.cz [online]. ČR: oenergetice.cz, 2017 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/vetrne-elektrarny/vetrne-elektrarny-vcera-dnes-zitra-dil-1>
- [3] Z historie větrných elektráren. Odbornéčasopisy.cz [online]. Praha: FCC Public, 2005 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/z-historie-vetrnych-elektraren--13364>
- [4] CETKOVSKÝ, Stanislav, Bohumil FRANTÁL a Josef ŠTEKL. Větrná energie v České republice: hodnocení prostorových vztahů, environmentálních aspektů a socioekonomických souvislostí [online]. Brno: Ústav geoniky Akademie věd ČR, 2016 [cit. 2020-11-12]. ISBN 978-80-86407-84-5. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/47058785_Vetrna_energie_v_Ceske_republice_hodnoceni_prostorovych_vztahu_environmentalnich_aspektu_a_socioekonomickych_souvislosti
- [5] Větrné elektrárny ve světě [online]. Praha: ČSVE, 2013 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/vetrne-elektrarny-ve-svete/283>
- [6] Větrné elektrárny v ČR [online]. ČSVE, 2013 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/statistika/281>
- [7] ZÁVORA, Ferdinand. Návrh větrné elektrárny [online]. Praha, 2016 [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/64638/F3-BP-2016-Zavora-Ferdinand-Navrh_vetrne_elektrarny.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
Bakalářská práce. ČVUT Fakulta elektrotechnická.
- [8] FOJTÍKOVÁ, Jana. Větrné elektrárny [online]. Brno, 2008 [cit. 2021-4-29]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/p0toc/Text_diplomove_prace.pdf.
Diplomová práce. MASARYKOVA UNIVERZITA.
- [9] KOVAČÍK, Lukáš. Nabíječ systém v automobilu [online]. Brno, 2016 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=129357.
Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické v Brně.
- [10] Hřídlové spojky [online]. Děčín: VOŠ a SPŠ strojní, stavební a dopravní, Děčín, p.o., 2010 [cit. 2020-11-15]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000016-a0da9a1d4c/spojky.pdf>



- [11] Roof ridge wind turbine. USA. US 2010/0126086 A1. Uděleno květen 27, 2010.
- [12] Dach Windenergieanlage auf einem Dachfirst eines Gebäudes montiert. Německo. DE 20 2011 104 180 U1. Uděleno listopad 23., 2012.
- [13] Windpods [online]. Fremantle, Austrálie: Windpods, - [cit. 2020-11-15]. Dostupné z: http://windpods.com/pdf/Windpods_Brochure.pdf
- [14] Výpočet zatížení větrem. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-12-11]. Dostupné z: <https://www.wikihow.com/Calculate-Wind-Load>
- [15] Kuličková ložiska SKF. In: Skf [online]. Göteborg, Švédsko: SKF, 2019 [cit. 2020-12-12]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486
- [16] Dovolené napětí pro ocel. E-konstrukter.c [online]. ČR: E-konstrukter, 2013 [cit. 2021-4-30]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [17] Alternators & Charge Regulators. Mastervolt.com [online]. Amsterdam: Mastervolt, 2018 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://www.mastervolt.com/products/alternators-12v/alpha-compact-14-200/>
- [18] Pohony ozubenými řemeny. Haberkorn.cz [online]. Mokrý Lazec: Haberkorn, 2013 [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/pohonne-elementy/>
- [19] Hřídelové spojky. Raveo.cz [online]. Otrokovice: RAVEO, 2010 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/kotoucove-spojky/rada-DCS>
- [20] Hliníkové polotovary. Alumeco.cz [online]. Brno: Alumeco, 2009 [cit. 2021-5-1]. Dostupné z: <https://www.alumeco.cz/technick%C3%A9-informace/mechanick%C3%A9-vlastnosti/kruhov%C3%A9-ty%C4%8Delisovan%C3%A9?s=0>
- [21] Chemické složení EN AW-6063. Azom.com [online]. Manchester: Azom, 2005 [cit. 2021-5-1]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2812>
- [22] Konstrukční ocel 11 500. Czferrosteel.cz [online]. Napajedla: CZ FERRO - STEEL, spol. s r.o., 2009 [cit. 2021-5-1]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11500.pdf>

13. Seznam zkratk

MKP – Metoda konečných prvků
ČR – Česká republika
USA – Spojené státy americké
MSN – mechanické spojky neovládané
m – metr
mm – milimetr
hod – hodina
min – minuta
s – sekunda
° - stupeň
°C – celsiův stupeň
rad – radián
kg – kilogram
ot – otáčky
Kč – koruna česká
Pa – pascal
MPa – megapascal
GPa – gigapascal
N – newton
kN – kilonewton
Nm – newtonmetr
W – watt
kW – kilowatt
MW – megawatt
GW – megawatt
MWh – megawatthodina
V – volt
A – ampér

14. Seznam obrázků

Obrázek 1 Celkový instalovaný výkon větrných elektráren [5].....	3
Obrázek 2 Výroba z větrných elektráren v ČR [6].....	4
Obrázek 3 Kryt turbíny [11].....	9
Obrázek 4 Sestava turbíny [11].....	9
Obrázek 5 Střešní svislá turbína [12].....	10
Obrázek 6 Sestavení střešní svislé turbíny [12].....	10
Obrázek 7 Windpods [13].....	10
Obrázek 8 Schéma návrhu domácí větrné elektrárny – pohled zředu a shora.....	11
Obrázek 9 Průměrná rychlost větru v 10 m [7].....	12
Obrázek 10 Turbína domácí větrné elektrárny.....	14
Obrázek 11 Hřídel turbíny.....	15
Obrázek 12 Výpočet reakcí hřídele.....	16
Obrázek 13 Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [15].....	17
Obrázek 14 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [15].....	18
Obrázek 15 Ohybový moment.....	18
Obrázek 16 Redukované napětí.....	19
Obrázek 17 Průhyb hřídele.....	19
Obrázek 18 Alternátor Alpha Compact 14/200 [17].....	21
Obrázek 19 Alternátor Alpha Compact 14/200 – výkres [17].....	21
Obrázek 20 Ozubený řemen [18].....	22
Obrázek 21 Řemenice [18].....	23
Obrázek 22 Upínací pouzdro [18].....	24
Obrázek 23 Hřídel řemenového převodu.....	28
Obrázek 24 Výpočet reakcí hřídele – řemenový převod – axiálně-radiální směr.....	29
Obrázek 25 Výpočet reakcí hřídele – řemenový převod – tečný směr.....	30
Obrázek 26 Výpočtové součinitele pro kuličková ložiska [15].....	33
Obrázek 27 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [15].....	33
Obrázek 28 Kotoučová spojka [19].....	34
Obrázek 29 Kotoučová spojka – katalog [19].....	34
Obrázek 30 Kotoučová spojka – katalog – popis [19].....	35
Obrázek 31 Turbína domácí větrné elektrárny.....	35
Obrázek 32 Rotor turbíny, domácí větrné elektrárny.....	36
Obrázek 33 Model lopatky pro MKP analýzu.....	36
Obrázek 34 Tvar lopatky.....	36
Obrázek 35 Zatížení lopatky.....	39
Obrázek 36 Síťování modelu.....	40
Obrázek 37 Analýza lopatky.....	40
Obrázek 38 Analýza lopatky – detail.....	41
Obrázek 39 Turbína větrné elektrárny – přední pohled.....	42
Obrázek 40 Turbína větrné elektrárny – zadní pohled.....	43
Obrázek 41 Rám větrné elektrárny.....	43



Obrázek 42 Alternátor.....	43
Obrázek 43 Řemenový převod.....	44
Obrázek 44 Větrná elektrárna.....	44

15. Seznam tabulek

Tabulka 1 Beaufortova stupnice rychlosti větru [7]	5
Tabulka 2 Hellmannův exponent drsnosti povrchu země [7].....	13
Tabulka 3 Malá řemenice [18]	23
Tabulka 4 Velká řemenice [18]	24
Tabulka 5 Upínací pouzdro [18].....	24
Tabulka 6 Mechanické vlastnosti Hliník 6063 [20]	37
Tabulka 7 Chemické složení Hliník 6063 [21].....	37
Tabulka 8 Mechanické vlastnosti Ocel 11 500 [22]	38
Tabulka 9 Chemické složení Ocel 11 500 [22]	38