



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

HYDROSTATICKÁ LOŽISKA PRO VĚTRNOU ENERGETIKU

HYDROSTATIC BEARINGS FOR WIND ENERGETICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Procházka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Michalec

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Michal Procházka
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Michal Michalec
Akademický rok:	2022/23

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 bakalářské práce:

Hydrostatická ložiska pro větrnou energetiku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Energetický sektor zaznamenává nárůst výroby z obnovitelných zdrojů, přičemž v popředí je energie větrná. Pozemní větrné farmy nabízejí nejlevnější zdroj energie, který je v současnosti k dispozici. Provádění servisu je u větrných elektráren obtížné, potenciálně nebezpečné a nákladné. Poruchy ložisek v důsledku tribologických problémů jsou považovány za jednu z klíčových příčin ovlivňujících cenovou dostupnost a spolehlivost větrné elektrárny. Studie možností využití hydrostatických ložisek ve větrných elektrárnách by mohla zodpovědět, zda je tento typ ložisek vhodný pro uložení rotoru.

Typ práce: rešeršně syntetická

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je rešerše možnosti využití hydrostatických ložisek pro uložení rotoru větrných turbín.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- zpracovat rešerši se zaměřením na provozní parametry větrných turbín,
- provést výpočet spotřeby zdroje tlakového oleje hydrostatického ložiska,
- zhodnotit schopnost turbíny generovat dostatek elektrické energie pro agregát i elektrickou síť,
- syntetizovat získané poznatky s ohledem na celkové náklady životního cyklu stroje.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

HAMROCK, Bernard J, Steven R SCHMID a Bo O JACOBSON. Fundamentals of fluid film lubrication. 2nd ed. New York: Marcel Dekker, 2004, xiv, 699 s., : il. ISBN 0-8247-5371-2.

MASTNÝ, Petr, Jiří DRÁPELA, Stanislav MIŠÁK, Jan MACHÁČEK, Michal PTÁČEK, Lukáš RADIL, Tomáš BARTOŠÍK a Tomáš PAVELKA. Obnovitelné zdroje elektrické energie. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011, 254 s. : il. ISBN 978-80-01-04937-2.

MICHALEC, Michal, Petr SVOBODA, Ivan KŘUPKA a Martin HARTL. A Review of the Design and Optimization of Large-scale Hydrostatic Bearing Systems. Engineering Science and Technology, an International Journal [online]. Elsevier, 24(4), 936-958 [cit. 2022-10-31]. ISSN 2215-0986.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá zhodnocením možnosti uložení hlavního hřídele rotoru větrné turbíny pomocí hydrostatických ložisek. Větrné turbíny se vyskytují v mnoha provedeních a v rámci práce poté byly určeny provozní parametry a užívaná ložiska u horizontálních turbín o různých instalovaných výkonech. V současné době jsou opravy, ale i servisování ložisek, značně nákladné a ovlivňují chod celé elektrárny. Hydrostatická ložiska proto nabízejí řadu výhod, díky kterým by se dala snížit poruchovost uložení větrných elektráren. Provozní parametry turbín o různých výkonech byly poté využity k výpočtu zvolených hydrostatických ložisek. Z výsledků vyplývá, že uložení pomocí těchto ložisek je možné u turbín s různými výkony, ale výhodnější hodnoty vycházejí pro turbíny s vyššími výkony (například turbína o výkonu 8 MW). Energie spotřebovaná agregátem, potřebným pro pohon hydrostatických ložisek, tvoří 0,03 % celkové produkce elektrárny, oproti 0,39 % u turbíny s menším výkonem 55 kW. Výpočet byl v rámci prvotních návrhů energetické náročnosti zjednodušen a v dalších krocích by byla možná optimalizace geometrie ložisek nebo rozšíření pásma provozních parametrů větrných turbín.

KLÍČOVÁ SLOVA

větrné turbíny, uložení hlavního hřídele, hydrostatická ložiska, energetická náročnost

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the bearing of the main rotor shaft of a wind turbine using hydrostatic bearings. Wind turbines come in many designs and the thesis then determine the operating parameters and bearings used in horizontal axis turbines of different installed power outputs. Currently, repairs, as well as servicing of bearings, are very costly and affect the operation of the entire power plant. Hydrostatic bearings offer advantages that could reduce the failure rate of wind turbine bearings. The operating parameters of turbines of different outputs were used to calculate the selected hydrostatic bearings. The results shows that the use of this type of bearings is possible for turbines with different power outputs, but higher efficiency is estimated for larger turbines (for example 8 MW turbine). The energy consumption of bearing, required to drive the hydrostatic bearings, reaches 0,03 % of the total output, compared to 0,39 % for the smaller 55 kW turbine. The calculation has been simplified in the initial energy performance estimation and further steps could include bearing geometry optimization or extending the operating parameter range of the wind turbines.

KEYWORDS

wind turbines, main shaft bearing, hydrostatic bearing, energy performance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROCHÁZKA, Michal. *Hydrostatická ložiska pro větrnou energetiku* [online]. Brno, 2023 [cit. 2022-11-19]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149332>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Michal Michalec.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval mému vedoucímu Ing. Michalu Michalcevi za jeho ochotu a strávený čas. Dále pak za odborné a usměrňující rady, díky kterým jsem se mohl v dané problematice lépe orientovat. Velké poděkování také patří celé mé rodině a přítelkyni za neutuchající podporu během celého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Michala Michalce. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	12
2	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	13
2.1	Analýza problému	13
2.2	Cíl práce	13
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
3.1	Vítr jako zdroj energie	14
3.2	Větrné turbíny	15
3.2.1	Větrné turbíny odporové	16
3.2.2	Větrné turbíny vztlakové	16
3.2.3	Větrné turbíny horizontální	17
3.2.4	Větrné turbíny vertikální	18
3.3	Provozní parametry větrných turbín	20
3.3.1	Rychlost větru	20
3.3.2	Výkon a související parametry	21
3.3.3	Regulace výkonu větrných turbín	24
3.3.4	Zatížení rotoru	25
3.4	Uložení rotorů větrných turbín	27
3.4.1	Systémy uložení	28
3.4.2	Druhy ložisek	29
3.4.3	Problémy ložisek	31
3.5	Hydrostatická ložiska	32
3.5.1	Princip a vlastnosti	32
3.5.2	Druhy hydrostatických ložisek	34
3.5.3	Aplikace hydrostatických ložisek	37
3.5.4	Výpočet hydrostatických ložisek	37
3.5.5	Užívaná maziva	43
4	DISKUZE	44
4.1	Výpočet hydrostatických ložisek pro Vestas V15	44
4.2	Výpočet hydrostatických ložisek pro Vestas V164	49
4.3	Zhodnocení	52
5	ZÁVĚR	54

6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	55
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	60
7.1	Použité zkratky	60
7.2	Použité symboly a veličiny	60
8	SEZNAM OBRÁZŮ A GRAFŮ	64
9	SEZNAM TABULEK	66

1 ÚVOD

Celosvětovým trendem v oblasti energetiky se z hlediska ekologických důvodů stává výroba elektrické energie pomocí obnovitelných zdrojů. Mezi takovéto zdroje pak patří i energie větrná. Již řadu let je využíváno energie větru jako zdroje elektřiny a postupným vývojem je dosahováno stále vyšších instalovaných výkonů a samotných rozměrů větrných elektráren. Hlavním konstrukčním prvkem je větrná turbína, která přenáší mechanickou energii větru pomocí rotoru na hlavní hřídel a generátor následně vytváří elektrický proud, který putuje do sítě. Uložení hlavního hřídele je realizováno převážně valivými ložisky, která jsou společně s dalšími prvky jako převodovka nebo generátor umístěny v gondole větrné elektrárny. Právě ložiska jsou poté jedním z možných problémů, které limitují celkový chod a životnost turbíny. Nutnost servisování nebo dokonce kompletní výměna se pak neblaze promítá do celkových nákladů větrné elektrárny.

Hydrostatická ložiska jsou charakteristická souvislou vrstvou mazacího filmu, která odděluje kluzné plochy, díky čemuž vykazují téměř nulové opotřebení. Nutností je však dodávka tlakového oleje pro zajištění potřebné vrstvy. Nabízejí velkou rozměrovou variabilitu a mohou být užity v běžných aplikacích, ale jejich velký potenciál je také u velkorozměrných konstrukcí, jako jsou například velké teleskopy. Řada výhod, jako například dobré tlumící vlastnosti nebo provoz i za velmi nízkých otáček, by se poté dala využít i pro uložení rotoru větrné turbíny. Hlavním cílem této práce je poté zjistit, zda jsou tyto ložiska vhodná pro uložení hlavního hřídele. Po celkové analýze provozních parametrů větrných turbín bude poté využito vhodných výpočtových aparátů hydrostatických ložisek a ze získaných výsledků bude možné zhodnotit vhodnost těchto ložisek a další možné scénáře. Důležitým kritériem také bude, zda dokáže turbína generovat dostatek elektrické energie, aby bylo možné pohánět olejové čerpadlo a do sítě bylo přitom dodáváno stále dostatečné množství elektřiny.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2.1 Analýza problému

V současné době existuje mnoho zdrojů elektrické energie a jedním z nich je i energie větrná, která je řazena do obnovitelných zdrojů. Poptávka po větrných elektrárnách i z hlediska ekologických důvodů proto stále roste. Současný vývoj je tak zaměřen na vyšší efektivitu a snahu o snížení jak provozních, tak i pořizovacích nákladů. Důležitým faktorem je také poruchovost, kdy je provádění servisu u velkých a výkonných větrných elektráren velice obtížné, značně nebezpečné a nákladné.

Jednou z nejdůležitějších částí rotoru větrné turbíny jsou ložiska, která jsou v důsledku tribologických problémů častým zdrojem závad. Tyto problémy pak ovlivňují cenovou dostupnost elektráren, a i jejich spolehlivost, proto je tato práce zaměřena na zlepšení všech faktorů, především v oblasti uložení rotoru turbíny, při možnosti užití hydrostatického ložiska.

Zmíněný typ ložisek je založen na principu přívodu maziva pod tlakem, proto je zapotřebí dostatečného tlakového zdroje, jehož agregát bude napájen elektrickou energií produkovanou turbínou. Zároveň však musí turbína stále generovat dostatečné množství elektrické energie, které putuje do elektrické sítě. Po provedení potřebných výpočtů a kritickém zhodnocení z hlediska celkových nákladů mohou být vyvozeny potřebné závěry o vhodnosti užití hydrostatického ložiska v oblasti větrné energetiky.

2.2 Cíl práce

Hlavním cílem bakalářské práce je zhodnocení možnosti využití hydrostatických ložisek pro uložení rotoru větrných turbín. Mezi dílčí úkoly je poté zahrnuta rešerše zaměřená na provozní parametry větrných turbín a následná aplikace poznatků, týkajících se hydrostatických ložisek. Dalším dílčím úkolem je výpočet spotřeby zdroje tlakového oleje a následné zhodnocení, zda je turbína schopna generovat dostatek elektrické energie pro elektrickou síť i agregát, který přivádí stlačené mazivo do hydrostatického ložiska. Jako poslední je nutné syntetizovat všechny získané poznatky s ohledem na celkové náklady životního cyklu stroje a určit, zda je tento typ ložisek vhodný pro užití ve větrné energetice.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Vítr jako zdroj energie

Větrná energie je člověkem využívána již několik století. Primárně byla tato energie používána pro mletí obilí a zpracování dřeva, ale také jako pohon lodí pomocí napnutých plachet. Spojení Archimédova šroubu a větrného rotoru bylo využito k odvodňování a zavlažování zemědělských pozemků pomocí pumpování vody. V 19. století byly použity první větrné mlýny, jež generovaly elektrický proud. Tyto elektrárny dosahovali výkonu přibližně 12 kW. Postupem času a značným vývojem se nejen jejich rozměry, ale především i výkony rapidně zvyšovali. [1]



Obr. 3-1 Zpracování dřeva větrnou energií [2]

Vítr vzniká díky nerovnoměrnému ohřevu zemského povrchu vlivem slunečního záření. Přilehlá vrstva vzduchu je ohřívána povrchem země a teplý vzduch má tendenci stoupat vzhůru. V zemské atmosféře také vznikají tlakové rozdíly, jelikož je uvažováno střídání dne a noci a celý děj je také silně ovlivněn samotnou rotací země. Vyrovnaním těchto tlakových rozdílů pak vzniká vítr, který vane vždy od tlakové výše do míst tlakové níže. Z hlediska využívané větrné energie je nejdůležitějším faktorem rychlost větru, která má majoritní vliv na celkový i využitelný výkon větru. Rychlost větru je ovlivněna členitostí zemského povrchu a platí že směrem k němu klesá [3]. Energie dostupná z větru se mění jako třetí mocnina rychlosti větru, proto je velmi důležité pochopení všech charakteristik, které nám ovlivňují větrný zdroj, jako je právě vhodná lokalizace místa stavby elektrárny, predikce ekonomických možností projektu, a nakonec design turbíny samotné. Všechny tyto charakteristiky mají poté vliv na výslednou distribuci proudu do elektrické sítě. [1]

3.2 Větrné turbíny

Větrná elektrárna je zařízení, které obsahuje čtyři základní části. Jedním z nich je mohutný sloup, který je nejčastěji zhotoven z oceli ve tvaru kužele. Tento sloup stojí na pevném betonovém základu, který musí zajistit dokonalou stabilitu celé stavby. Další částí je gondola, ve které se nachází elektrický generátor a veškeré technické příslušenství. Nejdůležitější částí, z hlediska této práce, je však větrná turbína, která je připojena ke gondole. [4]



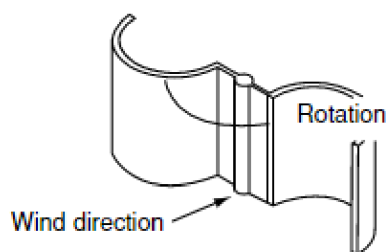
Obr. 3-2 Schéma větrné elektrárny [5]

Větrné turbíny bývají jako první rozdělovány podle jejich umístění, a to na turbíny vyskytující se na pobřeží nebo na pevnině obecně, které jsou známé pod anglickým názvem Onshore turbíny, a na turbíny vyskytující se na otevřeném moři zvané Offshore turbíny. Dále jsou pak turbíny rozdělovány dle aerodynamické funkce na odporové a vztlakové nebo dle smyslu otáčení rotoru na vertikální a horizontální. Na podrobnější popis posledních čtyř druhů budou zaměřeny i následující kapitoly.

Offshore a Onshore turbíny jsou svojí konstrukcí velmi podobné, ale existuje několik faktorů, které ovlivňují jejich design a také různá omezení, která mohou být u Offshorových turbín ignorována. Patří sem například omezení hluku, což umožňuje vyšší otáčky rotoru, díky čemuž jsou užívány menší rozměry převodovek a toto vše vede k celkovému snížení nákladů. Na druhé straně je však nutné uvažovat přístup v dané lokaci a tamní povětrnostní podmínky. [6]

3.2.1 Větrné turbíny odporové

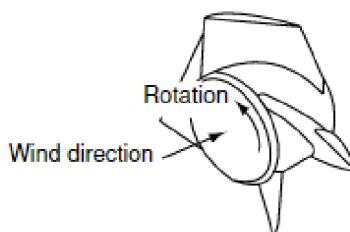
Tyto druhy turbín se z hlediska využití řadí mezi jedny z nejstarších. Principem funkce těchto turbín je, že nastavená plocha vytváří aerodynamický odpor proti větru. Tím se na této ploše generuje síla, která je následně přeměňována na rotační pohyb celého rotoru. Důležitou věcí je zde tvorba hnacího kroutícího momentu, který vzniká pouze tehdy, když je obvodová rychlost rotoru menší než rychlost větru, jež roztáčí rotor. Dále můžeme uvažovat, že bez odběru elektrické energie z hřídele turbíny jsou otáčky úměrné rychlosti větru. Pokud tedy zdvojnásobíme rychlost větru, otáčky se nám též zdvojnásobí. Účinnost těchto turbín se pohybuje okolo 20 %, což je jejich velkou nevýhodou a hlavním důvodem malého využití v energetice. Jednou z výhod je však jednoduchá konstrukce, dále pak nezávislost na směru větru, kdy není třeba, aby se rotor natačel. Výhodou je také přímý přenos kroutícího momentu na hřídel. [3]



Obr. 3-3 Odporová turbína [7]

3.2.2 Větrné turbíny vztlakové

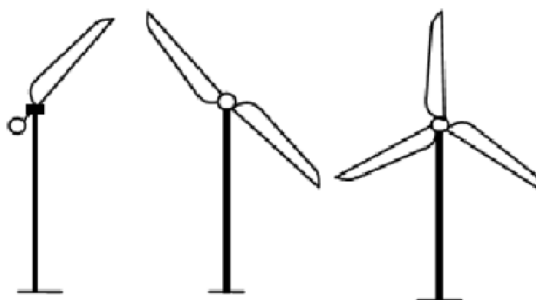
Princip funkce vztlakové turbíny je založen na rovnici kontinuity a jsou využívány k přeměně kinetické energie větru na mechanickou práci. Vítr, který je svým směrem u tohoto druhu turbín kolmý na rovinu otáčení rotoru, ale není to podmínkou, protéká pracovní plochou a turbína tak odnímá část energie a je dále přeměňována. Mezi větrné turbíny, jež využívají tento princip, se řadí například turbíny s horizontální osou otáčení, které jsou konstruovány nejčastěji v provedení s dvěma listy nebo třemi listy. Vyskytují se však i případy užití jednoho listu nebo naopak čtyř a více. Na vztlakovém principu pracují také některé turbíny s vertikální osou otáčení, kdy příkladem tohoto druhu je Darrieusova turbína, která může být v provedení dvoulistém třílistém i čtyřlistém. [3]



Obr. 3-4 Vztlaková turbína [7]

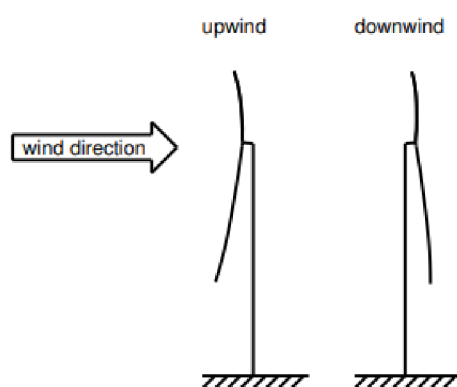
3.2.3 Větrné turbíny horizontální

Jedná se o jednu z nejvíce používaných druhů větrných turbín, u kterých se rotor otáčí okolo vodorovné nebo téměř vodorovné osy. Energie větru je zachycována pomocí lopatek (listů) otáčejících se okolo této osy a je přeměňována mechanickou energií, která je dále pomocí generátoru umístěného v gondole přeměněna na elektrickou energii. Lopatky mívají nejčastěji tvar rovný nebo zkroucený a jejich počet se pohybuje nejčastěji od dvou do tří (Obr. 3-5), přičemž rozteč lopatek bývá pevná nebo variabilní. Směr větru je proměnný, a proto tyto turbíny potřebují zařízení, které zajistí natočení turbíny proti směru přicházejícího větru. Je proto využíváno ocasních lopatek nebo různých mechanizovaných natáčecích systémů, které zorientují rotor do potřebného směru. [8]



Obr. 3-5 Horizontální turbíny dle počtu listů [9]

U horizontálních turbín je dále využívána konfigurace proti větru (upwind) a konfigurace po větru (downwind), (Obr. 3-6). Hlavním rozdílem je otočení gondoly s rotorem o 180° , čímž vznikne požadované postavení turbíny po směru nebo proti směru větru. Lopatky rotoru se u obou konfigurací otáčejí ve směru hodinových ručiček z pohledu směru větru [10], [11]



Obr. 3-6 Konfigurace horizontálních turbín [10]

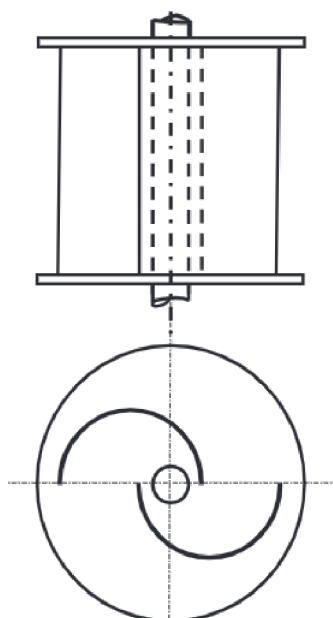
Listy rotoru jsou vyráběny velmi pevné, protože je nutné zamezit případné kolizi s věží, následkem ohnutí listů, vlivem silného větru. Navíc jsou také umístěny v dostatečné vzdálenosti od stěny sloupu a mohou být někdy nakloněny o malou část proti směru větru, kdy větší vzdálenost od sloupu je uvažována v konfiguraci upwind. [12]

3.2.4 Větrné turbíny vertikální

Vertikální turbíny, jak již název napovídá, mají hlavní rotor umístěn ve vertikální poloze. Klíčovou výhodou tohoto druhu je, že rotor nemusí být umístěn přímo ve směru větru, proto jsou tyto turbíny využívány hlavně v místech často proměnlivého větru. Příkladem je instalace těchto turbín na střechy budov. Mezi hlavní výhody těchto turbín patří možnost umístění generátoru a převodovky na zem, tudíž není třeba extrémně velkých sloupů a připevňování těchto zařízení ve výškách. Jak již bylo řečeno výše, není třeba rotor natáčet ve směru nejsilnějšího větru, a proto také není třeba žádných natáčecích systému, jako u turbín horizontálních. Nevýhodou je však poměrně nízká účinnost, ke které přispívá i proměnlivá rychlost větru po výšce rotoru, kdy ve spodní části je velmi nízká. [12], [11]

Savoniova turbína

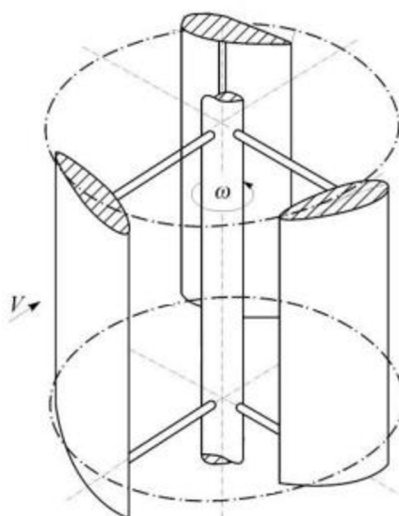
Savoniův rotor vyvinul v roce 1929 Sigurd Savonius, který využil tehdejší koncepcí vymyšlenou Flettnerem. Ve zjednodušené formě se jedná o rozřezaný tvar válce na dvě půlkruhové poloviny, a jejich následným přesazením vznikne tvar písmene S. Hlavní hnací silou je síla odporová, která vlivem odporu roztočí rotor a ten je následně schopen vytvářet elektrickou energii. Většinou se užívají 2 listy rotoru, ale mohou se vyskytovat i větší počty. Mezi výhody těchto turbín patří malá provozní hlučnost, možnost provozu při malých rychlostech větru, kdy je rotor schopen se uvést do provozu sám. Hlavní nevýhodou je však účinnost, která se pohybuje okolo 20-30 %. [13]



Obr. 3-7 Dvoulistý Savoniův rotor [13]

Darrieusova turbína

Turbína byla vynalezena v roce 1931 Georgem Darriusem, Díky svému tvaru pracují na odporovém principu a mají dobrou účinnost okolo 35-40 %, ale produkují velký točivý moment, který zapříčiňuje velké cyklické namáhání a zvlnění věže, proto spolehlivost i životnost velice klesá. Proti těmto namáháním bývají věže turbín ukotveny, nicméně u nových typů se již tyto přídavná ukotvení neobjevují. Obecně nejsou schopny se sami roztočit, jelikož počáteční točivý moment je velmi nízký, proto potřebují externí zdroj, který uvede turbíny do chodu. Nejfrekventovanější je užití 2, 3 nebo více lopatek, u kterých musí být zajištěna dostatečná pevnost proti již zmiňovanému namáhání. [12], [14]



Obr. 3-8 Třílistá Darrieusova turbína [14]

3.3 Provozní parametry větrných turbín

3.3.1 Rychlost větru

Zásadním vlivem se na výsledném výkonu větrné elektrárny podílí právě rychlost větru, která, jak již bylo řečeno, se mění s třetí mocninou, proto je velmi důležitá nejen konstrukce elektrárny, ale i správný geografický výběr. Vítr je také velmi proměnlivý, nejen geograficky, ale i časově [3]. Tato variabilita větru se také objevuje v široké škále měřítek. Prostorová variabilita pak popisuje, že ve velkém měřítku na světě existuje mnoho klimatických podmínek, z nichž jsou některé mnohem větrnější, než jiné. Tyto oblasti jsou z velké části diktovány zeměpisnou šířkou, která ovlivňuje množství slunečního záření. V menším měřítku je poté dle kteréhokoli klimatického regionu velké množství variací. Například vliv výskytu moře, pevniny, hor nebo plání. Lokálněji je pak rychlost větru ovlivněna druhem vegetace, výskytem kopců nebo údolí, dále pak výskyt budov a různých překážek. Časová variabilita ve velkém měřítku znamená proměnnost větru v průběhu ročních období, tyto dlouhodobé podmínky je však těžké předpovídat s ohledem na celkovou životaschopnost [1]. V rovinném terénu lze poté rychlost větru určit ze vztahu (3-1). Symbol n značí členitost povrchu a hodnoty jsou zapsány v tab. 3-1. Dále vyskytující se symbol v^* znamená průměrnou rychlost větru ve výšce h nad zemským povrchem a v_0^* značí průměrnou rychlost větru ve výšce h_0 .

$$\frac{v^*}{v_0^*} = \left(\frac{h}{h_0}\right)^n \quad (3-1)$$

Typ povrchu	n
hladký povrch (vodní hladina, písek)	0,14
louka s nízkým travnatým porostem, oranice	0,16
vysoká tráva, nízké obilné porosty	0,18
porosty vysokých plodin	0,21
lesy	0,28
vesnice a malá města	0,48

tab. 3-1 hodnoty členitosti povrchů [3]

Konstrukce větrných elektráren je přizpůsobena, aby bylo jejich nejlepší využití možné při rychlostech větru okolo 15 m/s. Při rychlostech dosahující této hodnoty je možno docílit maximálního energetického výnosu. Stavba zařízení, která pracují při vyšších rychlostech je ekonomicky nevýhodné, jelikož vyšší rychlosti větru se objevují jen zřídka. Nicméně situace, kdy vítr přesahuje doporučené hodnoty, jsou uvažovány. V takovýchto případech je nutné výkon elektrárny vlivem silného větru snížit, aby se zabránilo škodám na zařízení.

Minimální rychlosti, které jsou vhodné pro výrobu elektrické energie, jsou 3-5,5 m/s. Jmenovitý výkon je obvykle dosahován, jak již bylo řečeno, při rychlostech 13-15 m/s. Při rychlostech dosahujících okolo 25 m/s jsou větrné elektrárny odstavovány [3]. Různé rychlosti větru, které slouží pro určení odhadem bez měřicí techniky, jsou uvedeny v Beaufortově stupnici z 19. století. Zde se vyskytuje celkem 12. stupňů, podle kterých jsou rychlosti rozděleny. První stupeň tabulky patří bezvětří, kdy vítr dosahuje rychlostí 0-0,2 m/s. Nejvyšší možné rychlosti, více než 32,7 m/s, dosahuje orkán, který uzavírá stupnici na dvanáctém stupni. [15]

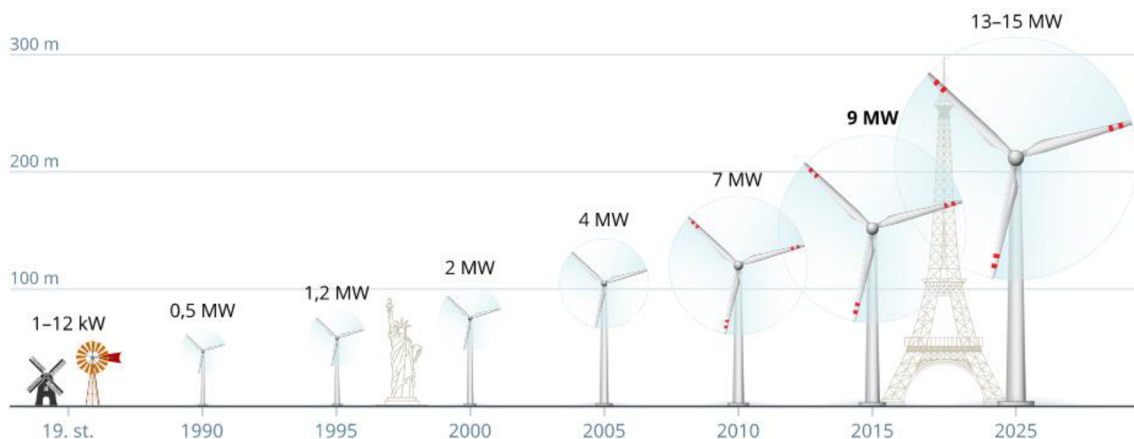
3.3.2 Výkon a související parametry

Jak již bylo zmíněno, rychlost větru ve výpočtu výkonu větrné elektrárny roste s třetí mocninou. Vztah pro tento výpočet je uveden v rovnici (3-2).

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho A v^3 \quad (3-2)$$

- ρ je hustota vzduchu (1,25 kg/m³)
- A značí plochu tvořenou otáčením rotoru
- C_p je výkonnostní koeficient (účinnost)
- v představuje rychlost větru

Výkonnostní koeficient neboli účinnost, popisuje skutečnost, že přiváděný vítr na rotor turbíny nepředá všechnu svoji energii, která je dále přeměněna na mechanickou energii [1]. Teoreticky maximální možná účinnost se pohybuje okolo 0,593 tedy 59,3 % a tuto teorii představil v roce 1920 Albert Betz. Reálně se však účinnost větrné elektrárny pohybuje v nižších hodnotách, jelikož zde působí faktory konstrukce elektrárny, dále ztráty tření nebo nastavení různých úhlů lopatek. [5] Změnou tohoto koeficientu je však dosaženo pouze mírného zvýšení výsledného výkonu. Proto lze velkého zvýšení dosáhnout pouze zvětšením plochy rotoru nebo umístěním do míst s vyšší rychlostí větru [1]. Na obr. 3-9 je ukázáno, jak se za poslední roky výrazně zvětšili průměry rotorů, výšky celých staveb a také instalované výkony. Součástí je i predikce pro rok 2025, ale uvedených čísel, již bylo dosaženo o pár let dříve [16]. Díky ztrojnásobení průměru rotoru je dosaženo až devítinásobného výsledného výkonu a zdvojnásobení rychlosti větru vede až k osminásobné hodnotě výkonu. Proto bylo vynaloženo značné úsilí o rozvoj větrných elektráren v oblastech s optimálními rychlostmi větru [1]. Díky značnému rozvoji instalovaných výkonů lze poté dělit elektrárny dle malých výkonů a dle středních a velkých výkonů.



Obr. 3-9 Vývoj elektráren v průběhu 25 let [16]

Větrné elektrárny malých výkonů

Malé větrné turbíny s horizontální osou (Obr. 3-10) jsou definovány bezpečnostním standardem IEC. Plocha jejich rotoru musí být menší než 200 m^2 , což odpovídá zhruba výkonu 55 kW. Technická vyspělost těchto elektráren se výrazně zlepšuje, a proto jejich prodej celosvětově rychle roste. Konstruktoři těchto elektráren se však musejí potýkat s několika problémy, jako jsou vysoké náklady ve srovnání s velkými turbínami. Dále pak výběr správného místa a určení optimální výšky věže nebo třeba problém hluchnosti a bezpečnosti [17]. Pro výrobu elektrické energie je u těchto druhů využíváno vícepólových synchronních generátorů s permanentními magnety. Součástí je také usměrňovač pro napájení baterií nebo stejnosměrné sítě a mohou být opatřeny i střídačem, který umožňuje napájení malých jednofázových spotřebičů [3]. V tab. 3-2 jsou uvedeny příklady komerčních turbín s typickými parametry, kdy variabilita všech parametrů je vysoká. [18]



Obr. 3-10 Příklad malé větrné turbíny o výkonu 5 kW [17]

	Výkon turbíny [kW]	Průměr rotoru [m]	Plocha rotoru [m ²]	maximální otáčky rotoru [min ⁻¹]	Výška věže [m]
ACSA LMW-0.025	0,25	1,8	2,3	1300	10
Vestas HVK V10	22	10	78,5	84	18,5
Vestas V15	55	15	176	53	22

tab. 3-2 Příklady turbín malých výkonů [18]

Větrné elektrárny středních a velkých výkonů

Výkon středních větrných elektráren se pohybuje v rozmezí nad 55 kW až po 500 kW. Vysoce výkonné elektrárny pak mají výkon od 500 kW výše. Elektrárny těchto výkonů jsou většinou využity k dodávce energie do veřejné sítě. Pro snížení nákladů na výstavbu a celý projekt, je často využíváno sdružování do větrných farem, kdy se v jedné takové farmě může nacházet až 30 turbín. Vyskytují se však i výjimky se stovkou větrných elektráren v jedné farmě [16]. Pro výrobu elektrické energie se u velkých a středních elektráren využívá asynchronní motor s kotvou nakrátko pracující v generátorickém režimu, jelikož je výhodou spolehlivost, nenáročná údržba a nízké pořizovací náklady. Dále se u elektráren s velkým výkonem mohou vyskytovat synchronní generátory, kdy je možné přímé zapojení bez převodovky. Výhodou je snížení hmotnosti gondoly, ale zvětšení rozměrů. [3]. Příklady vyskytujících se turbín s jejich parametry jsou uvedeny v tab.3-3. Variabilita elektráren dle výkonů je vysoká a existuje mnoho výrobců po celém světě. Jednou z největších větrných elektráren, která je ve fázi prototypu, je V236-15.0 od dánské firmy Vestas, která dosahuje výkonu 15 MW. Vývoj, zejména čínských výrobců, však nabízí koncepty na elektrárny produkující až 18 MW. [18]



Obr. 3-11 Prototyp turbíny Vestas V236 [19]

	Výkon turbíny [MW]	Průměr rotoru [m]	Plocha rotoru [m ²]	maximální otáčky rotoru [min ⁻¹]	Výška věže [m]
Vestas V27	0,225	27	573	43	34
Vestas V90	2	90	6362	14,9	80
Vestas V164	8	164	21124	12,1	104
Vestas V236	15	236	43742	6,5	162

tab. 3-3 Příklady turbín středních a velkých výkonů [18]

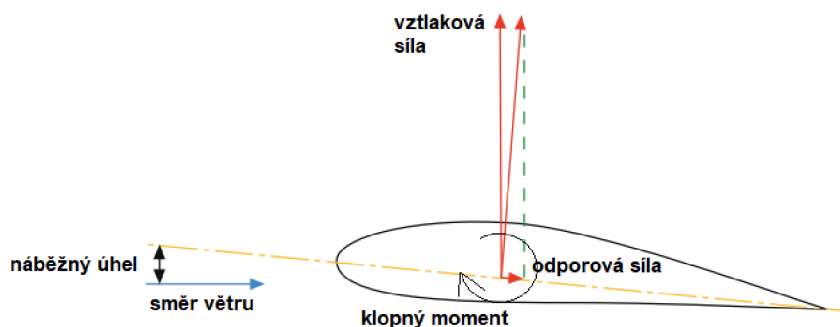
3.3.3 Regulace výkonu větrných turbín

Regulace výkonů větrných elektráren je velice důležitá z hlediska ochrany zařízení, proti nebezpečnému překročení maximálních otáček. Omezují se otáčky, ale i výkon pracovního stroje. U větrných elektráren malých výkonů je maximální možné účinnosti dosaženo orientací rotoru do směru větru a při nedodržení této podmínky dochází ke značným ztrátám. Jednoduchým natačecím systémem je u těchto druhů směrové kormidlo. V případě překročení povolené rychlosti větru dochází k odstavení a osa rotoru je kolmo ke směru větru. Tento způsob regulace je běžný u starších typů turbín. V dnešní době se spíše konstruují jako rychloběžné a jsou brzděny pomaluběžnými generátory s usměrňovačem, přičemž obvykle nejsou osazeny převodovkou. [3]

U větrných elektráren velkých výkonů je nejčastěji využíváno regulace STALL, PITCH, ACTIVE STALL, STALL-PITCH nebo PITCH-STALL. K regulaci STALL je využíváno geometrie lopatek, kdy při nárůstu rychlosti větru dochází k elastické změně. Důsledkem je zvýšení úhlu náběhu a postupné zmírnění proudu na lopatky. Běžně se však využívá pro turbíny s výkonem do 1 MW. Regulace PITCH pracuje se vstupním signálem výkonu generátoru, kdy při překročení bezpečné meze výkonu provede hydraulický systém vychýlení lopatek. To způsobí pokles vztlaku a nárůst odporu, a tedy snížení momentu na hřídeli. Nevýhodou je menší provozní spolehlivost a náročnější konstrukce turbín. Mezi výhody však patří jednoduchý start elektrárny vlivem nastavení úhlu, nižší hmotnost listů rotoru a jejich menší zatížení. Při využití regulace ACTIVE-STALL je provoz při malých rychlostech a rozběh elektrárny stejný, jako u regulace PITCH. Při dosažení limitních hodnot výkonu dojde k natočení lopatek v opačném směru, než využívá regulace PITCH. To způsobí zvýšení úhlu náběhu větru a pokles vztlaku. Úhel natočení nemusí být tak velký a dá se proto lépe předcházet náhlým změnám rychlosti větru a přetěžování generátoru. Dále může být využíváno kombinace STALL-PITCH nebo PITCH-STALL, kdy je u nižších otáček využívána regulace PITCH a při dosažení vysokých rychlostí je využito regulace STALL změnou geometrie lopatek. Výhodou PITCH-STALL je nižší hlučnost a menší deformace lopatek, jelikož je regulace STALL postupně zapojována při vyšších rychlostech. [3], [1]

3.3.4 Zatížení rotoru

Lopatky větrné elektrárny jsou většinou svojí konstrukcí dlouhé a štíhlé, kvůli aerodynamickým účinkům. Na Obr. 3-12 je znázorněno silové rozložení, které na lopatky působí. Vyskytuje se zde vztlaková síla, která je využita k překročení síly gravitační a otáčení rotoru. Dále je zde zaznačena odporová síla, která musí být vyvažována silou dodávanou z motoru. Proudění vzduchu na lopatky je ovlivněno náběžným úhlem α , kdy ideální hodnota jsou 4° . Při vyšších hodnotách, okolo 30° , vzniká za lopatkou vířivé proudění a velká odporová síla. Vztahy pro výpočet sil jsou uvedeny v rovnicích (3-3) a (3-4). [20]



Obr. 3-12 Síly a moment na lopace větrné turbíny [20]

$$dF_L = \frac{1}{2} C_L \rho v_{rel}^2 c dr \quad (3-3)$$

$$dF_D = \frac{1}{2} C_D \rho v_{rel}^2 c dr \quad (3-4)$$

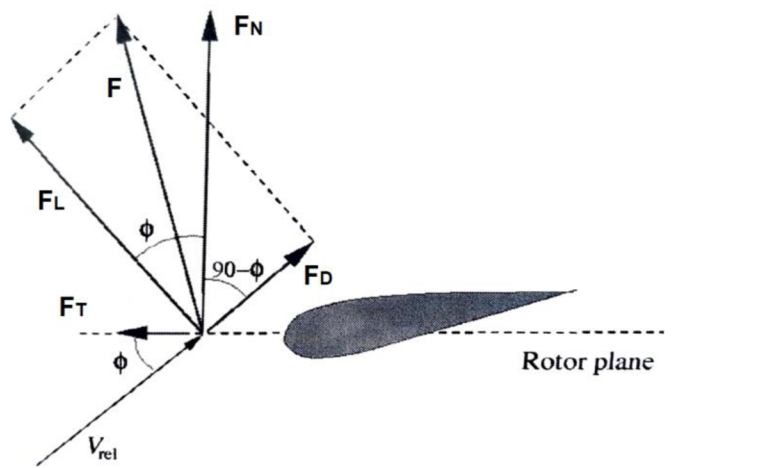
- ρ je hustota vzduchu ($1,25 \text{ kg/m}^3$)
- v_v je rychlost proudícího větru
- c je délka tětiny lopatky po její ose
- C_D a C_L jsou koeficienty odporové a tlakové síly, které jsou funkcí náběžového úhlu a Reynoldsova čísla, určují se z grafů dle daného profilu lopatky
- v_{rel} je relativní rychlost větru, která se spočítá dle vzorce (3-5) pomocí rychlosti větru v_0 , faktoru a a úhlu φ

$$v_{rel} = \frac{(1 - a)v_0}{\sin \varphi} \quad (3-5)$$

Úhel φ se vyskytuje mezi relativní rychlostí větru a plochou rotace rotoru a lze vypočítat dle vztahu (3-6). Parametr λ_r se volí dle počtu lopatek turbíny.

$$\tan \varphi = \frac{1 - a}{(1 + a')\lambda_r} \quad (3-6)$$

Vztlakovou sílu a odporovou sílu je však dále potřeba přepočítat do os souřadnicového systému turbíny dle Obr. 3-13.



Obr. 3-13 Síly v tangenciálním a normálovém směru [20]

$$F_N = F_l \cos \varphi + F_D \sin \varphi \quad (3-7)$$

$$F_T = F_l \sin \varphi - F_D \cos \varphi \quad (3-8)$$

Dále je možno určit celkovou normálovou sílu působící ve směru větru na rotor větrné turbíny. Často mají turbíny však více lopatek, proto je ve výpočtu uvedena korekce pro počet lopatek B . Normálová síla a kroutící moment s poté vypočtou ze vzorce (3-9) a (3-10). [20]

$$N = F_N B \quad (3-9)$$

$$M_{kr} = F_T R B \quad (3-10)$$

Výpočet zatížení turbíny Vestas V15

Dle dříve uvedených vzorců byly vypočítány síly zatěžující turbínu pro příslušné parametry. Výsledné hodnoty jsou zapsány v tab. 3-4. Parametry zvolené pro výpočet: počet lopatek $B=3$, faktor $a=0,33$, rychlost větru $v_0=25 \text{ m/s}$, faktor $a'=0,031$, parametr $\lambda=8$, délka lopatky $R_2=7,5 \text{ m}$, šířka tětiny $c=0,5 \text{ m}$, koeficient vztlaku $C_L=1,039$, koeficient odporu $C_D=0,08$, hustota vzduchu $\rho=1,25 \text{ kg/m}^3$

Vztlaková síla [kN]	Odporová síla [kN]	Přítlačná síla [kN]	Tangenciální síla [N]	Celková přítlačná síla [kN]	Kroutící moment [N.m]
$F_{L1} = 104,2$	$F_{D1} = 8,0$	$F_{N1} = 111,9$	$F_{T1} = 439,9$	$N_1 = 335,6$	$M_{k1} = 9897,8$

tab. 3-4 Zatěžující síly

Výpočet zatížení turbíny Vestas V164

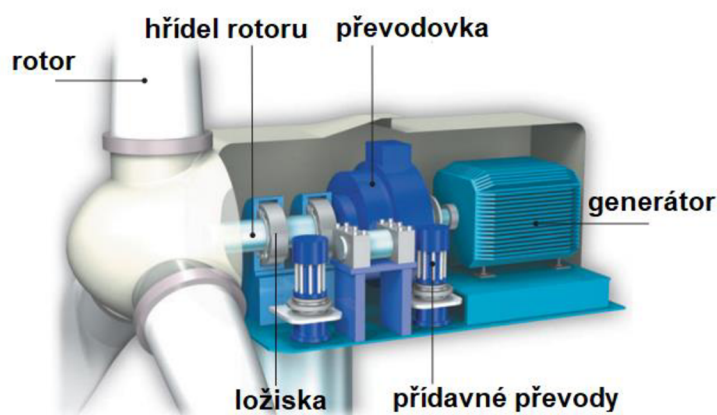
Dle dříve uvedených vzorců byly vypočítány síly zatěžující turbínu pro příslušné parametry. Výsledné hodnoty jsou zapsány v tab. 3-5. Parametry zvolené pro výpočet: počet lopatek $B=3$, faktor $a=0,33$, rychlost větru $v_0=25 \text{ m/s}$, faktor $a'=0,031$, parametr $\lambda=8$, délka lopatky $R_2=82 \text{ m}$, šířka těřivy $c=1,5 \text{ m}$, koeficient vztlaku $C_L=1,145$, koeficient odporu $C_D=0,085$, hustota vzduchu $\rho=1,25 \text{ kg/m}^3$

Vztlaková síla [MN]	Odporová síla [kN]	Přítlačná síla [MN]	Tangenciální síla [kN]	Celková přítlačná síla [MN]	Krouticí moment [N.m]
$F_{L2} = 3,8$	$F_{D2} = 279,7$	$F_{N2} = 4,0$	$F_{T2} = 26,3$	$N_2 = 12,1$	$M_{k2} = 6,3 * 10^6$

tab. 3-5 Zatěžující síly

3.4 Uložení rotorů větrných turbín

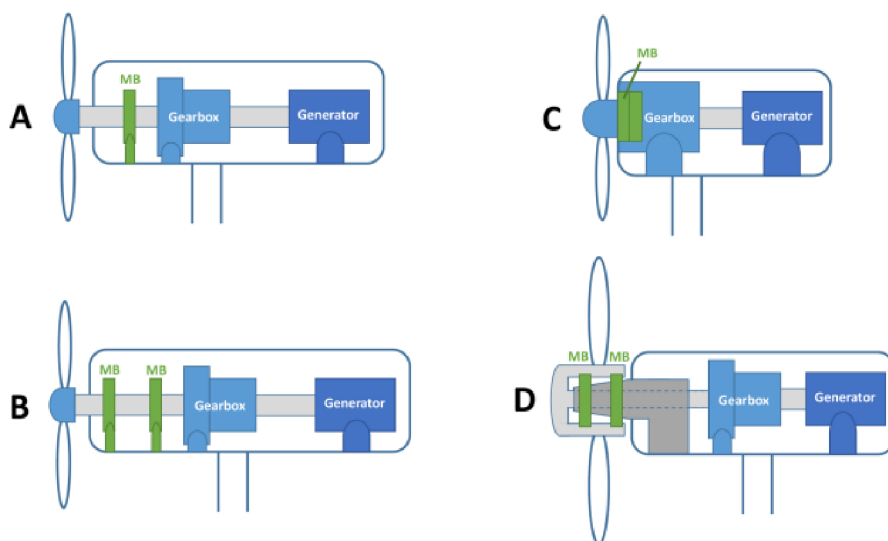
V gondole větrné elektrárny jsou uloženy všechny důležité komponenty potřebné pro pohon a výrobu elektrické energie. Schéma na Obr. 3-14 ukazuje jedno z typických uložení rotoru, dále pak hlavní hřídel rotoru, ložiska, převodovku a generátor. Pohonná ústrojí mají řadu možných konfigurací v závislosti na různých faktorech, jako jsou například zatížení a náklady na uložení. Další možností je uložení rotoru bez převodovky, kvůli značné poruchovosti převodovek. Postupným vývojem se však objevili i nové systémy, které nabízejí menší počet převodových stupňů s dobrou spolehlivostí. Užívané typy konfigurací budou blíže popsány v následující kapitole. [21], [22]



Obr. 3-14 Schéma uložení větrné turbíny [22]

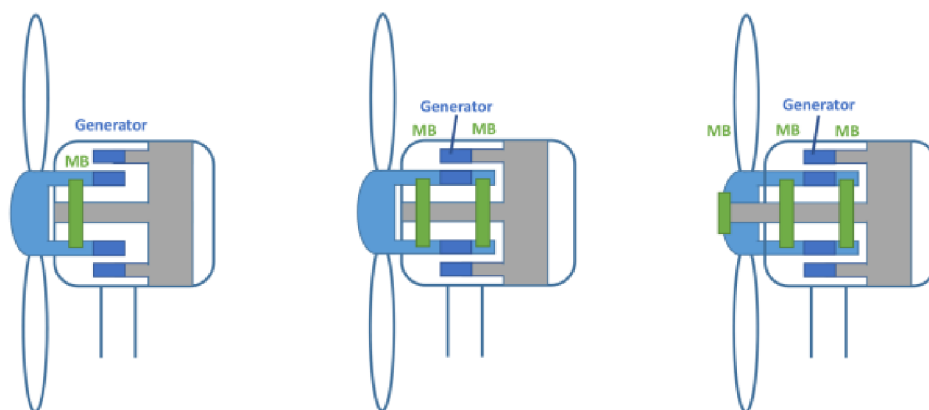
3.4.1 Systémy uložení

Hlavní hřídel rotor, která nese lopatky turbíny, je uložena v ložiskách. Hřídelí je poté přenášen kroutící moment do převodovky a následně do generátoru. Zatížení ložisek se značně mění vlivem proměnlivého větru, kdy největší zatížení ložisek je způsobeno vlivem silných porывů větru. Jednou z nejběžnějších konfigurací je uložení s jedním hlavním ložiskem (MB), které je znázorněno na Obr. 3-15A. Tento typ konfigurace využívá například již zmiňovaný výrobce Vestas pro turbíny s výkonem do 3 MW. Další možností je uložení se dvěma ložisky znázorněné na Obr. 3-15B. Toto uložení však vyžaduje vyšší náklady, kvůli většímu úložnému prostoru a je citlivější na nesouosost hřídele, ale lépe chrání převodovku při zatížení bez točivého momentu. Dáły byly uvedeny návrhy, kdy se ložisko integruje přímo do převodovky (Obr. 3-15C), což vede k velmi kompaktní konstrukci. Výhodou proto je snížení hmotnosti a tím i nákladů. Velkou nevýhodou je nutnost kompletní výměny komponent gondoly při poruše hlavního ložiska. Tento typ konfigurace využívá firma Vestas u turbín s výkonem do 5 MW. Další koncept se zaměřuje na plovoucí hnací ústrojí (Obr. 3-15D). V tomto případě jsou ložiska uložena na přídavné konstrukci připevněné k základové desce a rotor je uložen z vnější strany ložisek. Výsledkem je rovnoměrnější zatížení vlivem pozice těžiště rotoru. Kroutící moment je pak přenášen přes pružnou spojku. [21], [22]



Obr. 3-15 Možná uložení rotoru turbíny [21]

Jak již bylo zmíněno, využívají se také přímé uložení rotoru bez převodovky. Na Obr. 3-16 je znázorněno jedno z možných uložení, kdy se využívá jednoho, dvou, nebo tří hlavních ložisek. Tento typ uložení používá například firma GE u turbín s výkonem 6 MW. Výhodou uložení, oproti dříve zmiňovaným, je snadnější výměna komponent a tím i lepší spolehlivost a životaschopnost celého ústrojí. [21]



Obr. 3-16 Uložení rotoru bez převodovky [21]

3.4.2 Druhy ložisek

V konfiguracích, zmíněných v předchozí části, je využíváno ložisek s valivými elementy.

Soudečková ložiska

Valivé elementy jsou tvaru soudečků a jsou tvarovány tak, že se přizpůsobují jak vnitřní, tak vnější oběžné dráze. Charakteristickým rysem vnější oběžné dráhy je tvar sféry. Výsledkem tvarování je schopnost samonaklápění a vysoká radiální únosnost ložiska. Dvouřadé soudečkové ložisko, dle Obr. 3-17, umožňuje zatížení v radiálním i axiálním směru, ale nejsou určena pro momentová zatížení. Jedná se o jedny z nejpoužívanějších ložisek pro větrné turbíny. [21]



Obr. 3-17 Dvouřadé soudečkové ložisko dle SKF [23]

Kuželíková ložiska

Tyto druhy ložisek jsou schopny přenášet zatížení v radiálním i axiálním směru. Rozdíly v kontaktních úhlech na vnější a vnitřní oběžné dráze ložiska mají za následek nevyváženou sílu, která pohání váleček proti vodící přírubě. Kontaktní úhel je určen velikostí axiálního zatížení. Mohou být užívány jako jednořadá nebo dvouřadá, čímž se zvýší jejich radiální únosnost. [21]



Obr. 3-18 Jednořadé kuželíkové ložisko dle SKF [23]

Válečková ložiska

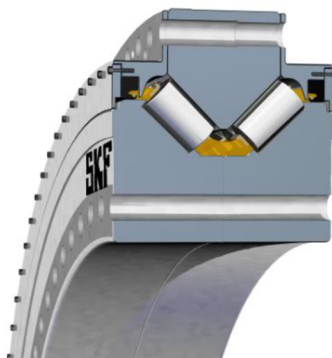
Valivé elementy jsou tvaru válečků, které jsou obvykle na koncích vyklenuté, aby se zabránilo namáhání hran. V porovnání s kuželíkovými a soudečkovými mají vysokou radiální únosnost, ale nejsou schopny přenést axiální zatížení. Využívá se však zabudování příruby, díky čemuž ložisko dovoluje malé axiální zatížení. Opět je možno využít dvouřadé provedení. Speciálním provedením jsou toroidní válečková ložiska, která jsou podobná soudečkovým, ale využívají toroidní dráhu a válečky jako elementy. Přínos je ve vyšší nosnosti, ale zachování některých vlastností. [21]



Obr. 3-19 Jednořadé válečkové ložisko dle SKF [23]

Ložisko Nautilus firmy SKF

Jedná se o speciální řešení ložisek větrných turbín firmy SKF, které nabízí svou konstrukcí vyšší životnost nebo nižší hmotnost celé gondoly a s tím i spojené náklady. Ložisko je dvouřadé kuželíkové, kdy jsou kuželíky skloněné o úhel 45° . Užívá se v konfiguraci s jedním ložiskem, kdy je možné ho umístit, jak s převodovkou, tak i bez převodovky. Zatížení rotoru jsou tedy nesena jedním ložiskem. Dále pracují s předpětím, které omezuje vůli celého hnacího ústrojí, což přináší optimální provozní podmínky pro jiné hlavní součásti [24]. Nejčastěji se užívají v turbínách o výkonu 2-6 MW. [25]



Obr. 3-20 Ložisko SKF Nautilus [24]

Ložiska lze v již zmíněných konfiguracích kombinovat podle provozních podmínek. Škála velikostí užívaných ložisek je též široká, díky různým instalovaným výkonům turbín. Například u turbíny s výkonem 8 MW může být využito dvouřadé soudečkové ložisko o vnitřním průměru 1200 mm se šířkou 500 mm a toroidní válečkové ložisko o průměru 1700 a šířce 160 mm. U turbín vyšších výkonů mohou přesahovat vnitřní průměry ložisek 2 m [25]. Velikosti vnitřních průměrů dvouřadých soudečkových ložisek pro turbíny s výkonem 2-5 MW se dle SKF pohybují od 530 do 950 mm a jejich šířka je od 250 do 412 mm [23]. U turbín s výkonem od 50 kW výše, je také využíváno například soudečkových nebo jiných valivých ložisek a jejich průměry se pohybují od 100 mm výše a například u zmiňované turbíny Vestas V15 je využíváno dvou takovýchto ložisek [26]. Hlavními výrobci jsou SKF, NSK, ZKL a další.

3.4.3 Problémy ložisek

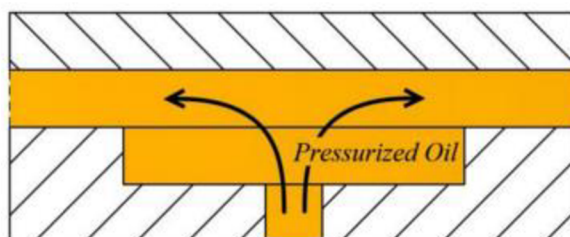
Větrné turbíny užívají různé typy ložisek a různé mechanismy jejich uložení díky měnícím se provozním podmínkám, což má za následek několik způsobů selhání. Navíc pak každé z ložisek může být porušeno i více způsoby. Z těchto důvodů je velmi důležité charakterizovat poruchové režimy a pochopit, jak se těmto selháváním včas vyvarovat a předejít velkým škodám. Jednou z poruch je například plastická deformace vlivem zatížení nebo nepřesností uložení. Dále pak trhliny a lomy, které jsou ovlivněné teplotou nebo rychlostí otáčení. Trhliny jsou také převládajícím způsobem poruch ložisek u velkých větrných turbín. Vyskytuje se také opotřebení vlivem špatného styku povrchů s mazivem, což vede ke ztrátě materiálu. Poruchami mohou být také elektrická eroze, montážní nepřesnosti, nebo špatně užitá mazivo. Těmto poruchám je proto vhodné předcházet, k čemuž se využívá různých druhů monitorování pomocí senzorů a zařízení. Využívá se například měření vibrací, akustická emise, analyzuje se mazivo nebo využívá mikroskopie. Těmito metodami je poté předcházeno velkým poruchám, což ovlivňuje celkové náklady a chod větrné elektrárny. [27]

3.5 Hydrostatická ložiska

Termín „hydrostatický“ se běžně používá k popisu ložisek, u kterých je využíváno vnějšího tlaku a zařízení kontrolujících průtok maziva. Tento typ ložisek nachází v průmyslu stále vyšší uplatnění v různých typech strojů, jelikož nabízejí několik příznivých vlastností a výhod [28]. Postupným vývojem a pochopením hydrostatického mazání, a také zlepšením počítačových technologií, byly otevřeny nové cesty k využití těchto ložisek. Konkrétněji pak jejich aplikace na různé velkorozměrné konstrukce. [29]

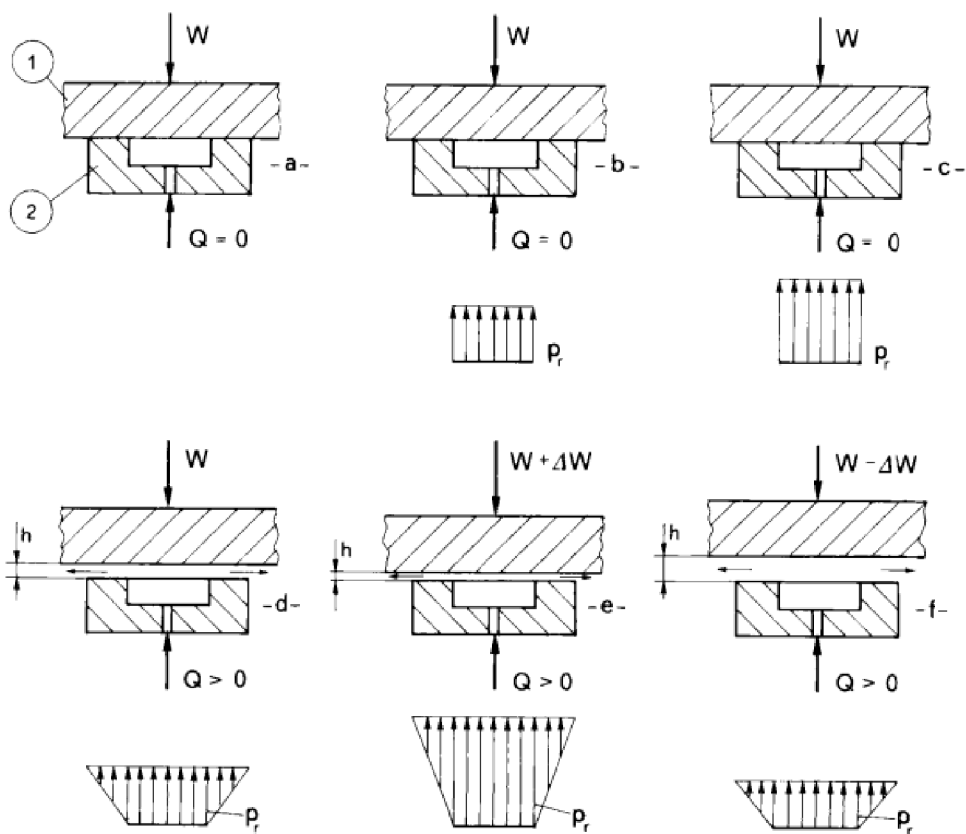
3.5.1 Princip a vlastnosti

Hydrostatická ložiska, jak již bylo řečeno výše, jsou řízena externě, kdy se mezi dané povrchy pod tlakem přivádí mazivo. Nejčastěji je u těchto ložisek, jako zdroje, využíváno čerpadla [30]. To je hlavní rozdíl oproti ložiskům hydrodynamickým, která jsou samočinná neboli tlak se v nich vytváří sám bez potřeby zdroje. U hydrodynamických ložisek musí být také splněna alespoň jedna ze dvou podmínek, kdy dosedací plochy nesmí být rovnoběžné a musí také existovat dostatečná relativní rychlost. Pokud nelze splnit jednu z těchto podmínek je využito tlakového zdroje. [31]



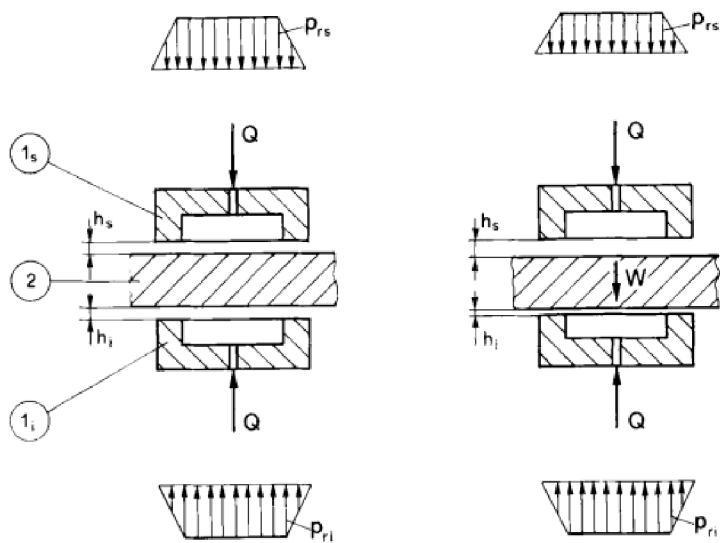
Obr. 3-21 Tlak oleje v hydrostatickém ložisku [32]

Nárůst tlaku je znázorněna na Obr. 3-22, kde na ložisko působí zatěžující síla W . Dále je zde uvažován průtok maziva Q , který se v počátečních hodnotách rovná nule, jelikož nebyl vytvořen mazací film mezi ložiskem (označeno číslem 2) a povrchem součásti (označeno číslem 1). Se zvyšujícím se tlakem p_r v buňce hydrostatického ložiska začne být součást nadzvedávána a dojde k vytvoření mazacího filmu o tloušťce h , čímž se zvýší průtok maziva ložiskem. Tloušťka filmu se mění dle zatěžující síly W , kdy se při zvýšení nebo snížení této síly o určitou hodnotu tloušťka h sníží nebo zvýší. Ložisko je na tomto obrázku uvažováno pro zatížení z jednoho směru, proto stačí jako tlakového zdroje jednoho čerpadla. [31]



Obr. 3-22 Nárůst tlaku v hydrostatickém ložisku s jednou kapsou [31]

Pro případy zatížení i v opačném směru je nutné využít dvou kapes, které jsou však odděleně připojeny k čerpadlům, jelikož v buňkách vznikají rozdílné tlaky. Pokud je síla W aplikována na součást (označeno číslem 2), tlak ve spodní buňce (označeno číslem 1_i) se zvýší a v horní buňce (označeno číslem 1_s) se sníží. To má za následek i různé tloušťky mazacího filmu vznikající při těchto tlacích (Obr. 3-23). [31]

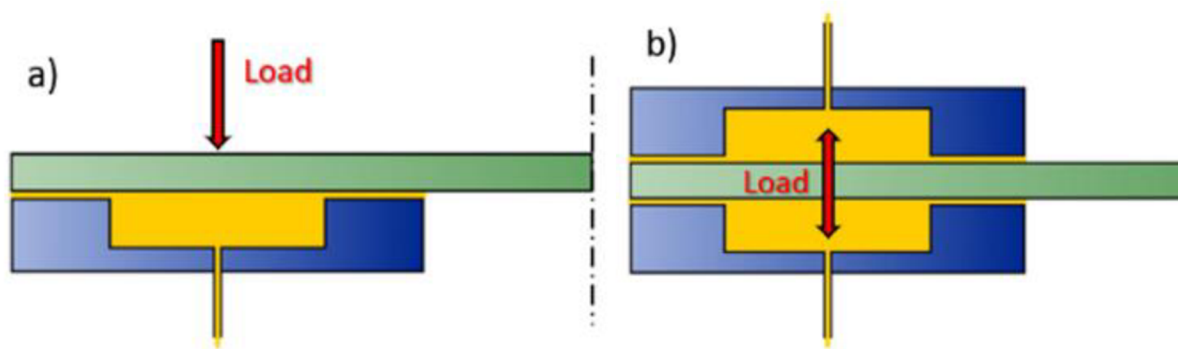


Obr. 3-23 Nárůst tlaku v hydrostatickém ložisku se dvěma kapsami [31]

Veškerému kontaktu mezi povrchem ložiska a povrchem součásti je zamezeno právě nepřetržitým tlakovým mazáním. Tato skutečnost tedy přináší řadu výhod. Jednou z nich jsou příznivé třecí vlastnosti, kdy tření může být velmi nízké, obzvláště při velmi nízké relativní rychlosti povrchů. Opotřebení proto prakticky neexistuje, nebo je velmi malé. Další výhodou je značná tuhost, jelikož při jakékoli změně zatížení lze dosáhnout pouze malých změn v tloušťce mazacího filmu. Mazací film má také velmi dobré tlumící vlastnosti a díky rovnoměrnému rozložení tlakového pole nevznikají lokální přetlaky. Hlavní nevýhoda spočívá v nutnosti užití zdroje, který zásobí ložisko mazivem o středním nebo vysokém tlaku. Tlakový zdroj se dále neobejde bez příslušných zařízení určených k ovládnání a kontrole bezpečnosti ložiska. [31], [32]

3.5.2 Druhy hydrostatických ložisek

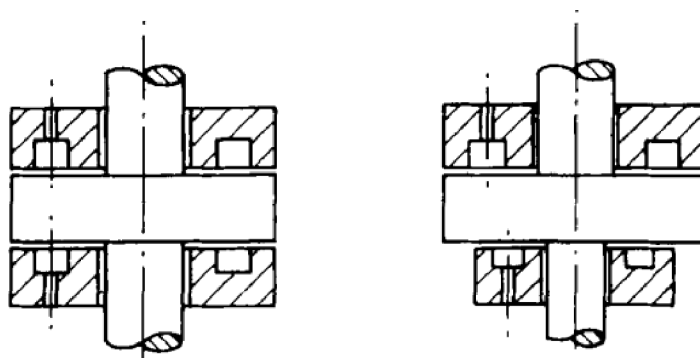
Hydrostatická ložiska se dělí podle druhu zatěžujících sil. V místech, kde se vyskytují normálové síly se využívají axiální ložiska. Naopak v místech, ve kterých je zatížení pouze radiální, se používají ložiska radiální. Nastává však i případ, kdy je zatížení jak radiální, tak normálové, a v tomto případě jsou užívána ložiska hybridní (kombinovaná), která umožňují rotaci hřídele a omezení v axiálním směru. Jejich tvar může být kónický nebo plochý [30]. Ložiska bývají také dělena dle jejich konstrukce na otevřený typ (Obr. 3-24a) a uzavřený typ (Obr. 3-24b). Otevřený typ hydrostatického ložiska se nejčastěji vyskytuje u axiálního typu ložisek, což nabízí jednoduchou konstrukci, ale poskytuje nižší přesnost a horší dynamické vlastnosti. Ložiska uzavřeného typu nabízejí lepší již zmiňované vlastnosti, ale jsou cenově dražší, kvůli náročnostem na komponenty vyskytující se v hydraulickém okruhu. [29]



Obr. 3-24 a) Otevřený a b) uzavřený typ hydrostatického ložiska [29]

Axiální hydrostatická ložiska

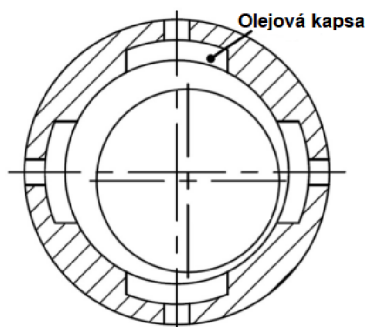
Jedním z hlavních konstrukčních prvků hydrostatického ložiska je jeho kapsa (anglicky pad), neboli část, která tvoří tvar ložiska. U axiální hydrostatických ložisek se můžeme setkat s několika tvary těchto kapes. Mezi nejrozšířenější typ patří oběžný krokový tvar ložiska, který umožňuje uložení velkých vertikálních hřídelí (např. v turbogenerátorech) [30]. Tento typ dále může využívat stejnou nebo různou velikost protilehlých kapes, odvíjející se od velikosti a směru zatížení (Obr. 3-25). Dalším typem je obdélníkový tvar kapsy, u kterých je využíváno mnoha tvarů vnitřních buněk [31]. Ke zvýšení tuhosti a zlepšení vlastností axiálních ložisek je využíváno designu s naklápěcí kapsou, kde se díky vznikajícímu klínovitému tvaru generuje vyšší tlak v mazivu, což má za následek vyšší stabilitu jednotky. [33]



Obr. 3-25 Axiální hydrostatická ložiska [31]

Radiální hydrostatická ložiska

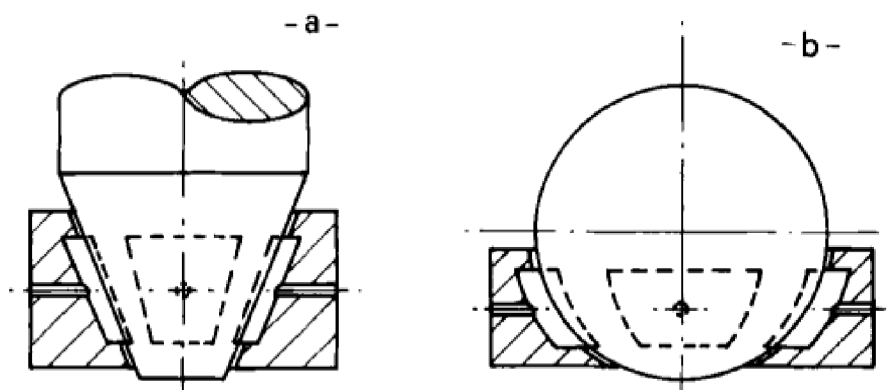
Kapsa je u radiálního hydrostatického ložiska umístěna po obvodu kolem středové osy, typicky má po tomto obvodu rozmístěno několik buněk, která jsou plněny tlakovým olejem. Možnost rozmístění těchto buněk je znázorněno na Obr. 3-26. Nejčastěji se užívají k mazání vřeten strojních zařízení [32]. Pro přenos zátěže je ložisko s více buňkami vybaveno jedním tlakovým zdrojem a omezovači, které zajišťují rozdílné tlaky v buňkách. Kvůli zvyšujícím se provozním podmínkám musela však být konstrukce radiálních ložisek upravena pro splnění těchto podmínek, proto byla vyvinuta takzvaná hybridní radiální ložiska, která kombinují mechanismy jak hydrostatických, tak hydrodynamických ložisek. [28]



Obr. 3-26 Rozložení buněk radiálního hydrostatického ložiska [32]

Kombinovaná hydrostatická ložiska

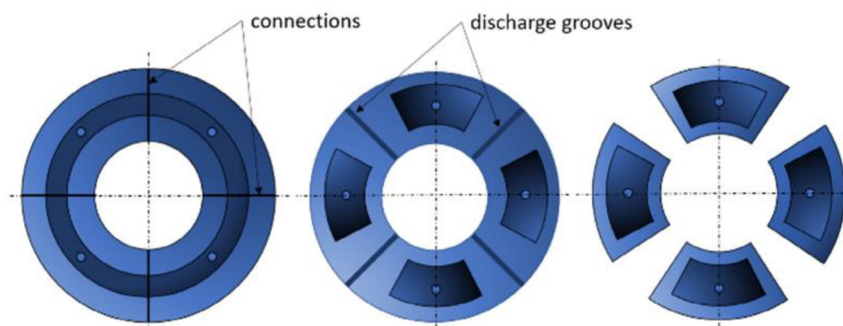
Tento typ ložisek je schopen přenášet radiální i axiální zatížení a vyskytující se tvary jsou ploché, kónické (Obr. 3-27a) nebo sférické (Obr. 3-27b) [31]. Jejich užití je výhodné pro střední až vysokou přesnost otáčení a relativně malé házení. Například kónické ložisko je vhodné pro vyšší hodnoty kombinovaného namáhání, kvůli možnosti nastavení úhlu sklonu a nabízí lepší kompenzační schopnosti. Z tohoto důvodu je tento typ ložisek výhodný u strojů s vyšší přesností. [29]



Obr. 3-27 a) Kónické a b) sférické hydrostatické ložisko [31]

Kapsa (pad) hydrostatického ložiska

Jak již bylo řečeno výše, jedná se o důležitou část hydrostatického ložiska. Mezi výhody konstrukce je uváděna jejich rozměrová variabilita, která se může různě lišit od standardizovaných ložisek. Používají se zejména kapsy tvořené jedním dílem (single-pad) nebo kapsy tvořené z několika segmentů (multi-pad). U jednoduchých podložek je možná varianta s více kapsami, které jsou oddělené odtokovými kanálky. Možnost dělení kapes na jednotlivé segmenty je výhodou při jejich výrobě a také při samotném transportu a montáži. [29]



Obr. 3-28 Varianty kapes hydrostatických ložisek [29]

3.5.3 Aplikace hydrostatických ložisek

V současné době nabízejí hydrostatická ložiska celou řadu strojírenských aplikací. Díky jejich možné variabilitě je možné je užívat ve velkorozměrných strojích, které pracují s pomalými rychlostmi nebo v malých, ale rychloběžných aplikacích [34]. Bassani a Piccigallo [31] rozdělují tyto možnosti aplikací do tří skupin dle velikosti daného zařízení. Velkorozměrné aplikace jsou první skupinou a například se zde vyskytují velké teleskopy a rádiové antény dosahující hmotnosti až stovek tun, které se musejí pohybovat velice pomalu a přesně. Dále pak konstrukce a těžké strojní součásti, u kterých je opět vyžadována přesnost a dobré pohybové vlastnosti. Druhou uvažovanou skupinou jsou zařízení střední velikosti, kde jsou příkladem uvedeny součásti obráběcích strojů a brusek, které vyžadují velmi přesné uložení bez vibrací díky dobrým tlumícím vlastnostem a tuhosti. Dále pak vysokorychlostní vřetena, kdy jsou hydrostatická ložiska lepší než hydrodynamická nebo aplikace v turbočerpadlech či bezhřídelových motorech námořních plavidel. Poslední uváděnou skupinou jsou malá zařízení, kde se příkladem uvádí přesné váhy nebo dynamometry, jelikož hydrostatická ložiska nabízejí výborné třecí vlastnosti a kvalitní celkovou životnost.



Obr. 3-29 Hydrostatické ložisko nabízené německou firmou Zollem [35]

3.5.4 Výpočet hydrostatických ložisek

Studie zabývající se hydrostatickými ložisky jsou považovány za problematiku mechaniky tekutin, kdy teorie dynamiky tekutin pomáhá analyzovat hydrostatické systémy. Rovnice užívané k popisu tekutin je však třeba upravit do použitelné podoby, jelikož je jejich řešení velmi složité [32]. Jako základní nástroj pro výpočet hydrostatických ložisek jsou uváděny Navier-Stokesova rovnice a rovnice kontinuity, dále pak Reynoldsova rovnice a Laplaceova rovnice. Tyto tři typy rovnic budou blíže specifikovány v následujících odstavcích.

Navier-Stokesova rovnice a rovnice kontinuity

Tyto rovnice je možno počítat ve třech souřadných systémech, patří sem kartézský souřadný systém, cylindrický systém a sférický systém souřadnic. Následující ukázkové rovnice budou proto kvůli zjednodušení psány v kartézských souřadnicích. V tomto systému je uvažován elementární prvek kapaliny, na který působí příslušné síly tělesa, vnější zatížení na plochu elementárního prvku a gravitační síly. Všechna tato zatížení jsou zapsána do rovnovážných rovnic v jednotlivých osách x, y, z . Základní požadavky na možnost užití těchto rovnic je uvažování izotropní tekutiny s lineárním vztahem mezi napětími a deformací a žádná objemová viskozita. Složitost těchto rovnic je poté zmírněna například průměrováním množství podél jednoho směru nebo linearitou proudění [31], [29]. Rozepsané Navier-Stokesovi rovnice mají poté následující formu:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (3-11)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3-12)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (3-13)$$

V rovnicích zmiňované symboly u, v, w znázorňují složky vektoru rychlosti a symboly X, Y, Z mají charakter síly tělesa vztahené na jednotku hmotnosti. Další zmiňované parametry μ a ρ vyjadřují mazací vlastnosti, které mají charakter konstant, ale obecně jsou brány jako funkce tlaku a teploty, pokud tedy vliv teploty nelze zanedbat, je zapotřebí další rovnice [31]. Tvar Navier-Stokesových s uvažováním konstant a Laplaceova operátoru ∇ je poté následující:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3-14)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (3-15)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (3-16)$$

Kontrolou rovnic je vyvozeno, že se zde nachází čtyři neznámé a z tohoto důvodu je třeba ještě jedné rovnice, aby byly rovnice řešitelné. V tomto případě je vyžito, jak již název kapitoly napovídá, rovnice kontinuity. Obecně tato rovnice pojednává o rovnováze hmoty, která protéká nekonečně malým objemem [31]. Tvar čtvrté rovnice je poté následující:

$$\dot{\rho} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (3-17)$$

Reynoldsova rovnice

Tento typ rovnice, který se opět může formulovat ve třech souřadných systémech již dříve zmíněných, poskytuje velmi praktický model pro popis rozložení tlaku v tenké vrstvě mazacího filmu. Zavedením různých typů ne-newtonských kapalin přináší více možností na použití maziva u hydrostatických ložisek, které je třeba analyzovat. Reynoldsova rovnice je parciální diferenciální rovnicí druhého řádu, popisující rozložení tlaku oleje v tenké vrstvě. Změna tlaku vyskytující se v rozměru tloušťky je zanedbána, jelikož je výrazně menší než ostatní rozměry [32]. Další je předpoklad laminárního proudění, kdy neexistují žádné turbulence ani víry. Síly na těleso a setrvačné síly jsou zanedbatelné v porovnání s viskózními silami [31]. Uvažováním zmíněných předpokladů a aplikací okrajových podmínek na Navier-Stokesovy rovnice a rovnici kontinuity je výsledný tvar vyjádřené reynoldsovy rovnice takovýto:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \dot{h} \quad (3-18)$$

Ve zmíněné rovnici symbol h představuje tloušťku mazacího filmu, symbol p zmiňuje tlak a symbol U představuje součet povrchových rychlostí v daných směrech souřadného systému. Jelikož je obecně složité tuto rovnici vyřešit, byla její podoba upravena pro analýzy konkrétních typů ložisek. [32], [31]

Laplaceova rovnice

U hydrostatický ložisek, jak již bylo zmíněno, je třeba tlakového zdroje. Pokud tedy není zajištěno vnější tlakové mazání, film, který vzniká mezi povrchy nevydrží žádné zatížení. Bassani a Piccigallo [31] uvádějí dvě okolnosti tohoto problému. V prvním případě nedochází k dostatečnému stlačení a kluzné relativní rychlosti ($U=0$) a v druhé možnosti již existuje kluzná rychlost, ale tloušťka h je konstantní po celém filmu. Dosazením těchto podmínek do Reynoldsovy rovnice dostáváme Laplaceovu rovnici upravenou do tvaru:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (3-19)$$

Řešení této rovnice existuje pouze tehdy když se hodnota tlaku p vyskytuje na hranici nebo když je p konstantní po celé hranici, čemuž odpovídá například atmosférický tlak. Je-li tedy hraničním tlakem atmosféra, je třeba zajistit zdroj tlakového mazání, který vytvoří dostatečnou tloušťku mazacího filmu mezi povrchy, což je principem hydrostatického mazání. [31]

Vztahy pro výpočet kruhové kapsy ložiska

Následující vztahy jsou určeny k výpočtu jednoduchých hydrostatických ložisek s kruhovou kapsou, jehož vybrání je ohraničeno prstencovou. Je uvažován předpoklad, kdy okolní tlak je roven nule a tlak p_r , nacházející se ve vybrání, souvisí s průtokem, který lze přepsat do rovnice.

$$p_r = \frac{6}{\pi} \mu Q \frac{\ln r_2 / r_1}{h^3} \quad (3-20)$$

Vztah pro nosnost podložky vznikne integrací tlaku na danou plochu, ale je nutné rovnici doplnit vztahem $\pi r_1^2 p_r$, jelikož i v kapse vzniká tlak. Vztah má poté podobu.

$$W = \frac{\pi}{2} r_2^2 p_r \frac{1 - (r_1 / r_2)^2}{\ln r_2 / r_1} \quad (3-21)$$

Pokud ze vztahu 3-21 vyjádříme p_r a dosadíme ho do rovnice 3-20, získáme následující vztah pro nosnost.

$$W = \frac{3\mu Q (r_2^2 - r_1^2)}{h^3} \quad (3-22)$$

Dalším vztah, který může být určen je třecí moment. Tento vztah má stejnou podobu jak pro výpočet kruhové kapsy, tak pro výpočet prstencové kapsy. Ve vztahu se vyskytuje symbol ω , který značí relativní rychlost mezi povrchy [31], [30]. Podoba vztahu je následující.

$$M_f = \frac{\pi}{2} \mu \frac{r_2^4}{h} \omega [1 - (r_1 / r_2)^4] \quad (3-23)$$

Dále mohou být určeny vztahy, které platí obecně pro všechny typy hydrostatických ložisek. Jedná se o výpočet čerpacího výkonu, který je současně brán jako čerpací energetická ztráta. Čerpací výkon je závislý na průtoku Q , přiváděném tlaku p_s a účinnosti čerpadle η_p . [30]

$$E_p = \frac{p_s Q}{\eta_p} \quad (3-24)$$

Následně pak ztrátu v mazacím filmu, kterou vypočteme pomocí třecího moment M_f a úhlové rychlosti ω . [30]

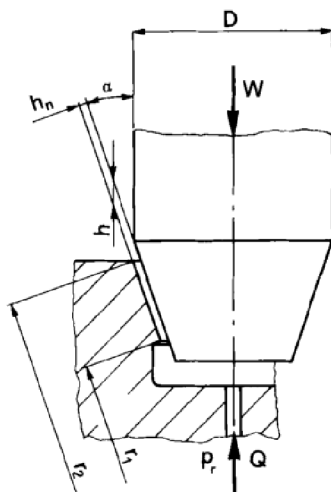
$$E_f = M_f \omega \quad (3-25)$$

Závěrem může být vypočtena celková energetická ztráta systému:

$$E_{tot} = E_p + E_f \quad (3-26)$$

Vztahy pro výpočet kombinovaných hydrostatických ložisek

Jak již bylo zmíněno, rotory větrných turbín jsou namáhány nejen v axiálně, ale i v radiálním směru. Z tohoto důvodu bude vhodné uvažovat kombinované hydrostatické ložisko, které je svým výpočtem složitější. Následující vztahy jsou uváděny pro výpočet kónického tvaru ložiska s centrální kapsou, které je znázorněno na Obr. 3-30. Dále jsou zaznačeny důležité kóty, jako jsou úhel sklonu α , tloušťka mazacího filmu h a h_n , zatížení W , poloměry tvaru ložiska r , průtok Q , tlak p_r a další.



Obr. 3-30 Okótovaný kónický tvar ložiska s centrální kapsou [31]

Vztah pro výpočet průtoku, jež se vyskytuje na zvoleném poloměru r , se získá integrací radiální rychlosti. Symbol ω značí relativní rychlost otáčení. [31]

$$Q = \frac{\pi h_n^3 r}{6 \mu} \sin \alpha \left(-\frac{dp}{dr} + \frac{3}{10} \rho \omega^2 r \sin^2 \alpha \right) \quad (3-27)$$

Pokud prozatím pomíneme rychlost ω , tak lze hydraulický odpor kuželových kol zapsat následovně.

$$R_n = \frac{6 \mu}{\pi h_n^3 \sin \alpha} R^* = \frac{6 \mu}{\pi h_n^3 \sin^4 \alpha} R^* \quad (3-28)$$

Symbolem R^* pochází z výpočtu kruhové kapsy a nazývá se odporový parametr.

$$R^* = \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (3-29)$$

Z dříve uvedených rovnic poté vyplývá, že průtok kónickou mezerou je úměrný $\sin \alpha$. Dále pak může být určen vztah pro moment od třecích sil pro osově symetrickou kónickou plochu, který vznikne integrací po souřadnici dr .

$$M_f = \frac{\pi \mu D^4}{32 h_n \sin \alpha} \omega H_f^* = \frac{\pi \mu D^4}{32 h \sin^2 \alpha} \omega H_f^* \quad (3-30)$$

Následným vynásobením vzorce (3-30) rychlostí ω vzniká vztah pro určení třecí síly.

$$H_f = \omega M_f = \frac{\pi \mu D^4}{32 h_n \sin \alpha} \omega^2 H_f^* \quad (3-31)$$

Symbol H_f^* ve vzorci (3-31) značí bezrozměrný třecí parametr a podoba jeho výpočtu je následující.

$$H_f^* = 1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4 \quad (3-32)$$

Dalším parametrem, který je třeba k výpočtu kónického ložiska je efektivní plocha A_e , která lze spočítat dle vzorce (3-33). S tímto parametrem je opět spojen bezrozměrný parametr, v tomto případě bezrozměrný parametr efektivní plochy, jehož výpočetní vztah je uveden ve vzorci (3-34).

$$A_e = \frac{\pi}{4} D^2 A_e^* \quad (3-33)$$

$$A_e^* = \frac{1}{2} \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (3-34)$$

Posledním důležitým vztahem je výpočet čerpacího výkonu, což je výkon potřebný ke vtlačení maziva do ložiska a následnému rozptýlení v důsledku viskózního tření. [31]

$$H_i = p_r Q \quad (3-35)$$

Pokud jsou porovnány parametry pro kónické ložisko a pro rovinné ložisko, kdy je uvažován stejný průměr i tloušťka mazacího filmu a poměry poloměrů, je možné zjistit, že průtok je při jakémkoli zatížení roven $\sin \alpha$, tudíž je pro kónické podložky nižší. Totéž platí i pro čerpací výkon. Kapacita zatížení pro jakýkoli daný tlak je v kapse stejná, nebo pro stejný průtok je větší pro kónická ložiska. Třecí síla je také větší pro kónická ložiska. Z důvodu větší velikosti kónických ložisek v axiálním směru, jsou citlivější na montážní nesouososti. [31]

3.5.5 Užívaná maziva

Jak již bylo řečeno, mazivo zajišťuje, aby se zabránilo přímému kontaktu podložky ložiska a povrchu součásti. Lze je rozdělit na tuhá maziva a tekutá maziva. U hydrostatického mazání se využívají tekutá maziva, které lze dále rozdělit na kapalná a plynná. Z těchto dvou druhů se nejčastěji užívají kapalná maziva, včetně vody, která je také používána v prvních hydrostatických experimentech. Dalšími nejčastěji používanými druhy jsou minerální maziva a také syntetická maziva, která budou blíže specifikována níže [31]. Společně s mazivy jsou smíchávána aditiva, která zlepšují celkový mazací účinek. Při přidání například polymerního aditiva se však již musí pracovat s ne-newtonskými kapalinami [28]. Závislost viskozity maziva na tlaku se normálně neuvažuje, i když kapaliny pod extrémním tlakem často vykazují zvýšení viskozity, ovlivněn bude pouze čerpací výkon. Větší důraz je však kladen na závislost viskozity maziva na teplotě. Neočekávané razantní zvýšení teploty maziva může vést ke snížení nosnosti nebo dokonce k úplné ztrátě nosnosti ložiska. Z tohoto důvodu je používáno chladících systémů. V části návrhu ložiska je však uvažována konstantní viskozita, ale pro zvýšení přesnosti výpočtu je třeba zahrnout i proměnnou viskozitu. [29]

Minerální maziva

Minerální maziva se získávají z destilačních a rafinačních procesů při zpracování ropy, která se dělí na postupně klesající frakce s eliminací nežádoucích složek. Skládají se z uhlovodíků, které jsou vázány do různých struktur, jako jsou například paraffinické, naftenové a aromatické. Obecně se však nejvíce využívají paraffinické uhlovodíky. Důležitým parametrem, vyskytujícím se obecně u maziv, je viskozita μ , která představuje vnitřní tření tekutiny. Hlavním kritériem pro určení oleje pro danou aplikaci je proto právě viskozita. Ke klasifikaci a identifikaci olejů se používají různá označování podle viskozity. Jedním z nejpoužívanějších je systém značení dle ISO, kde mezi nejznámější maziva patří oleje ISO VG 15, ISO VG 32, ISO VG 46 a mnoho dalších. Alternativním systémem značení je pak klasifikace dle SAE (Society of Automotive Engineers), kde mezi nejpoužívanější patří SAE 5W, SAE 10W, SAE 30 a další. Dále je možno používat aditiv, která zlepšují viskozitu a ostatní vlastnosti. [31]

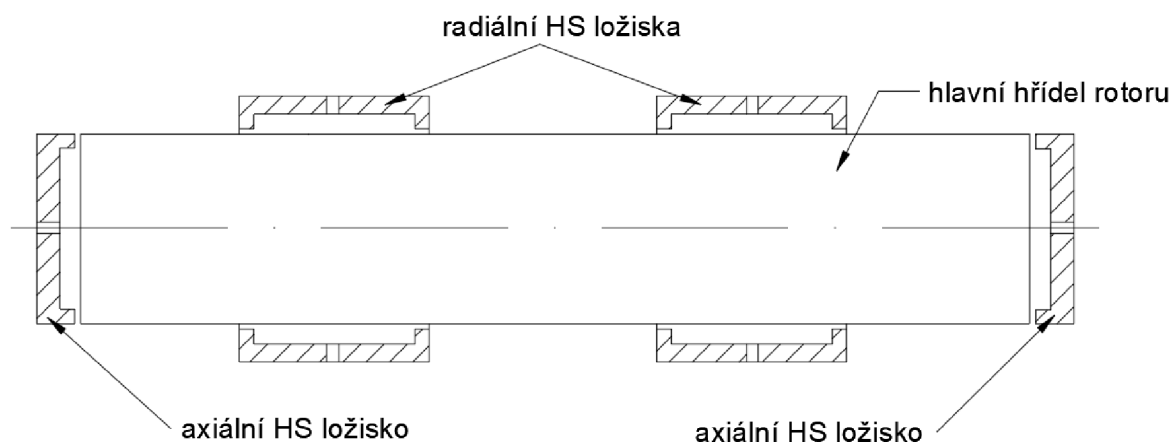
Syntetická maziva

Tento druh maziv se vyrábí podstatnou chemickou úpravou suroviny, která se získává ze surové ropy. Účinnost těchto maziv je lepší než u minerálních maziv, ale syntetická jsou mnohem dražší. Jsou také využívány za extrémních podmínek, kdy se objevuje zvýšená teplota nebo tlak. Mezi hlavní zástupce patří syntetické uhlovodíky, organické a fosfatické estery, dále pak polyglykoly s velmi dobrou olejnatostí. Dále pak silikony, které nabízejí nízký bod tuhnutí, vysokou tepelnou stabilitu, ale jejich olejnatost je špatná. Syntetická maziva mohou být také užívána jako aditiva, ke zlepšení vlastností. [31]

4 DISKUZE

Aplikace hydrostatických ložisek je v následujících podkapitolách zaměřena na dva konkrétní typy horizontálních větrných turbín. Jedná se o malou větrnou elektrárnu Vestas V15 a turbínu s velkým výkonem Vestas V164. Díky provedení potřebných výpočtů u takto rozdílných druhů turbín bude možné vyvodit potřebné závěry v širší škále větrných turbín.

Pro výpočet hydrostatického ložiska bylo využito konfigurace, znázorněné na Obr. 4-1, kde se na hlavní hřídeli rotoru větrné turbíny nacházejí dvě radiální a dvě axiální ložiska. Tento počet byl volen dle dříve zmiňovaných konfigurací, kdy například u turbíny Vestas V15 je využito právě konfigurace se dvěma ložisky.



Obr. 4-1 Schéma uvažovaných hydrostatických ložisek

4.1 Výpočet hydrostatických ložisek pro Vestas V15

Provozní parametry horizontální větrné turbíny Vestas V15 jsou uvedeny v tab.3-2 a velikost hřídele poté v kapitole 3.4.2. Potřebnými parametry pro výpočet obou druhů hydrostatických ložisek, které byly označeny dle potřeb výpočtu, poté budou:

- Výkon turbíny: $P_1=55 \text{ kW}$
- Poloměr hřídele turbíny: $r_2=0,05 \text{ m}$
- Provozní otáčky: $\omega_1=53 \text{ min}^{-1}$
- Šířka ložiska: $L_2=0,05 \text{ m}$

Zatížení, které působící na rotor větrné turbíny, a tudíž i na její hřídel a celé uložení, bylo uvedeno v tab.3-4 a hodnoty potřebné při výpočtu hydrostatického ložiska jsou:

- Přítlačná síla: $W_{1a}=N_1=335,6 \text{ kN}$
- Radiální síla: $W_{2r}=F_{T1}=439,9 \text{ N}$

Dále musí být určeny parametry, které jsou stejné pro axiální i radiální hydrostatické ložisko. Jako maziva bude použito minerálního oleje třídy ISO, jehož uvedené parametry byly zvoleny dle standardních hodnot uváděných v literatuře. Hodnoty jsou poté následující:

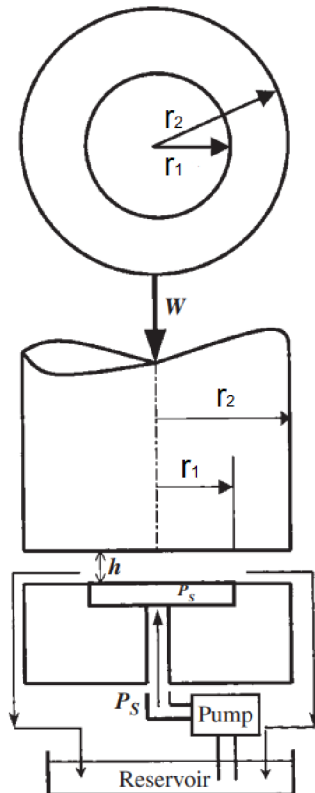
- Mazivo: ISO VG 46
- Dynamická viskozita maziva při teplotě 21°C: $\mu=0,118 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ [36]
- Přiváděný tlak maziva: $p_{s1}=3 \text{ MPa}$ [31]

Axiální hydrostatické ložisko

Jelikož se jedná o jednodušší zhodnocení použitelnosti těchto typů ložisek, bude uvažováno axiální ložisko s jednou buňkou znázorněné na Obr. 4-2. Dále jsou v obrázku uvedeny uvažované poloměry r_1 a r_2 , zatížení ložiska W a čerpadlo, které plní buňku hydrostatického ložiska olejem o tlaku p_s . Důležitým parametrem, vyskytujícím se ve výpočtech, je tloušťka mazací vrstvy h , která je volena dle často užívaných doporučených hodnot s ohledem na geometrické vlastnosti hřídele [30].

- Tloušťka mazacího filmu pro axiální ložisko: $h_1=30 \mu\text{m}$
- Poloměr buňky hydrostatického ložiska byl vypočten dle vztahu (4-1), kdy postupnou optimalizací výpočtu bylo dosaženo ideálních podmínek v poměru poloměrů.

$$r_1 = 0,8 \cdot r_2 = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04 \text{ m} = 40 \text{ mm} \quad (4-1)$$



Obr. 4-2 Radiální ložisko s jednou buňkou [30]

Pokud bude z rovnice (3-22) vyjádřen průtok Q , může být v závislosti na zatížení W vypočtena jeho konkrétní hodnota v axiálním ložisku. Podoba výpočtu je následující:

$$Q_1 = \frac{W_{1a} \cdot h_1^3}{3 \cdot \mu \cdot (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{335600 \cdot (30 \cdot 10^{-6})^3}{3 \cdot 0,118 \cdot (0,05^2 - 0,04^2)} =$$

$$= 2,844 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 1,707 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$
(4-2)

Dalším potřebným parametrem je třecí moment, který bude vypočten dle rovnice (3-23). Hodnota momentu, který je nadále užívám pro výpočet ztrát, je poté následující:

$$M_{f1} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot \omega_1 \cdot r_2^4}{2 \cdot h_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^4 \right] =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,118 \cdot (53/60) \cdot 0,05^4}{2 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,04}{0,05} \right)^4 \right] = 0,020 \text{ N} \cdot \text{m}$$
(4-3)

Nyní může být při znalosti průtoku vypočten čerpací výkon, kterým je mazivo hnáno do ložiska pomocí čerpadla. Výpočet bude proveden dle vztahu (3-24), kde se však vyskytuje účinnost čerpadla η_p . Ta bude volena dle používaných hodnot v literatuře 80 %. [30]

$$E_{p1} = \frac{p_{s1} \cdot Q_1}{\eta_p} = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 2,844 \cdot 10^{-5}}{0,8} = 106,66 \text{ W}$$
(4-4)

V závislosti na třecím momentu budou dle vztahu (3-25) vypočteny energetické ztráty v mazacím filmu. Jak již bylo zmíněno dříve, třecí moment i ztráty v třecím filmu jsou velmi malé, jelikož je tření mezi povrchy prakticky nulové. [31]

$$E_{f1} = M_{f1} \cdot \omega_1 = 0,020 \cdot \left(\frac{53}{60} \right) = 0,02 \text{ W}$$
(4-5)

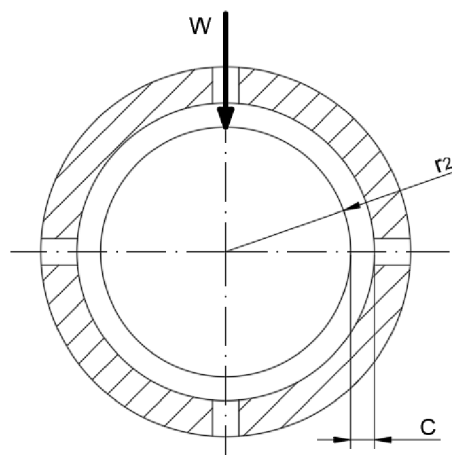
Celková energetická ztráta jednoho axiálního ložiska bude vypočtena dle vzorce (3-26). Výsledná hodnota bude poté následující:

$$E_{tot1} = E_{p1} + E_{f1} = 106,66 + 0,02 = 106,68 \text{ W}$$
(4-6)

Radiální hydrostatické ložisko

K výpočtu energetické náročnosti bude využito radiální ložisko dle Obr.4-3. Je zde znázorněno zatížení W , tloušťka mazacího filmu C a poloměr hřídele rotoru r_{2a} . Pro výpočet průtoku poté musí být definován koeficient průtoku q_f , který byl odečten z grafu uváděného v literatuře [37].

- Tloušťka mazacího filmu pro radiální ložisko: $C_2 = 50 \mu\text{m}$
- Koeficient průtoku: $q_f = 2,5$



Obr. 4-3 Radiální hydrostatické ložisko (upraveno) [37]

Průtok radiálním ložiskem bude vypočten ze vztahu uvedeného v literatuře [37], který je upraven pro radiální ložisko. Vstupujícím parametrem do výpočtu je plocha radiálního ložiska A_1 , která je vypočtena ve vztahu (4-7), kde se jedná o část pláště hřídel.

$$A_2 = (2 \cdot \pi \cdot r_2) \cdot L_2 = (2 \cdot \pi \cdot 0,05) \cdot 0,05 = 0,016 \text{ m}^2 \quad (4-7)$$

Následně bude vypočten průtok radiálním ložiskem ve vztahu (4-8).

$$\begin{aligned} Q_2 &= q_f \cdot \frac{W_{2r}}{A_2} \cdot \frac{C_2^3}{\mu} = 2,5 \cdot \frac{439,9}{0,016} \cdot \frac{(50 \cdot 10^{-6})^3}{0,118} = \\ &= 7,417 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,004 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4-8)$$

Třecí moment bude vlivem malých hodnot průtoku a malého zatížení považován za nulový a stejně tak budou považovány ztráty v mazacím filmu za nulové.

$$M_{f2} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-9)$$

$$E_{f2} = 0 \text{ W} \quad (4-10)$$

Čerpací výkon bude pro radiální ložisko vypočten stejně jako pro axiální dle vzorce (3-25), kde bude využit stejný přiváděný tlak p_{s1} následovně:

$$E_{p2} = \frac{p_{s1} \cdot Q_2}{\eta_p} = \frac{3 \cdot 10^6 \cdot 7,417 \cdot 10^{-8}}{0,8} = 0,278 \text{ W} \quad (4-11)$$

Celková energetická ztráta v radiálním ložisku je poté vypočtena opět dle vztahu (3-26)

$$E_{tot2} = E_{p2} + E_{f2} = 0,278 + 0 = 0,28 \text{ W} \quad (4-12)$$

Hodnoty průtoku i celkové energetické ztráty dosahují v radiálním ložisku velmi malých hodnot, což je způsobeno poměrně malým zatížením v radiálním směru.

Výpočet zvolené konfigurace

Jak již bylo zmíněno, nahrazení standartních ložisek větrné turbíny Vestas V15 bylo provedeno pomocí dvou radiálních a dvou axiálních ložisek. Celkový průtok maziva všemi ložisky je uveden ve vztahu (4-13). Z předchozích výsledků je však viditelné, že na výsledný průtok bude mít hlavní vliv axiální složka.

$$\begin{aligned} Q_{cel12} &= Q_1 + Q_1 + Q_2 + Q_2 = & (4-13) \\ &= 2,844 \cdot 10^{-5} + 2,844 \cdot 10^{-5} + 7,417 \cdot 10^{-8} + 7,417 \cdot 10^{-8} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 3,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned}$$

Následně může být určena celková energetická ztráta ve zmíněné konfiguraci.

$$\begin{aligned} E_{cel12} &= E_{tot1} + E_{tot1} + E_{tot2} + E_{tot2} = & (4-14) \\ &= 106,68 + 106,68 + 0,28 + 0,28 = 213,9 \text{ W} \end{aligned}$$

Z výsledků energetické náročnosti je patrné, že pro maximální hodnoty zatížení a nejvyšší možné otáčky bude třeba olejové čerpadlo hydrostatických ložisek o minimálním výkonu 213,56 W. Vztahem (4-15) je poté vyjádřen procentuální poměr energetické náročnosti vůči výkonu turbíny.

$$p_{12} = \frac{E_{cel12} \cdot 100}{P_1} = \frac{213,6 \cdot 100}{55000} = 0,39 \% \quad (4-15)$$

Dále je názorněji ukázáno, kolik energie je turbína schopna generovat v časovém období jednoho roku. Větrné turbíny obecně však negenerují elektrickou energii po celý rok, a proto je statisticky uváděno, že pracují 65-90 % času. Ve výpočtu je tato skutečnost zohledněna kapacitním faktorem c_p , který se pohybuje v hodnotách 15-35 % dle konkrétní turbíny a zvolených geografických podmínek. [38]

$$P_{c1} = P_1 \cdot \text{hodiny} \cdot \text{dny} \cdot c_p = 55 \cdot 10^3 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,25 = 120,5 \text{ MWh} \quad (4-16)$$

Spotřeba agregátu během období, kdy je turbína v provozu, je poté vypočtena v následujícím vztahu.

$$E_{c12} = E_{cel12} \cdot \text{hodiny} \cdot \text{dny} \cdot c_p = 213,9 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,25 = 468,5 \text{ kWh} \quad (4-17)$$

4.2 Výpočet hydrostatických ložisek pro Vestas V164

Výpočet hydrostatických ložisek bude svojí strukturou stejný jako u předchozí turbíny, pouze s jinými provozními parametry. Tyto parametry horizontální větrné turbíny Vestas V164 jsou uvedeny v tab.3-3 a velikost hlavního hřídele spolu s užívanými ložisky poté v kapitole 3.4.2. U této turbíny s velkým výkonem bude, stejně jako u předchozí, uvažována konfigurace dvou ložisek axiálních a dvou radiálních. Defínované parametry jsou poté takovéto:

- Výkon turbíny: $P_3=8 \text{ MW}$
- Poloměr hřídele turbíny: $r_4=0,6 \text{ m}$
- Provozní otáčky: $\omega_3=12,1 \text{ min}^{-1}$
- Šířka ložiska: $L_4=0,5 \text{ m}$

Dříve vypočtené zatížení, které působí na hlavní hřídel turbíny, bylo uvedeno v tab.3-5 a jeho hodnoty jsou v axiálním a radiálním směru následující:

- Přítlačná síla: $W_{3a}=N_2=12,1 \text{ MN}$
- Radiální síla: $W_{4r}=F_{T2}=26,3 \text{ kN}$

Mazivo bude opět voleno dle normy ISO a jeho hodnoty, užití dle literatury, budou stejné. Zvýšení bude vykazovat pouze vstupní tlak p_{s3} přivádění mezi povrchy. Toto zvýšení tlaku je voleno v důsledku výrazně větších rozměrů turbíny a také vyšších zátěžných sil.

- Mazivo: ISO VG 46
- Dynamická viskozita maziva při teplotě 21°C : $\mu=0,118 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ [36]
- Přiváděný tlak maziva: $p_{s3}=7 \text{ MPa}$ [31]

Axiální hydrostatické ložisko

Výpočet axiálního hydrostatického ložiska bude realizován jako v případě předchozí turbíny, kdy bylo uvažováno ložisko s jednou buňkou znázorněné na Obr. 4-2. Vzhledem k větším rozměrům a s tím i změnou tolerancí hlavního hřídele, bude použita vyšší vrstva mazacího filmu dle hodnot používaných u velkorozměrných konstrukcí. [30]

- Tloušťka mazacího filmu pro axiální ložisko: $h_3=75 \mu\text{m}$
- Poloměr buňky hydrostatického ložiska byl vypočten dle vztahu (4-18), kdy byl využit stejný ideální poměr poloměrů, jako v případě předchozím.

$$r_3 = 0,8 \cdot r_4 = 0,8 \cdot 0,6 = 0,48 \text{ m} = 480 \text{ mm} \quad (4-18)$$

Pokud bude z rovnice (3-22) vyjádřen průtok Q , může být v závislosti na zatížení W vyčíslena konkrétní hodnota průtoku v axiálním ložisku.

$$Q_3 = \frac{W_{3a} \cdot h_3^3}{3 \cdot \mu \cdot (r_4^2 - r_3^2)} = \frac{12,1 \cdot 10^6 \cdot (75 \cdot 10^{-6})^3}{3 \cdot 0,118 \cdot (0,6^2 - 0,48^2)} =$$

$$= 1,111 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 6,676 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Dalším potřebným parametrem je třecí moment, který bude vypočten dle rovnice (3-23). Hodnota momentu užívaného pro výpočet ztrát, je poté následující:

$$M_{f3} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot \omega_3 \cdot r_4^4}{2 \cdot h_3} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_3}{r_4} \right)^4 \right] =$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,118 \cdot (12,1/60) \cdot 0,6^4}{2 \cdot 75 \cdot 10^{-6}} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,48}{0,6} \right)^4 \right] = 38,135 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nyní může být při znalosti průtoku vypočten čerpací výkon, kterým je mazivo hnáno do ložiska pomocí čerpadla. Výpočet bude opět proveden dle vztahu (3-24) a využita bude stejná účinnost čerpadla η_p , tedy 80 % [30]. Tato účinnost bude užitá i pro radiální ložisko.

$$E_{p3} = \frac{p_{s3} \cdot Q_3}{\eta_p} = \frac{7 \cdot 10^6 \cdot 1,111 \cdot 10^{-4}}{0,8} = 973,64 \text{ W}$$

V závislosti na třecím momentu budou dle vztahu (3-25) vypočteny energetické ztráty v mazacím filmu. S ohledem na velikost třecího momentu, který je vyšší vlivem velkých rozměrů, budou i hodnoty těchto ztrát v axiálním směru vyšší.

$$E_{f3} = M_{f3} \cdot \omega_3 = 38,135 \cdot \left(\frac{12,1}{60} \right) = 7,69 \text{ W}$$

Celková energetická ztráta jednoho axiálního ložiska bude vypočtena dle vzorce (3-26). Výsledná hodnota bude poté následující:

$$E_{tot3} = E_{p3} + E_{f3} = 973,64 + 7,69 = 981,33 \text{ W}$$

Radiální hydrostatické ložisko

Výpočet energetické náročnosti bude aplikován na stejný tvar radiálního ložiska, který se nachází na Obr.4-3. Pro výpočet průtoku byl definován stejný koeficient průtoku q_f a jako v předchozím případě byl odečten z grafu uváděného v literatuře [37]. Tloušťka mazacího filmu byla volena dle standardně používaných hodnot s ohledem na rozměry hřídele a geometrickou přesnost. [31]

- Tloušťka mazacího filmu pro radiální ložisko: $C_4 = 75 \text{ } \mu\text{m}$
- Koeficient průtoku: $q_f = 2,5$

Průtok radiálním ložiskem bude vypočten ze vztahu uvedeného v literatuře [37], který je upraven pro radiální ložisko. Vstupujícím parametrem do výpočtu je plocha radiálního ložiska A_4 , která je vypočtena ve vztahu (4-24), kde se jedná o část pláště hřídel.

$$A_4 = (2 \cdot \pi \cdot r_4) \cdot L_4 = (2 \cdot \pi \cdot 0,6) \cdot 0,5 = 1,885 \text{ m}^2 \quad (4-24)$$

Následně bude vypočten průtok radiálním ložiskem ze vztahu (4-8).

$$\begin{aligned} Q_4 &= q_f \cdot \frac{W_{4r}}{A_4} \cdot \frac{C_4^3}{\mu} = 2,5 \cdot \frac{26300}{1,885} \cdot \frac{(75 \cdot 10^{-6})^3}{0,118} = \\ &= 1,246 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,008 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4-25)$$

Třecí moment bude vlivem malých hodnot průtoku a malého zatížení považován za nulový a stejně tak budou považovány ztráty v mazacím filmu za nulové.

$$M_{f4} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-26)$$

$$E_{f4} = 0 \text{ W} \quad (4-27)$$

Čerpací výkon pro radiální ložisko bude vypočten dle vzorce (3-25) pro přivedený tlak p_{s3} .

$$E_{p4} = \frac{p_{s3} \cdot Q_4}{\eta_p} = \frac{7 \cdot 10^6 \cdot 1,246 \cdot 10^{-7}}{0,8} = 1,09 \text{ W} \quad (4-28)$$

Celková energetická ztráta v radiálním ložisku je poté vypočtena opět dle vztahu (3-26).

$$E_{tot4} = E_{p4} + E_{f4} = 1,09 + 0 = 1,09 \text{ W} \quad (4-29)$$

Hodnoty průtoku i celkové energetické ztráty dosahují v radiálním ložisku znovu velmi malých hodnot, což je způsobeno relativně malým zatížením v radiálním směru ve srovnání s velkými rozměry hřídele.

Výpočet zvolené konfigurace

V případě větrné turbíny Vestas V164 byla využita stejná konfigurace ložisek se dvěma axiálními a dvěma radiálními. Celkový průtok ložisky je vyjádřen ve vztahu (4-30), kdy z předchozích mezivýsledků je opět patrné, že hlavní příspěvek budou tvořit ložiska v axiálním směru.

$$\begin{aligned} Q_{cel34} &= Q_3 + Q_3 + Q_4 + Q_4 = \\ &= 1,111 \cdot 10^{-4} + 1,111 \cdot 10^{-4} + 1,246 \cdot 10^{-7} + 1,246 \cdot 10^{-7} = \\ &= 2,222 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 13,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \quad (4-30)$$

Následně může být určena celková energetická ztráta ve zmíněné konfiguraci.

$$\begin{aligned} E_{cel34} &= E_{tot3} + E_{tot3} + E_{tot4} + E_{tot4} = \\ &= 981,33 + 981,33 + 1,09 + 1,09 = 1964,9 \text{ W} \end{aligned} \quad (4-31)$$

Vztahem (4-32) je vyjádřen procentuální poměr energetické náročnosti vůči výkonu turbíny Vestas V164. Při úvaze maximálního zatížení a otáček by u této turbíny bylo třeba olejové čerpadlo s výkonem necelých 2 kW.

$$p_{34} = \frac{E_{cel34} \cdot 100}{P_3} = \frac{1964,9 \cdot 100}{8 \cdot 10^6} = 0,03 \% \quad (4-32)$$

Dále může být opět názorněji ukázáno, kolik energie je schopna turbína generovat v průběhu jednoho roku. Kapacitní faktor je volen, jako v předchozím případě, 25 %.

$$P_{c3} = P_3 \cdot \text{hodiny} \cdot \text{dny} \cdot c_p = 8 \cdot 10^6 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,25 = 17520 \text{ MWh} \quad (4-33)$$

Spotřeba agregátu během období, kdy je turbína v provozu, je poté vypočtena v následujícím vztahu.

$$E_{c34} = E_{cel34} \cdot \text{hodiny} \cdot \text{dny} \cdot c_p = 1964,9 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0,25 = 4,3 \text{ MWh} \quad (4-34)$$

4.3 Zhodnocení

Větrné turbíny, pohybující se v široké škále výkonů a rozměrů, jsou obvykle navrhovány se životností minimálně 20 let. Poruchovost ložisek však může tvořit až 30 % z celkových možných poruch větrných elektráren a mohou se vyskytovat s odstupem několika let [21]. Hlavní nevýhodou u klasických ložisek jsou jejich opravy, kdy je často nutné vyměnit celé ložisko, což přináší velké provozní náklady. Dle výpočtu, zaměřeného na posouzení možnosti hydrostatických ložisek, bylo zjištěno, že například dvě standardně užívaná valivá ložiska lze nahradit dvěma radiálními a dvěma axiálními hydrostatickými ložisky. Po provedení potřebných výpočtů, jejichž výsledky jsou uvedeny v tab. 4-1 a tab. 4-2, dávají energeticky výhodnější hodnoty ložiska užitá u turbíny s velkým výkonem. Tyto hodnoty jsou však z řádu orientačních, jelikož byly uvažovány nejjednodušší geometrie buněk i kapes hydrostatického ložiska, ale jako prvotní nástřel energetické náročnosti jsou postačující. Další optimalizací geometrie by mohlo být docíleno lepších výsledků a tím i zvýšení účinnosti celého uložení.

	Celkový průtok [l·min ⁻¹]	Celková energetická ztráta [W]	Poměr energetické náročnosti [%]
Vestas V15	3,4	213,6	0,39
Vestas V164	13,4	1964,9	0,03

tab. 4-1 Výsledné hodnoty hydrostatických ložisek

	Roční produkce turbíny [MWh]	Roční spotřeba agregátu [MWh]
Vestas V15	120,5	0,458
Vestas V164	17520	4,3

tab. 4-2 Hodnoty za časové období jeden rok

Z výsledných hodnot je patrné, že z celkového výkonu turbíny bude menší část energie sebrána u turbíny Vestas V164. Těchto 0,03 % z celkového výkonu by mělo sloužit k pohonu olejového čerpadla, popřípadě více čerpadel, hydrostatických ložisek. Výpočet hydrostatických ložisek byl proveden pro velmi extrémní provozní parametry, kdy byla uvažována například maximální možná rychlost větru 25 m/s nebo nejvyšší možné otáčky rotoru. Tyto hodnoty však nemohou být nikdy dodrženy po celou dobu chodu. Další možnou iterací by proto mohlo být rozšíření výpočtu do jiných provozních pásem, například s ohledem na parametry vyskytujícími se během roku. S tím také souvisí i síly působící na rotor větrné turbíny, jelikož ve výpočtu sil vystupuje nejen rychlost, ale i tvar profilu lopatky a její délka. Profilů lopatek existuje opět celá řada a s tím i různé součinitele vztlaku a odporu nebo volba náběžného úhlu větru s čímž souvisí natáčení lopatek a regulace. Samotná problematika aerodynamiky rotoru je velmi složitá a pro potřeby výpočtu této práce byla velmi zjednodušena. V úvaze u hydrostatických ložisek musí být viskozita užitého maziva, která se může měnit vlivem různých teplot. Dalším problémem by mohla být poruchovost čerpacího systému nebo nutnost pravidelné výměny hydraulického oleje a filtrů. Dále by bylo nutné provádění servisních kontrol hydraulického systému. Mezi náklady by bylo nutné započítat již zmíněné kontroly a výměny, výrobní náklady potřebných dílů, ceny agregátů nebo náklady na opravy. Tyto náklady by však byly v rámci životního cyklu stroje, kdy jsou větrné elektrárny navrhovány na období 20 let, relativně nízké v porovnání s náklady na výměnu klasického ložiska. Opravy by tak mohli být i z časového hlediska lepší. Jak již bylo zmíněno, geometrie ložisek byla uvažována co nejjednodušší a její úprava by byla pro konkrétnější aplikaci nutná. S ohledem na všechny získané poznatky by však bylo uložení hřídele pomocí hydrostatických ložisek výhodnější u výkonnějších turbín, kdy je celková ztráta menší a do elektrické sítě by tak byl přiváděn stále dostatek energie, ale i u turbín s menšími výkony je spotřeba agregátu nízká.

5 ZÁVĚR

Předložená bakalářská práce se zabývá studií možnosti využití hydrostatických ložisek pro uložení hlavního hřídele rotoru větrných turbín. V rešeršní části bylo popsáno základní rozdělení větrných turbín a následně, jako jeden z dílčích úkolů práce, byly stanoveny provozní parametry turbín s horizontální osou otáčení rotoru. Hlavní hřídel turbíny bývá nejčastěji uložen ve valivých ložiskách a existuje několik užívaných kombinací a počtů ložisek. Jedním z nejdůležitějších provozních parametrů je také vítr, jehož potenciální energie je přeměňována na energii elektrickou. Vítr působící na lopatky rotoru vyvolává zatížení, které ovlivňuje nejen rotor, ale i hřídel a celé uložení. V rámci vyhodnocení v širším pásmu provozních parametrů byly vybrány dvě turbíny. Větrná turbína Vestas V15, mající výkon 55kW, a turbína Vestas V164, která dosahuje výkonu 8 MW. U těchto dvou poté byly určeny i konkrétní hodnoty sil zatěžujících hřidel turbíny, které byly následně užity ve výpočtu hydrostatických ložisek.

Klasická ložiska bývají jednou z možných závad, které výrazně ovlivňují chod a životnost větrné elektrárny. Závady ložisek pak tvoří až 30 % všech možných poruch turbíny. Hydrostatická ložiska, která jsou charakteristická neustálým přívodem maziva, pak nabízejí několik výhod. Mezi ně patří například nulové opotřebení nebo možnost chodu i za velmi nízkých otáček, což je pro uložení rotoru výhodné. Po provedení dílčí části rešerše, týkající se hydrostatických ložisek, byly aplikovány poznatky týkající se hydrostatických ložisek na zmíněných dvou turbínách o různých provozních parametrech. Bylo využito konfigurace dvou radiálních a dvou axiálních ložisek, kde byl tento počet volen a postupně upravován. Následně byl v rámci diskuse proveden výpočet potřebných veličin hydrostatických ložisek, mezi které byl zahrnut průtok oleje ložisky a celková energetická ztráta.

Z výsledků je patrné, že výhodnější je uložení rotoru větrných turbín o velkých výkonech, kdy agregát potřebný pro pohon ložisek spotřebovává menší množství produkované energie. Pro názornější zhodnocení byl přidán poměr energie spotřebované olejovým čerpadlem ku celkové roční produkci turbíny. U turbíny s výkonem 55 kW je tento poměr 0,39 %, kdežto u turbíny s výkonem 8 MW je poměr 0,03 %. Hodnoty jsou ale u obou velmi malé a turbína tak by tak měla generovat stále dostatek elektrické energie vedené do sítě.

Závěrem je potřebné zdůraznit, že výpočet hydrostatických ložisek byl uvažován pro jednodušší geometrie, které by se daly následně zlepšit a zvýšit tak účinnost ložisek. Možným úskalím těchto ložisek by mohla být poruchovost agregátu při nepřetržitém provozu, nutnost pravidelné výměny oleje nebo servisní kontroly hydraulického systému. Celkové náklady na životní cyklus stroje by však mohly být nižší než u klasických ložisek. Další možnou iterací je rozšíření provozních parametrů, kdy byly uvažovány nejextrémnější hodnoty zatížení, které však v reálném prostředí nikdy nenastanou. Dílčí cíle práce však byly naplněny a uložení hřídele rotoru pomocí hydrostatických ložisek by u větrných turbín s většími výkony mohlo být realizovatelné s ohledem na energetickou náročnost hydrostatického uložení.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BURTON, Tony, Nick JENKINS, David SHARPE, Ervin BOSSANYI a Michael GRAHAM. *Wind energy handbook*. Third edition. Hoboken, NJ: Wiley, 2021. ISBN 9781119451099.
- [2] Větrný mlýn [Foto]. In: *Pikist* [online]. [cit. 2023-02-23]. Dostupné z: <https://www.pikist.com/free-photo-shzgg/cs>
- [3] MASTNÝ, Petr. *Obnovitelné zdroje elektrické energie*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN 978-80-01-04937-2.
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. Využití energie větru, Transformační technologie, 2006-10, [last updated 2020-10-23]. Brno: Jiří Škorpík, In: *Využití energie větru*. ISSN 1804-8293. Dostupné také z: <https://www.transformacni-technologie.cz/04.html>
- [5] SVĚT ENERGIE, vzdělávací portál ČEZ. In: *ČEZ* [online]. [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/obnovitelne-zdroje-energie-pro-deti/vetrna-energie-pro-deti>
- [6] AGELIDIS, Vassilios a Christos MADEMLIS. Technology of Offshore Wind Turbines and Farms and Novel Multilevel Converter-Based HVDC Systems for Their Grid Connections. *Wind engineering* [online]. London, England: Multi-Science Publishing Company, 2002, **26**(6), 383-395 [cit. 2023-02-28]. ISSN 0309-524X. Dostupné z: doi:10.1260/030952402765173376
- [7] SCHUBEL, P.J. a R.J. CROSSLEY. Wind Turbine Blade Design Review. *Wind engineering* [online]. London, England: Multi-Science Publishing Company, 2012, **36**(4), 365-388 [cit. 2023-02-28]. ISSN 0309-524X. Dostupné z: doi:10.1260/0309-524X.36.4.365
- [8] SHIKHA, T.S. a D.P. KOTHARI. Early development of modern vertical and horizontal axis wind turbines: A review. *Wind engineering* [online]. London, England: Multi-Science Publishing Company, 2005, **29**(3), 287-299 [cit. 2023-02-28]. ISSN 0309-524X. Dostupné z: doi:10.1260/030952405774354859

- [9] *Hardik Patel and Sanat Damania. "PERFORMANCE PREDICTION OF HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE BLADE." International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology 2 (2013): 1401-1406.*
- [10] WANKE, Gesine, Leonardo BERGAMI, Torben LARSEN a Morten HANSEN. Changes in design driving load cases: Operating an upwind turbine with a downwind rotor configuration. *Wind energy (Chichester, England)* [online]. HOBOKEN: Wiley, 2019, **22**(11), 1500-1511 [cit. 2023-03-01]. ISSN 1095-4244. Dostupné z: doi:10.1002/we.2384
- [11] DANISH WIND INDUSTRY ASSOCIATION [online]. 2003 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/en/tour/design/horver.htm>.
- [12] EL BASSAM, Nasir, Marcia SCHLICHTING a Daniele PAGANI. *Distributed Renewable Energies for Off-Grid Communities - Strategies and Technologies toward Achieving Sustainability in Energy Generation and Supply*. Saint Louis: Elsevier, 2013. ISBN 0123971780.
- [13] GOLECHA, K., M. KAMOJI, S. KEDARE a S. PRABHU. Review on Savonius Rotor for Harnessing Wind Energy. *Wind engineering* [online]. London, England: Multi-Science Publishing Company, 2012, **36**(6), 605-645 [cit. 2023-02-27]. ISSN 0309-524X. Dostupné z: doi:10.1260/0309-524X.36.6.605
- [14] GORELOV, D. N. Energy characteristics of Darrieus rotor (review). *Thermophysics and aeromechanics* [online]. Dordrecht: SP MAIK Nauka/Interperiodica, 2010, **17**(3), 301-308 [cit. 2023-03-01]. ISSN 0869-8643. Dostupné z: doi:10.1134/S0869864310030017
- [15] GREAT BRITAIN. METEOROLOGICAL OFFICE. *The Beaufort scale of wind-force. Report of the director of the Meteorological Office upon an inquiry into the relation between the estimates of wind-force according to Admiral Beaufort's scale and the velocities recorded by anemometers belonging to the inquiry by G.C. Simpson ... and notes by Sir G.H. Darwin ... W.H. Dines ... and Commander Campbell Hepworth*. England: Darling & Son, Ltd., 1906, 1906.
- [16] SVĚT ENERGIE, vzdělávací portál ČEZ. In: *ČEZ* [online]. [cit. 2023-03-27]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/obnovitelne-zdroje-energie/vetrne-elektrarny-podrobne>

- [17] WOOD, David. Small Wind Turbines for Remote Power and Distributed Generation. *Wind engineering* [online]. London, England: Multi-Science Publishing Company, 2010, **34**(3), 241-254 [cit. 2023-03-24]. ISSN 0309-524X. Dostupné z: doi:10.1260/0309-524X.34.3.241
- [18] Wind-turbine-models.com. In: *Wind-turbine-models* [online]. [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <https://en.wind-turbine-models.com/turbines/2377-acsa-lmw-0.250>
- [19] Větrná elektrárna [foto]. In: *Vestas* [online]. [cit. 2023-03-26]. Dostupné z: <https://www.vestas.com/en/products/offshore/V236-15MW>
- [20] HANSEN, Martin O.L. *Aerodynamics of wind turbines*. Third edition. London ; New York: Routledge, 2015, xiv, 173 stran : ilustrace (černobílé). ISBN 978-1-138-77507-7.
- [21] HART, E, B CLARKE, G NICHOLAS et al. *A review of wind turbine main-bearings: design, operation, modelling, damage mechanisms and fault detection* [online]. Copernicus Publications, 2020 [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: doi:10.5194/wes-5-105-2020
- [22] *NTN TECHNICAL REVIEW: Bearing for Wind Turbines* [online]. 2004, [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: <https://www.acornbearings.co.uk/downloads/catalogues/industries/renewable-energy/ntn-bearings-for-wind-turbines.pdf>
- [23] SKF: Rolling bearings. In: *SKF* [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings>
- [24] SKF Nautilus: Efficient operation with innovative main shaft solutions. In: *SKF* [online]. [cit. 2023-04-05]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/industries/wind-energy/drivetrain/main-shaft/skf-nautilus>
- [25] EVOLUTION: Technology Magazine from SKF. In: *EVOLUTION* [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://evolution.skf.com/new-challenges-for-rotor-bearings-in-the-8-mw-offshore-category/>
- [26] NSK: Wind turbines. In: *NSK* [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://www.nsk.com/industries/wind.html>

- [27] LIU, Zepeng a Long ZHANG. A review of failure modes, condition monitoring and fault diagnosis methods for large-scale wind turbine bearings. *Measurement: journal of the International Measurement Confederation* [online]. London: Elsevier Ltd, 2020, **149**, 107002 [cit. 2023-05-14]. ISSN 0263-2241. Dostupné z: doi:10.1016/j.measurement.2019.107002
- [28] GARG, H.C., H.B. SHARDA a V. KUMAR. On the design and development of hybrid journal bearings: a review. *Tribotest* [online]. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2006, **12**(1), 1-19 [cit. 2023-03-02]. ISSN 1354-4063. Dostupné z: doi:10.1002/tt.1
- [29] MICHALEC, Michal, Petr SVOBODA, Ivan KŘUPKA a Martin HARTL. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems. *Engineering science and technology, an international journal* [online]. Elsevier B.V, 2021, **24**(4), 936-958 [cit. 2023-03-02]. ISSN 2215-0986. Dostupné z: doi:10.1016/j.jestch.2021.01.010
- [30] Hydrostatic Bearings. In: *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2017, s. 373-394. ISBN 1118637240. Dostupné z: doi:10.1002/9781118700280.ch10
- [31] BASSANI, R. a B. PICCIGALLO. *Hydrostatic lubrication. Tribology series, 22*. Amsterdam: ELSEVIER SCIENCE PUBLISHERS B.V., 1992. ISBN 044488498.
- [32] LIU, Zhifeng, Yumo WANG, Ligang CAI, Yongsheng ZHAO, Qiang CHENG a Xiangmin DONG. A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. London, England: SAGE Publications, 2017, **9**(10), 168781401773053 [cit. 2023-03-02]. ISSN 1687-8132. Dostupné z: doi:10.1177/1687814017730536
- [33] LIMING, Zhai, Luo YONGYAO, Wang ZHENGWEI, Liu XIN a Xiao YEXIANG. A review on the large tilting pad thrust bearings in the hydropower units. *Renewable & sustainable energy reviews* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2017, **69**, 1182-1198 [cit. 2023-03-02]. ISSN 1364-0321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2016.09.140
- [34] BREŃKACZ, Łukasz, Łukasz WITANOWSKI, Marta DROSIŃSKA-KOMOR a Natalia SZEWCZUK-KRYPA. Research and applications of active bearings: A state-of-the-art review. *Mechanical systems and signal processing* [online]. Berlin: Elsevier Ltd, 2021, **151**, 107423 [cit. 2023-03-16]. ISSN 0888-3270. Dostupné z: doi:10.1016/j.ymsp.2020.107423

- [35] Hydrostatické ložisko [Foto]. In: *Zollern* [online]. [cit. 2023-03-16]. Dostupné z: <https://www.zollern.com/en/products/hydrostatic-bearing-systems/hydrostatic-bearings/>
- [36] MICHALEC, Michal, Vojtěch POLNICKÝ, Jan FOLTÝN, Petr SVOBODA, Petr ŠPERKA a Jakub HURNÍK. The prediction of large-scale hydrostatic bearing pad misalignment error and its compensation using compliant support. *Precision engineering* [online]. Elsevier Inc, 2022, **75**, 67-79 [cit. 2023-04-25]. ISSN 0141-6359. Dostupné z: doi:10.1016/j.precisioneng.2022.01.011
- [37] RIPPEL, Harry C. *Cast bronze hydrostatic bearing design manual*. Cleveland, Ohio: Cast bronze bearing institute, inc., 1969.
- [38] National Wind Watch: Fast facts-output. In: *NWW* [online]. a [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.wind-watch.org/faq-output.php>

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

7.1 Použité zkratky

<i>IEC</i>	International Electrotechnical Commission
<i>MB</i>	Hlavní ložisko (Main bearing)
<i>GE</i>	General Electric
<i>ISO</i>	International Organization of Standardization
<i>VG</i>	Viscosity Grade
<i>SAE</i>	Society of Automotive Engineers

7.2 Použité symboly a veličiny

v^*	Průměrná rychlost větru
h	Zvolené výška
n	Drsnost povrchu
P	Výkon
C_p	Výkonnostní koeficient
A	Plocha rotoru
ρ	Hustota vzduchu
v	Rychlost větru
α	Náběžný úhel větru
F_L	Vztlaková síla
F_D	O odporová síla

C_L	Koeficient vztlaku
C_D	Koeficient odporu
v_{rel}	Relativní rychlost
c	Délka tětiny lopatky*
φ	Úhel relativní rychlosti
a	Faktor pro výpočet úhlu φ
a'	Faktor pro výpočet úhlu φ
λ_r	Parametr dle počtu lopatek
F_N	Přítlačná síla jedné lopatky
F_T	Tangenciální síla
B	Počet lopatek
N	Normálová síla
M_{kr}	Kroutící moment
R	Délka lopatky
Q	průtok
W	Zatížení
h	Tloušťka mazacího filmu
x, y, z	Osy souřadného systému
X, Y, Z	Síly tělesa vztažené na jednotku hmotnosti
u, v, w	Složky vektoru rychlosti
μ	Dynamická viskozita maziva
ν	Kinematická viskozita maziva
U	Součet povrchových rychlostí

∇	Laplaceův operátor
p_r	Tlak v buňce hydrostatického ložiska
h_n	Tloušťka mazacího filmu u kónického ložiska
R_n	Hydraulický odpor kónického ložiska
R^*	Oporový parametr
D	Průměr hřídele
H_f	Třecí síla
H_f^*	Bezrozměrný třecí parametr
A_e	Efektivní plocha kónického ložiska
A_e^*	Bezrozměrný parametr efektivní plochy
H_i	Čerpací výkon kónického ložiska
$r_{1,3}$	Poloměr buňky hydrostatického ložiska
$r_{2,4}$	Poloměr kapsy hydrostatického ložiska (poloměr hřídele)
M_f	Třecí moment
ω	Provozní otáčky
E_p	Čerpací výkon
p_s	Přiváděný tlak
η_p	Účinnost čerpadla
E_f	Ztráta vlivem třecího momentu
E_{tot}	Celková energetická ztráta
q_f	Koeficient průtoku
C	Tloušťka mazacího filmu
A_2, A_4	Plocha radiálního ložiska

L	Šířka radiálního ložiska
Q_{cel}	Celkový průtok
E_{cel}	Celková energetická ztráta
p	Poměr energetické náročnosti
P_c	Roční výkon turbíny
E_c	Roční spotřeba agregátu

8 SEZNAM OBRÁZŮ A GRAFŮ

Obr. 3-1 Zpracování dřeva větrnou energií [2].....	14
Obr. 3-2 Schéma větrné elektrárny [5].....	15
Obr. 3-3 Odporová turbína [7].....	16
Obr. 3-4 Vztlaková turbína [7].....	16
Obr. 3-5 Horizontální turbíny dle počtu listů [9].....	17
Obr. 3-6 Konfigurace horizontálních turbín [10].....	17
Obr. 3-7 Dvoulistý Savoniův rotor [13].....	18
Obr. 3-8 Třílistá Darrieusova turbína [14].....	19
Obr. 3-9 Vývoj elektráren v průběhu 25 let.....	22
Obr. 3-10 Příklad malé větrné turbíny o výkonu 5 kW [17].....	22
Obr. 3-11 Prototyp turbíny Vestas V236 [19].....	23
Obr. 3-12 Síly a moment na lopace větrné turbíny [20].....	25
Obr. 3-13 Síly v tangenciálním a normálovém směru [20].....	26
Obr. 3-14 schéma uložení větrné turbíny [22].....	27
Obr. 3-15 Možná uložení rotoru turbíny [21].....	28
Obr. 3-16 Uložení rotoru bez převodovky [21].....	29
Obr. 3-17 Dvouřadé soudečkové ložisko dle SKF [23].....	29
Obr. 3-18 Jednořadé kuželíkové ložisko dle SKF [23].....	30
Obr. 3-19 Jednořadé válečkové ložisko dle SKF [23].....	30
Obr. 3-20 Ložisko SKF Nautilus [24].....	31
Obr. 3-21 Tlak oleje v hydrostatickém ložisku [31].....	32
Obr. 3-22 Nárůst tlaku v hydrostatickém ložisku s jednou kapsou [30].....	33
Obr. 3-23 Nárůst tlaku v hydrostatickém ložisku se dvěma kapsami [30].....	33
Obr. 3-24 Otevřený a uzavřený typ hydrostatického ložiska [28].....	34
Obr. 3-25 Axiální hydrostatická ložiska [30].....	35
Obr. 3-26 Rozložení buněk radiálního hydrostatického ložiska [31].....	35
Obr. 3-27 Kónické a sférické hydrostatické ložisko [30].....	36
Obr. 3-28 Varianty podložek hydrostatických ložisek [28].....	36

Obr. 3-29 Hydrostatické ložisko nabízené německou firmou Zollern [34]	37
Obr. 3- 30 Okótovaný kónický tvar ložiska s centrální kapsou [30]	41
Obr. 4-1 Schéma uvažovaných hydrostatických ložisek	44
Obr. 4-2 Radiální ložisko s jednou buňkou [29].....	45
Obr. 4-3 Radiální hydrostatické ložisko (upraveno) [36]	47

9 SEZNAM TABULEK

tab. 3-1 hodnoty drsnosti povrchů [3]	20
tab. 3-2 Příklady turbín malých výkonů [18]	23
tab. 3-3 Příklady turbín středních a velkých výkonů [18]	24
tab. 3-4 Zatěžující síly	26
tab. 3-5 Zatěžující síly	27
tab. 4-1 Výsledné hodnoty hydrostatických ložisek	53
tab. 4-2 Hodnoty za časové období jeden rok	53