



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONCEPČNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ PRO VĚTRNÉ ELEKTRÁRNY

DESIGN OF GEARBOX FOR WIND POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Zavadil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Roman Zavadil
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Koncepční návrh převodového ústrojí pro větrné elektrárny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Větrné elektrárny jsou v některých oblastech hojně využívány pro výrobu elektrické energie. Jedním ze základních konstrukčních prvků, které je nutné navrhnout je převodové ústrojí. Při jeho návrhu je nutné vzít v úvahu řadu provozních podmínek.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše
Koncepční návrh převodového ústrojí
Provedení kontrolních výpočtů vybraných konstrukčních uzlů

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIAM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, R. G., NISBETT, J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th Edition. McGraw-Hill, 2014. ISBN 978-0073398204.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Hlavním cílem této diplomové práce je koncepční návrh převodového ústrojí pro větrnou elektrárnu. Úvodní část obsahuje soubor poznatků o převodových ústrojích větrných elektráren a představuje čtenáři problematiku z hlediska rozdělení převodových ústrojí, používaných ozubení, doporučených ložisek a z hlediska generátorů větrných elektráren. Samotný konstrukční návrh začíná stanovením vstupních parametrů převodového ústrojí na základě zjednodušeného aerodynamického modelu rotoru větrné elektrárny. Dále s využitím těchto parametrů je vybráno uspořádání ústrojí složené ze dvou planetových soukolí a jednoho stálého převodu. Celé převodové ústrojí je vyšetřeno z hlediska kinematiky a u obou planetových soukolí je kinematické vyšetření provedeno pomocí Willisovy metody. Následně je navrženo šikmé ozubení a konkrétně je vypočten jeho normální modul, geometrie, silové poměry a jako poslední je uskutečněn pevnostní výpočet ozubení. Poté je realizován výpočet trvanlivosti ložisek na základě silového rozboru a zkontrolována patentovaná konstrukce flexible pin s ohledem na její ohyb a průhyb. Pro takto navrhnutá soukolí je zkonstruována skříň celého ústrojí se zřetelem na co nejmenší zástavbový prostor ve strojovně větrné elektrárny. Závěrečná část práce je pak věnována pevnostní kontrole šroubů u prvního korunového kola pomocí metody konečných prvků a modální analýze celé skříně převodového ústrojí také prostřednictvím MKP.

KLÍČOVÁ SLOVA

větrná elektrárna, konstrukční návrh, převodové ústrojí, planetové soukolí, ozubení, výpočet ložisek, flexible pin, metoda konečných prvků

ABSTRACT

The main goal of this diploma thesis is the design of a gearbox for a wind power plant. The introductory part contains a set of knowledge about wind turbine gearboxes and introduces the reader to the issue in terms of the distribution of gearboxes, gears used, recommended bearings and in terms of wind turbine generators. The design itself begins with determining the input parameters of the transmission based on a simplified aerodynamic model of the wind turbine rotor. Further, using these parameters, a device arrangement consisting of two planetary gears and one permanent gear. The entire transmission is examined in terms of kinematics, and in both planetary gears, the kinematic examination is performed using the Willis method. Then, the helical gearing is designed and its normal modulus, geometry, forces are calculated and lastly the strength calculation of the gearing is performed. Then the durability of the bearings is calculated based on a force analysis and the patented flexible pin construction is checked regarding its bending and deflection. The housing of the entire device is constructed regarding the smallest possible installation space in the control room. The final part of the work is devoted to the strength control of the bolts at the first ring gear using the finite element method and modal analysis of the entire gearbox also using the FEM.

KEYWORDS

wind power plant, design, transmission, planetary gears, gearing, bearings calculation, flexible pin, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZAVADIL, Roman. *Koncepční návrh převodového ústrojí pro větrné elektrárny*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140192>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 86 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Roman Zavadil

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za odborné vedení, podnětné a cenné rady a také za možnost častých konzultací. Dále bych chtěl vyjádřit poděkování mé rodině a mé přítelkyni za neutuchající podporu během studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Větrná elektrárna	12
2 Převodová ústrojí větrných elektráren	13
2.1 Rozdělení převodových ústrojí	13
2.1.1 Standartní převodová ústrojí	13
2.1.2 Převodová ústrojí omezující točivý moment	14
2.1.3 Převodová ústrojí s variátorem	15
2.1.4 Převodová ústrojí s více vstupy nebo výstupy	16
2.2 Druhy ozubení	17
2.3 Ložiska	18
3 Generátory	21
4 Základní parametry převodového ústrojí	23
4.1 Aerodynamika rotoru větrné elektrárny	23
4.2 Výpočet převodového poměru na základě rychlosti větru	25
5 Koncept převodového ústrojí	29
5.1 Jednoduchá planetová soukolí	29
5.2 Willisova metoda	30
5.3 Kinematický výpočet převodového ústrojí	33
6 Výpočet ozubení převodového ústrojí	37
6.1 Výpočet normálního modulu	37
6.2 Geometrie ozubení	39
6.3 Silové poměry v ozubení	41
6.4 Pevnostní výpočet ozubení	43
7 Uložení komponent převodového ústrojí	47
7.1 Silový rozbor	47
7.2 Mazání	49
7.3 Výpočet ložisek	49
8 Konstrukční provedení převodového ústrojí	53
8.1 Konstrukce flexible pin	53
8.2 Drážkování	58
8.3 Výsledný konstrukční návrh	59
9 Výpočtová kontrola metodou konečných prvků	61
9.1 Pevnostní kontrola šroubů prvního korunového kola	61
9.2 Modální analýza skříně převodového ústrojí	67

Závěr	71
Použité informační zdroje	73
Seznam použitých zkratek a symbolů	79
Seznam příloh.....	86

ÚVOD

Spotřeba energie v celém světě roste s rostoucím vývojem nových technologií a také s rostoucí populací lidstva. V minulosti bylo vždy upřednostňováno vyrábět energii spalováním fosilních paliv např. spalováním uhlí nebo upravené ropy v podobě pohonných hmot a obnovitelné zdroje tak byly v pozadí celého energetického průmyslu. Se vzrůstající spotřebou neobnovitelných fosilních paliv vzrostla i produkce emisí, které mají negativní dopad na životní prostředí a způsobují zdravotní problémy v souvislosti se znečištěním ovzduší. V reakci na tyto skutečnosti se tak obnovitelné zdroje začaly v energetickém průmyslu rozšiřovat a tento rostoucí trend uhlíkově neutrálních zdrojů pokračuje až dodnes. Protože hlavně v dnešní době při současných rostoucích cenách energií a pohonných hmot mají obnovitelné zdroje velký potenciál snížit tyto ceny energií a zároveň i snížit dopad na životní prostředí.

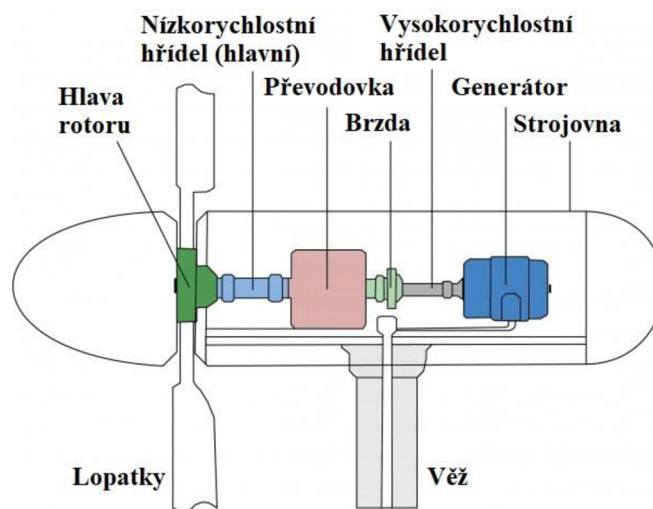
Jednou z hlavních částí sektoru obnovitelných zdrojů je větrný průmysl, který využívá větrnou energii jakožto obnovitelný zdroj bez produkce nebezpečného odpadu a k přeměně větrné energie na energii elektrickou jsou v tomto sektoru používány větrné elektrárny. Klíčovou komponentou většiny větrných elektráren jsou právě převodová ústrojí, která dokáží zvýšit nízké vstupní otáčky rotoru na vysoké provozní otáčky generátoru a hrají významnou roli z hlediska zástavbového prostoru strojovny elektrárny, výkonu elektrárny a také z hlediska velikosti generátoru. Přenos točivého momentu ze vstupní hřídele na výstupní hřídel převodového ústrojí je realizován s využitím ozubení daného soukolí a tato soukolí bývají buď jako stálé převody s klasickými vnějšími ozubenými koly anebo jako planetová soukolí. V převážné většině se však využívají vícestupňová převodová ústrojí složená z kombinace planetových soukolí a soukolí stálých převodů.

Pro návrh převodového ústrojí jsou důležité zejména základní provozní parametry elektrárny, které vychází z aerodynamiky rotoru a provozních otáček generátoru. Obsahem návrhu této diplomové práce je i stanovení těchto provozních parametrů elektrárny pomocí zjednodušeného aerodynamického modelu rotoru. Se známými základními parametry je možné navrhnout uspořádání a kinematiku dílčích soukolí a současně i ověřit bezpečnost navrhnutých ozubení, která musí nejenom vydržet, ale i přenést vysoké točivé momenty od vstupního rotoru větrné elektrárny. Tyto vysoké momenty zároveň namáhají i ložiska převodového ústrojí a jejich kontrola z hlediska životnosti je nutnou podmínkou pro konstrukční návrh celého ústrojí. Kromě těchto konstrukčních úseků je v tomto návrhu použita také patentovaná konstrukce flexible pin, která se využívá u planetových soukolí a chrání tato soukolí a vlastně celé převodové ústrojí před vstupními rázy větru. S využitím navrhnutých soukolí je pak možné zkonstruovat skříň celého ústrojí s ohledem na jeho montáž a co možná nejmenší zástavbové rozměry ve strojovně elektrárny.

Podstatnou roli během návrhu také hraje kontrola dílčích konstrukcí pomocí metody konečných prvků, protože u takto velkých a prostorově komplikovaných geometrií je analytický výpočet složitou a časově náročnou záležitostí. Poslední část práce je proto věnována pevnostní kontrole šroubů u prvního korunového kola pomocí MKP analýzy a modální analýze skříně celého převodového ústrojí opět s využitím metody konečných prvků.

1 VĚTRNÁ ELEKTRÁRNA

Je zařízení na výrobu elektrické energie. Využívá energie větru a přeměňuje ji pomocí listů rotoru na rotační energii mechanickou, která je pak prostřednictvím generátoru převedena na energii elektrickou. Tento princip funkce využívají oba druhy větrných elektráren, jak elektrárny s horizontální osou rotace rotoru, tak elektrárny s vertikální osou rotace rotoru. Koncepce elektráren s vertikální osou rotace se používá spíše v obytné přízemní výšce a zpravidla bývají menších rozměrů a mají nižší účinnost. Z tohoto důvodu byla pro následující teoretický rozbor a s ním spojené zvolena koncepce elektrárny s horizontální osou rotace viz obr. 1, která v dnešní době dominuje ve větrném průmyslu díky lepšímu přístupu k silnému větru a vyšší účinnosti přeměny větrné energie. [1]



Obr. 1 Strojovna větrné elektrárny s horizontální osou rotace rotoru [2]

Točivý moment elektrárny s horizontální koncepcí vytvořený na rotoru je přiváděn do převodového ústrojí přes nízkorychlostní hřídel, který bývá masivním odlitkem o velkém průměru vzhledem k vysokým točivým momentům na rotoru. Na výstupu z převodového ústrojí jsou točivé momenty mnohem nižší, a proto zde bývá umístěna brzda, která slouží jako bezpečnostní prvek pro případné zastavení rotoru elektrárny při nevhodných povětrnostních podmínkách nebo při údržbě elektrárny. Samotné převodové ústrojí bývá u velkých megawattových elektráren komponentou, která má největší zástavbový prostor a vysokou hmotnost, z tohoto důvodu se toto ústrojí umísťují co nejbližší pod věž, aby nedocházelo k dalšímu namáhání věže elektrárny, která je už tak namáhána od tíhy lopatek rotoru.

Ve většině případů u horizontálních koncepcí elektráren je umístěno převodové ústrojí ve strojovně mezi rotorem a generátorem elektrárny. Výjimku může tvořit uspořádání bez převodového ústrojí, kdy točivý moment je přiváděn přímo z rotoru elektrárny do generátoru. Avšak toto řešení se používá jen zřídka, protože má více nevýhod než výhod, jak z hlediska vysoké ceny, tak z hlediska výrobní složitosti generátoru nebo vysoké hmotnosti samotného generátoru. Tato skutečnost akorát podtrhuje důležitost dalšího vývoje převodových ústrojí větrných elektráren. [3]

2 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ VĚTRNÝCH ELEKTRÁREN

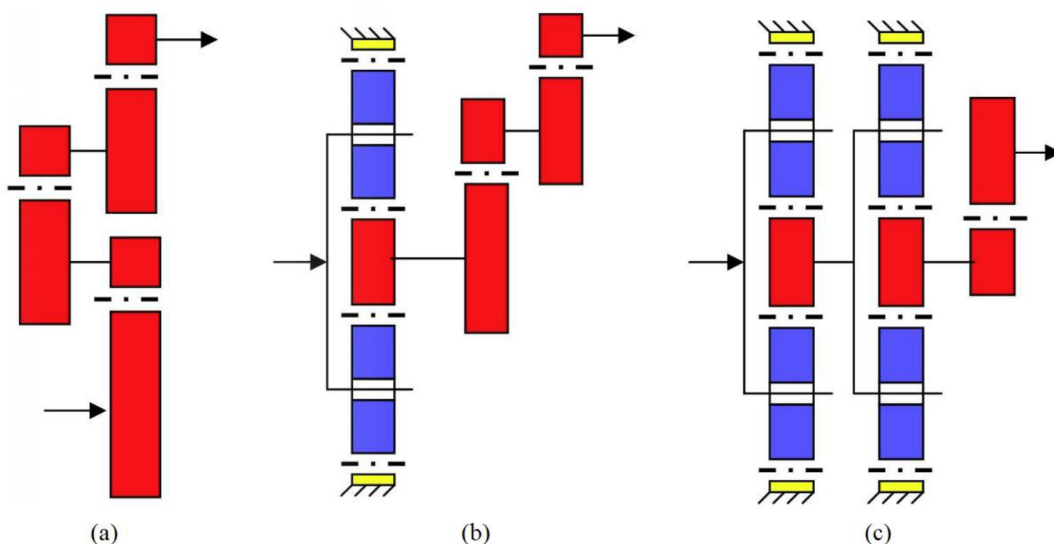
Mají za úkol mnohonásobně zvýšit vstupní otáčky rotoru, které bývají řádově v jednotkách až desítkách za minutu na požadované provozní otáčky generátoru, které se pohybují v řádech jednotek tisíců za minutu. Tento požadavek by bylo obtížné splnit pomocí převodového ústrojí s klasickými vnějšími ozubenými koly, hlavně z hlediska celkové velikosti převodového ústrojí, a proto se u velkých více megawattových elektráren používají kompaktnější planetová soukolí, která bývají uspořádána sériově jako několikastupňová nebo v kombinaci s klasickým stálým převodem. Planetová soukolí jsou vhodná i z hlediska vysoké účinnosti při velkých přenášených výkonech nebo snazší realizaci nízkých převodových poměrů, které u takového ústrojí mohou být až 1 : 200. [4]

2.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

Převodová ústrojí větrných elektráren lze dělit podle několika hledisek, např.: dle výkonu, druhu použitých soukolí nebo dle počtu vstupů a výstupů točivého momentu z ústrojí. Některé koncepce ústrojí totiž využívají buď dvou generátorů a jednoho rotoru nebo dvou rotorů a jednoho generátoru, jsou to ovšem výjimky [5]. V následujícím budou převodová ústrojí větrných elektráren rozdělena do čtyř hlavních kategorií, dle jejich uspořádání od nejběžnějších až po zmíněné výjimky.

2.1.1 STANDARTNÍ PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Do této kategorie spadá většina nainstalovaných převodových ústrojí, jsou tvořena buď jenom z vnějších ozubených kol nebo kombinací jednoho či více planetových soukolí se soukolím stálých převodů (viz obr. 2). [5]



Obr. 2 Standartní převodová ústrojí: (a) uspořádání se třemi stálými převody, (b) uspořádání s planetovým soukolím a dvěma stálými převody, (c) uspořádání se dvěma planetovými soukolí a jedním stálým převodem [5]

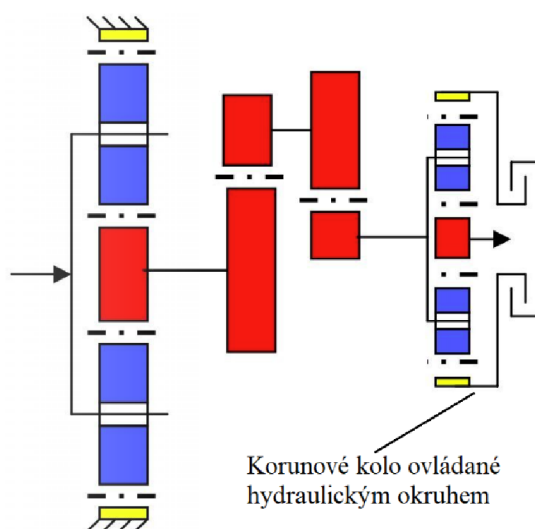
Uspořádání (a) se třemi stálými převody je používáno primárně u elektráren s malými výkony přibližně do 500 kW [6]. Točivý moment je přímo přiváděn na výstup do generátoru přes stálé převody. U těchto typů uspořádání se používají čelní kola buď s čelními nebo se šikmými zuby. Převodový poměr těchto ústrojí je roven součinu převodových poměrů jednotlivých soukolí stálých převodů.

Uspořádání (b) už využívá jedno planetové soukolí a dva stálé převody. Točivý moment je přiváděn na vstupní unašeč planetového soukolí a korunové kolo je zde zastaveno, díky tomu funguje planetový převod jako tzv. multiplikátor s otáčkami na výstupu planetového soukolí mnohonásobně vyššími než na jeho vstupu. Ozubená kola takového uspořádání mohou být s čelními nebo šikmými zuby. Stanovení převodového poměru je zde složitější skrze planetové soukolí, u kterého je nutné vyšetřit jeho kinematiku např. pomocí metody obvodových rychlostí nebo dle Willisovy metody. Takovéto uspořádání se používá u elektráren o výkonu zhruba od 500 kW až do 2 MW [6].

Posledním vybraným uspořádáním (c) je kombinace dvou planetových soukolí a jednoho stálého převodu. Používá se u elektráren o výkonu přibližně od 2 MW až do 5 MW [6]. Točivý moment je opět přiváděn na vstupní unašeč prvního planetového soukolí a výstupní planetové kolo prvního soukolí je pevně spojeno se vstupním unašečem druhého planetového soukolí. Korunová kola u obou planetových stupňů jsou zastavena a jelikož je točivý moment přiváděn do každého planetového soukolí od unašeče, jedná se tedy o dva multiplikátory zapojené v sérii. Otáčky na výstupu druhého planetového kola jsou tedy mnohem vyšší než u planetového soukolí předchozího uspořádání a kombinace dvou planetových soukolí se stálým převodem tak dosahuje ještě nižších převodových poměrů.

2.1.2 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ OMEZUJÍCÍ TOČIVÝ MOMENT

Z této kategorie bylo vybráno jedno z prvních převodových ústrojí omezující točivý moment, které navrhnul pan Henderson a nechal si ho patentovat v roce 1992 [7]. Na obr. 3 je toto ústrojí zobrazeno a rozšířeno o další stálý převod oproti původnímu patentovému návrhu. Převodové ústrojí je tedy složeno ze dvou planetových převodů, mezi kterými jsou umístěny dva stálé převody. Výstupní druhý planetový převod má korunové kolo ovládané hydraulickým okruhem s čerpadlem a ventilem, který je otevírán nebo uzavírán a podle toho dochází v hydraulickém okruhu k průtoku provozní kapaliny či nikoli. Při rozběhu elektrárny, kdy není překročena dovolená hodnota točivého momentu na výstupu z převodového ústrojí je ventil uzavřený a korunové kolo má v podstatě nulový skluz, je tedy zastavené. Točivý moment je tak přiváděn přímo do generátoru skrze prostřední stálé převody a planetová soukolí, která v obou případech fungují jako multiplikátory, jelikož jsou poháněna od unašečů. V případě, že dojde k překročení dovolené hodnoty točivého momentu na výstupu z ústrojí, ventil se otevře, v hydraulickém okruhu dojde k průtoku provozní kapaliny a korunové kolo začne prokluzovat. Výstupní planetový převod tak funguje jako diferenciál a rozdělí tok vstupního točivého momentu do dvou větví. Tedy vstupní točivý moment je rozdělen mezi prokluzující korunové kolo a výstupní planetové kolo spojené s generátorem. To má za následek, že dojde k snížení zatížení převodového ústrojí a na výstupním planetovém kole je zajištěna konstantní hodnota točivého momentu pro generátor. [8]

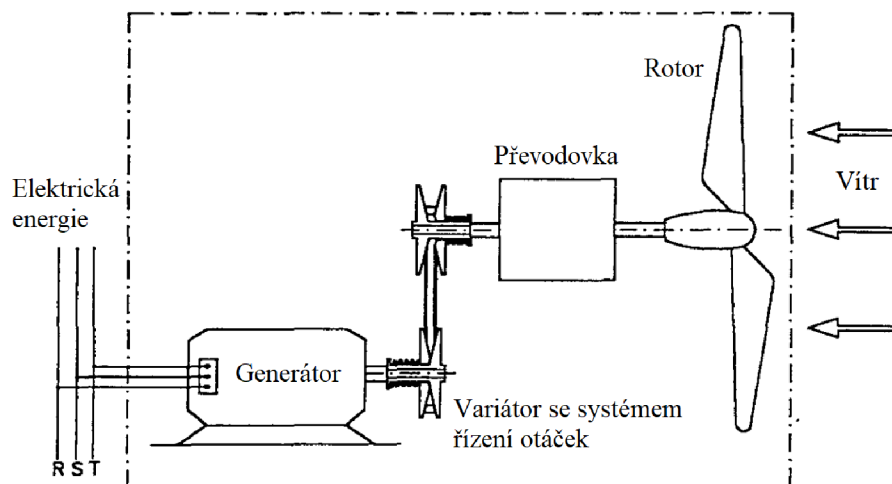


Obr. 3 Převodové ústrojí s hydraulickým omezením točivého momentu (Henderson) [5]

2.1.3 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ S VARIÁTOREM

Hlavním problémem při dodávání elektrické energie z větrné elektrárny přímo do sítě je fakt, že rychlost větru má tendenci se měnit, což je nevhodné pro generátor, který generuje elektrickou energii o dané frekvenci proudu buď při konstantních otáčkách anebo v určitém malém otáčkovém spektru. Určitá regulace otáček je možná pomocí natočení lopatek rotoru elektrárny, avšak taková regulace ne vždy bývá dostatečná a slouží spíše k efektivnějšímu využití energie větru. Tento nedostatek dokáží odstranit převodová ústrojí s variátorem, která umožňují řízení otáček a výstupního točivého momentu v určitém rozsahu. [9]

Převodová ústrojí s variátorem patří mezi nejsložitější ústrojí větrných elektráren a díky tomu nejsou tak rozšířená jako předchozí dvě kategorie. Grafických materiálů k této kategorii není mnoho, a proto je na obr. 4 zobrazeno jen zjednodušené schéma tohoto ústrojí, které je pro základní pochopení principu dostačující. Lze tedy říct, že toto ústrojí se skládá ze tří hlavních částí, a to je převodovka, variátor a systém, který řídí výstupní otáčky variátoru. Převodovka je zde navrhnutá s ohledem na variátor a může být tvořena buď ze stálých převodů, planetových soukolí nebo jejich kombinací. Jedná se však vždy o převodovku s přímým pohonem výstupního hřídele standardní kategorie. Variátor tohoto převodového ústrojí zajišťuje plynulou změnu převodového poměru mezi jeho vstupní a výstupní hřídeli, tím že obsahuje dva páry kuželových kol (dvě řemenice) s proměnným průměrem, mezi kterými je řetěz. Jedno z páru kuželových kol je vždy ovládáno hydraulicky tak, že se dokáže přiblížit nebo oddálit od svého protějšího kuželového kola a tím se zvětší nebo zmenší průměr, přes který je veden řetěz. Vždy by však měla být zachována stejná obvodová délka řetězu s obvodovou vzdáleností kuželových kol, a to tak že pokud dojde k oddálení jednoho kuželového kola od protějšího, musí být v druhém páru kuželové kolo přiblíženo svému protějšku. Tímto způsobem je možné regulovat výstupní otáčky převodovky a zajistit tak konstantní točivý moment, ale i konstantní otáčky vstupující do generátoru při proměnlivých otáčkách rotoru elektrárny. Tato převodová ústrojí se používají v sestavě se synchronním generátorem, který pracuje pouze v konstantních otáčkách a je připojen přímo na síť. Takováto sestava má teoreticky nejvyšší účinnost z dosud zmíněných kategorií [10]. [11]



Obr. 4 Zjednodušené schéma převodového ústrojí s variátorem [9]

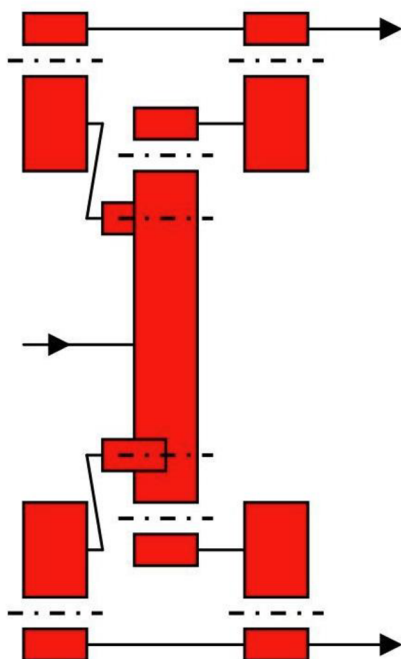
2.1.4 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ S VÍCE VSTUPY NEBO VÝSTUPY

Poslední kategorií jsou právě zmíněné výjimky, které lze následně rozdělit do dvou skupin na převodová ústrojí s jedním vstupem a dvěma či více výstupy točivého momentu a na druhou skupinu převodových ústrojí s dvěma vstupy a jedním výstupem točivého momentu. Zástupci obou skupin jsou zobrazeni na obr. 5 a obr. 6.

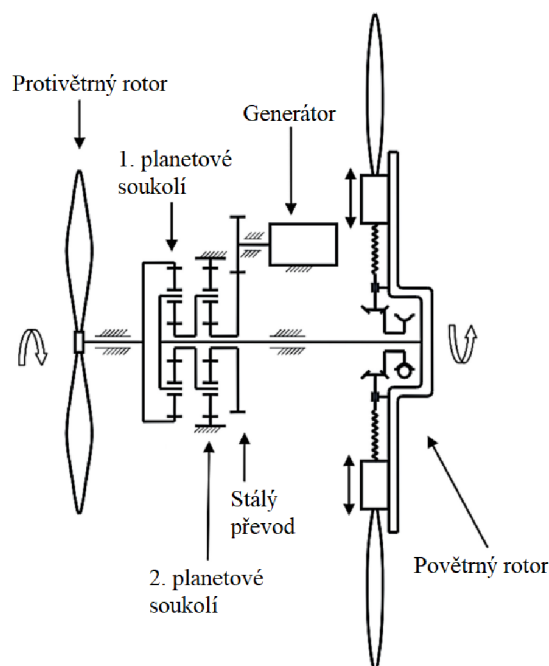
První skupina převodových ústrojí s dvěma či více výstupy se používá u větrných elektráren o výkonu spíše dvou a více megawatt. Z této skupiny bylo vybráno ústrojí od firmy Clipper Windpower, která patří k jedním z mála výrobců zabývajících se touto problematikou. Uspořádání tohoto ústrojí zajišťuje distribuci točivého momentu na dva výstupní hřídele pouze s využitím vnějších ozubených kol viz obr. 5. Točivý moment je tak rozdělen rovnoměrně mezi dva generátory o identických výkonech a zjednodušeně lze pak říct, že součet výkonů těchto generátorů je roven celkovému výkonu elektrárny. Pokud by došlo k poškození jednoho z generátorů, větrná elektrárna může dále pokračovat v provozu aspoň ve snížené výrobní kapacitě do té doby, než dojde k opravě poškozeného generátoru. V dnešní době tato společnost už vyrábí převodová ústrojí se čtyřmi výstupními hřídeli pro čtyři generátory. [12]

Převodová ústrojí ze skupiny se dvěma vstupy a jedním výstupem jsou zde zmíněna hlavně kvůli jejich potenciálu z hlediska využití větrné energie. Bylo totiž dokázáno, že u tohoto typu větrných elektráren je výkon získaný z energie větru vyšší než u tradičních elektráren s jedním rotorem, a proto je možné, že tato skupina se dostane časem do popředí v oblasti větrných elektráren. Na obr. 5 je zobrazeno uspořádání převodového ústrojí se dvěma vstupy točivého momentu. Levý rotor menšího průměru se otáčí vyššími otáčkami než pravý rotor a směry otáčení rotorů jsou vůči sobě odlišné. Točivý moment vstupuje z obou rotorů do prvního planetového soukolí, které funguje jako planetový diferenciál poháněný od unašeče pravým rotorem a zároveň poháněný od korunového kola levým rotorem. Z prvního planetového soukolí pak vystupuje točivý moment skrze planetové kolo, které je pevně spojeno s unašečem druhého planetového soukolí. Díky zastavenému korunovému kolu druhého planetového soukolí a pohonu od unašeče funguje soukolí jako multiplikátor

a společně s následujícím stálým převodem jsou otáčky mnohonásobně zvýšeny na výstupu z ústrojí pro generátor. [13]



Obr. 5 Převodové ústrojí s jedním vstupem a dvěma výstupy [5]



Obr. 6 Převodové ústrojí s dvěma vstupy jedním a výstupem [13]

2.2 DRUHY OZUBENÍ

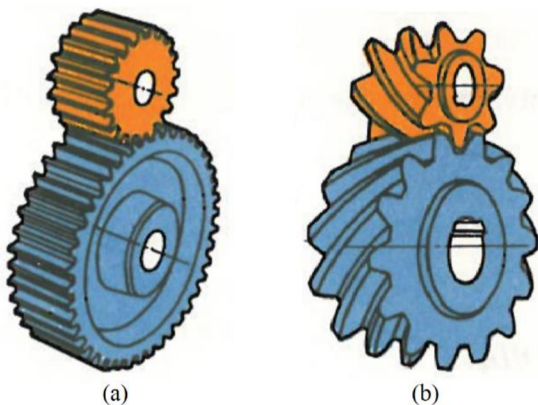
K přenosu, ale i změně velikosti točivého momentu a otáček jsou v této oblasti ústrojí používány převody s ozubenými koly, které umožňují zmíněný přenos momentu pomocí tvarového styku v podobě ozubení s daným převodovým poměrem mezi hnaným a hnacím kolem. Převody s ozubenými koly pracují bez skluzu s vysokou mechanickou účinností a jsou vhodné i pro přenos velkých výkonů. V praxi se u těchto převodových ústrojí nejčastěji používají čelní kola s přímými nebo šikmými zuby v obou případech s evolventním profilem zubu. [14]

ČELNÍ KOLA S PŘÍMÝMI ZUBY

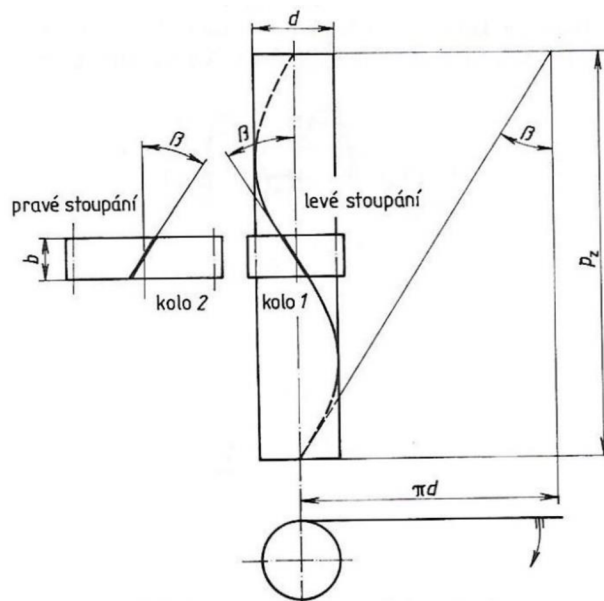
U tohoto typu ozubených kol jsou zuby rovnoběžné s osou rotace kola a díky tomu jsou jednodušší na výrobu viz obr. 7 (a). Geometrie přímých zubů nedovoluje vzniku axiálních sil a ložiska jsou tak zatěžována primárně v radiálním směru. Čelní kola s přímými zuby jsou vhodná spíše pro nižší otáčky, jsou hlučnější, kvůli menšímu počtu zubů v záběru a dokáží přenést nižší zatížení oproti ozubeným kolům se šikmými zuby. Obecně se tato ozubená kola používají v převodových ústrojí elektráren s nižším výkonem, kde nejsou vysoké požadavky na nízkou hlučnost. Některá převodová ústrojí větrných elektráren využívají i kombinace prvního planetového soukolí s přímými zuby, kvůli nižším vstupním otáčkám a následujících soukolí se zuby šikmými. [15]

ČELNÍ KOLA SE ŠIKMÝMI ZUBY

Zuby těchto kol jsou skloněny vůči ose ozubeného kola o úhel β a jsou taženy pomocí šroubovice po šířce kola, proto se ve skutečnosti jedná o zuby šroubové viz obr. 7 (b). Šroubovice má velké stoupání, které může být orientováno buď jako levé nebo pravé (obr. 8). Tyto orientace stoupání se využívají u spolu zabírajících kol s rovnoběžnými osami rotace, kde obě kola musí mít stejný úhel sklonu zubu β , ale každé kolo musí mít jiný smysl stoupání šroubovice, aby mohl být realizován záběr soukolí. Při menší šířce ozubeného kola připomíná tvar, po kterém je tažen zub spíše přímku, pokud ale je šířka ozubeného kola větší, tvar šroubovice, po které je zub tažen je zřetelnější. Šikmé ozubení je možné vyrábět nástroji pro čelní kola s přímými zuby, je však nutné natočit nástroj do normálové roviny o úhel sklonu zubu β . Čelní kola se šikmými zuby mají tichý a plynulý chod i při vyšších otáčkách, dokáží přenést vyšší výkony díky většímu počtu zubů v záběru a je možné použít ještě menší počet zubů, aniž by došlo k jejich podřezání oproti kolům s přímými zuby. Nevýhodou šikmého ozubení je skutečnost, že dovolují vznik axiálních sil, které se zvětšují se zvětšujícím se úhlem β . Proto je nutné při návrhu soukolí se šikmými zuby se vznikem těchto sil počítat a použít při návrhu ložiska, která tyto axiální síly dokáží zachytit. Na základě výše zmíněného je zřejmé, že čelní kola se šikmými zuby jsou používána u převodových ústrojí elektráren o středním a vyšším výkonu. [14]



Obr. 7 Čelní ozubená kola: (a) čelní kola s přímými zuby, (b) čelní kola se šikmými zuby [14]



Obr. 8 Šroubovice čelních kol se šikmými zuby:
 β – úhel sklonu zubu, d – průměr roztečné kružnice,
 b – šířka kola, p_z – stoupání šroubovice [16]

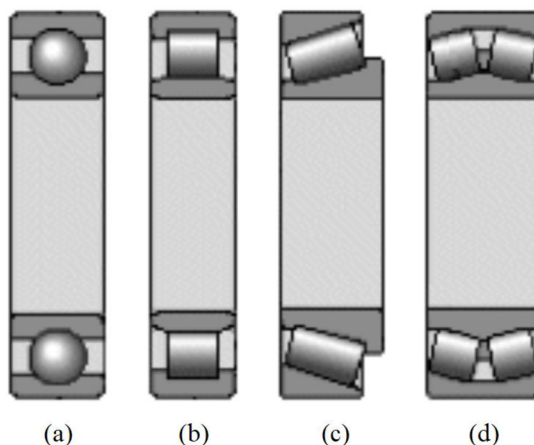
2.3 LOŽISKA

Klíčové komponenty pro správnou funkci převodového ústrojí jsou právě ložiska, která musí odolat proměnlivým provozním podmínkám, vysokému zatížení, ale i nepříznivým vibračním nebo nestálým provozním teplotám. To vše v důsledku nevyzpytatelných povětrnostních podmínek, které na vstupní rotor elektrárny působí. Převodová ústrojí větrných elektráren používají běžně valivá ložiska k snížení tření mezi skříní a hřídelí ozubeného kola a zároveň k podepření a k vedení rotujících ozubených kol ústrojí. Obecně jsou valivá ložiska používána

jak u stálých převodů, tak i u převodů planetových, v obou případech musí být vyrobena s vysokou přesností a být schopna pracovat v širokém intervalu otáček s nízkou hlučností [17]. V následujícím budou zmíněna používaná valivá ložiska převodových ústrojí elektráren a také možná budoucí náhrada valivých ložisek v podobě ložisek magnetických. [15]

VALIVÁ LOŽISKA

Doporučená valivá ložiska pro převodová ústrojí větrných elektráren jsou zejména kuličková, válečková, soudečková, ale i dvouřadá kuželíková nebo čistě kuželíková ložiska uložená na rotujícím hřídeli vždy v páru (viz obr. 9). Složitější převodová ústrojí elektráren o vyšším výkonu mohou obsahovat až několik desítek těchto ložisek o různých průměrech od stovek milimetrů až po průměry zhruba do dvou tisíc milimetrů. Ložiska bývají volena na základě velikosti a směru zatížení, např.: při použití šikmého ozubení je nutné počítat se vznikem axiální síly a volit tak ložiska, která dokáží zachytit kombinaci radiální a axiální síly. Je doporučeno, aby na rotujícím hřídeli těchto ústrojí byla, pokud je to možné, dvě ložiska buď stejného druhu nebo kombinace dvou druhů, vždy by však měli být uspořádány buď jako souměrné, plovoucí nebo uspořádány s jedním axiálně vodícím a jedním axiálně volným ložiskem. Podrobnější informace o těchto uložení a uspořádání pak udává výrobce ložisek. V minulosti byly časté havárie těchto ústrojí spojeny s nadměrnou vůlí v uložení ložisek, což mělo za následek nesouosost ozubených kol a poškození zubů soukolí. V dnešní době už k tomuto druhu havárií dochází jen zřídka, i přesto je však 76 % případů havárií převodových ústrojí elektráren způsobeno kvůli předčasnému poškození ložisek, zatímco jen 17 % případů havárií bylo způsobeno, kvůli ozubení [18]. Tato skutečnost jasně podtrhuje důležitost dalšího vývoje ložisek v tomto oboru, hlavně vzhledem k faktu, že pokud dojde k porušení ložiska může to následně vést k poškození ozubení a dalším vyšším nákladům na opravu. [15]

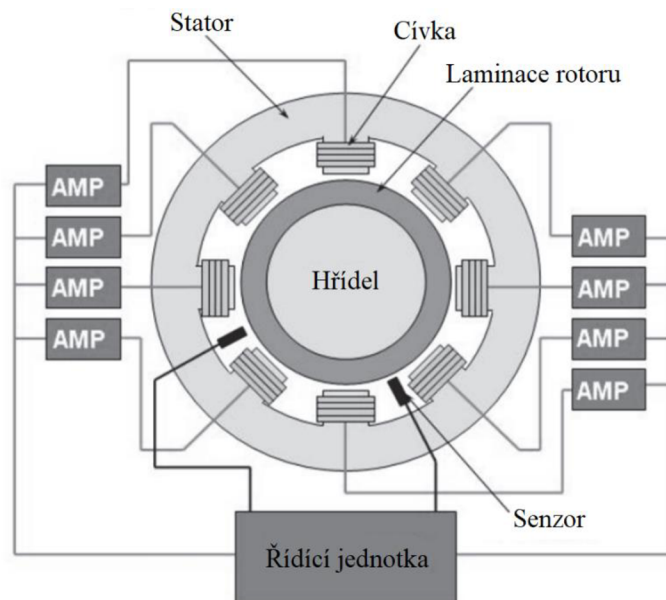


Obr. 9 Doporučená valivá ložiska: (a) kuličková, (b) válečková, (c) kuželíková, (d) soudečková [19]

MAGNETICKÁ LOŽISKA

Alternativou valivých ložisek by mohla být ložiska magnetická, která dokáží bezkontaktně udržet rotující hřídel v levitující pozici, aniž by docházelo k jakémukoli tření nebo mechanickému opotřebení. Magnetická ložiska se skládají z hřídele s laminací, řídicí

jednotky, senzorů polohy a několika elektromagnetických cívek upevněných na statoru ložiska viz obr. 10. Celý systém magnetického ložiska je ovládán řídicí jednotkou, která získává signály od senzorů snímající výchylku polohy hřídele od jeho referenční pozice. Na základě těchto signálů pak vyše jednotka ovládá proud do určených elektromagnetických cívek a ty vytvoří magnetické pole, díky kterému hřídel zůstává v jedné ustálené klidové nebo rotující poloze [20]. V případě, že by došlo k selhání řídicího systému, bývají tato ložiska vybavena klasickým záložním valivým systémem v podobě valivého ložiska, které využívá tření a dovoluje, tak ložisku dále pokračovat v jeho provozu. Tento systém magnetických ložisek nepatří mezi nové koncepce, ale je používán jen zřídka v určitých odvětvích průmyslu. Magnetická ložiska dovolují vysoké otáčky rotujícího hřídele, jsou tišší, nevyžadují mazání a mají nízkou hmotnost, nevýhodou pak bývá nutnost vysokých proudů k provozu ložiska. U větrných elektráren jsou magnetická ložiska zatím jen ve stavu studií a konstrukčních návrhů pro nízkorychlostní hlavní hřídele elektráren. Případné budoucí použití u převodových ústrojí by pomohlo zejména k snížení hmotnosti a prodloužení životnosti ložisek, avšak za cenu složitějšího konstrukčního i ovládacího řešení. [12]



Obr. 10 Schéma magnetického ložiska [12]

3 GENERÁTORY

Hlavním důvodem pro použití převodového ústrojí u větrných elektráren je právě generátor, který ve většině případů pracuje v oblasti vysokých otáček a bez převodového ústrojí by nebyl schopen těchto otáček dosáhnout. U převážné části elektráren jsou otáčky generátoru kolísavé v závislosti na kolísavých rychlostech větru, generátor tedy musí být schopen produkovat elektrickou energii nejen při konstantních otáčkách. Obecně lze generátory elektráren rozdělit do tří skupin na stejnosměrné, asynchronní a synchronní generátory. Stejnosměrné generátory produkují stejnosměrný proud a jejich použití není tak časté, protože se uplatňují spíše u malých elektráren o výkonu do několika kilowatt. Vzhledem k tomu, že převážná většina elektráren o výkonu od stovek kilowatt až do několika jednotek megawatt používá asynchronní nebo synchronní generátory, budou v následujícím popsány podrobněji. [21]

SYNCHRONNÍ GENERÁTORY

Jak už název napovídá, u těchto generátorů jsou otáčky rotoru stejné jako otáčky rotujícího magnetického pole generátoru, tedy synchronní. Vzhledem ke špatné kvalitě elektrické energie, kterou tyto generátory produkují vlivem proměnlivých otáček jejich rotorů, musí být elektrická energie nejprve vhodně upravena, než bude přivedena do sítě o dané frekvenci [21]. Zapojení synchronního generátoru do sítě je tedy složité a všeobecně jsou tyto generátory náchylnější k poruchám, dražší a konstrukčně náročnější. Mohou být buzené permanentními magnety nebo elektromagnety, dle toho jsou pak regulovány. Generátory buzené elektromagnety mají napětí regulované přímo v synchronním generátoru, zatímco s použitím permanentních magnetů je regulace napětí prováděna v obvodu měniče. [22]

U větrných elektráren s malým výkonem je možné použít synchronní generátor s permanentními magnety, za cenu vyšších pořizovacích nákladů a určité časové degradace magnetů, s rostoucí velikostí tohoto typu generátoru totiž roste i jeho cena, a proto se u velkých větrných elektráren nepoužívají [21]. Budoucí možné potencionální využití jak pro malé, tak i velké výkony by mohli mít tyto generátory u větrných elektráren s přímým pohonem generátoru bez použití převodového ústrojí. Tato koncepce generátoru s permanentními magnety vyžaduje velký počet pólů a jak již bylo zmíněno v předchozím, není tak často používaná vzhledem k převažujícím nevýhodám. Většina elektráren se synchronními generátory tedy využívá buzení pomocí elektromagnetů, které přivádějí do sítě třífázové napětí, avšak použití těchto generátorů u větrných elektráren není tak časté [21]. [22]

ASYNCHRONNÍ GENERÁTORY

Majoritní část větrných elektráren používá právě asynchronní někdy také nazývané indukční generátory. Tyto elektrické generátory produkují střídavý proud, poskytují dobrou účinnost při proměnlivých otáčkách, jsou jednoduché, relativně levné, vyžadují minimální údržbu a bývají masivních konstrukcí. Asynchronní generátory pracují s určitým skluzem, který je jinými slovy rozdíl otáček mezi rotujícím magnetickým polem a hřídelem generátoru, ke kterému je připojeno převodové ústrojí. Při rozběhu elektrárny potřebuje generátor externí zdroj elektrické energie pro vytvoření svého rotujícího magnetického pole, poté však co se rotor elektrárny roztočí dostatečnými otáčkami a generátor začne produkovat proud, externí zdroj už není potřeba. Otáčky hřídele generátoru jsou totiž vyšší než otáčky magnetického

pole a díky tomu se skrze cívky vytvoří elektrická energie. Skluz se u těchto generátorů pohybuje v rozmezí jednoho až tří procent. [21]

U větrných elektráren je používán termín „spouštěcí rychlost větru“, to je rychlost, při které se hřídel generátoru roztočí minimálními požadovanými otáčkami a generátor je postupně připojován k síti. Pokud by byl generátor připojen k síti i při rychlostech nižších, než je spouštěcí rychlost, systém generátoru by stále odebíral proud ze sítě a snažil by se vytvořit své rotující magnetické pole, tím by poháněl rotor elektrárny a fungoval tedy v podstatě jako motor. Velikost požadovaných provozních otáček magnetického pole je možné měnit pomocí počtu pólů generátoru nebo změnou jeho frekvence, která musí být stejná jako frekvence sítě, ve které je elektrárna provozována. Pro Evropu bývá obvykle frekvence sítě 50 Hz a ve Spojených státech bývá 60 Hz [23]. [21]

Otáčky magnetického pole generátoru nazývané také synchronní otáčky lze spočítat následovně [23]:

$$n_{\text{generátor}} = \frac{120f}{np}, \quad (1)$$

kde f je frekvence generátoru a np je počet pólů generátoru. Po dosazení frekvence 50 Hz a 4 pólů generátoru, dostaneme otáčky magnetické pole o velikosti 1500 min^{-1} a při použití šesti pólového generátoru se otáčky zmenší na 1000 min^{-1} . Je tedy zřejmé, že se zvyšujícím se počtem pólů generátoru je možné snížit provozní synchronní otáčky generátoru. Na základě výše zmíněného vztahu lze také předběžně zjistit požadované výstupní otáčky převodového ústrojí pro jeho počáteční návrh.

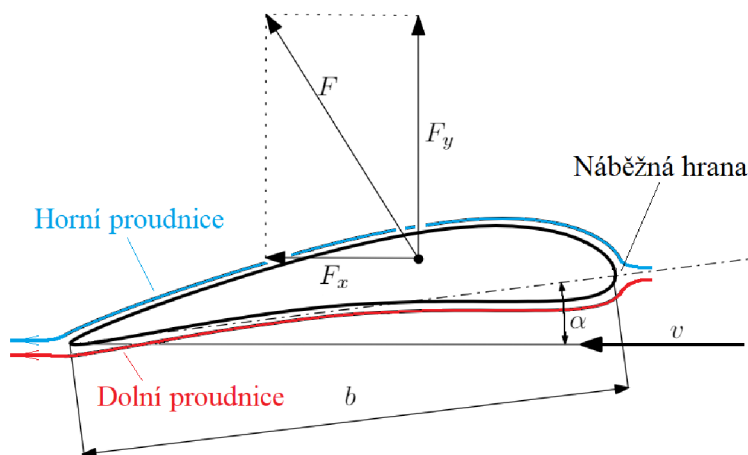
4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Hlavním cílem této diplomové práce je provést návrh převodového ústrojí (převodovky) pro větrnou elektrárnu. Jedinou podmínkou pro návrh převodovky byl její provozní výkon, který byl stanoven na 3 MW, tento výkon je současně i výkonem větrné elektrárny. Pro následující návrh byla zvolena koncepce elektrárny s horizontální osou rotace rotoru viz obr. 1, která je, jak již bylo zmíněno v první kapitole, dnes nejčastěji používanou koncepcí elektráren. Před samotným návrhem převodovky bylo tedy nejprve nutné stanovit její základní provozní parametry.

4.1 AERODYNAMIKA ROTORU VĚTRNÉ ELEKTRÁRNY

Vstupní hodnoty převodovky, hlavně tedy její vstupní otáčky, byly zjištěny na základě zjednodušeného aerodynamického modelu rotoru, který je pro počáteční návrh převodovky dostačující a vychází z literatury [24] a [25].

Vznik vztahové síly na lopatce rotoru je možné popsat pomocí obecně známého Bernoulliho jevu, který popisuje plyn proudící v trubici se zúženým místem průřezu [17]. V místě zúžení je nižší tlak a vyšší rychlost proudícího plynu. V následujícím bude s využitím této úvahy vysvětlena základní aerodynamika proudění kolem lopatky a popsán vznik obvodové rychlosti na rotoru elektrárny.

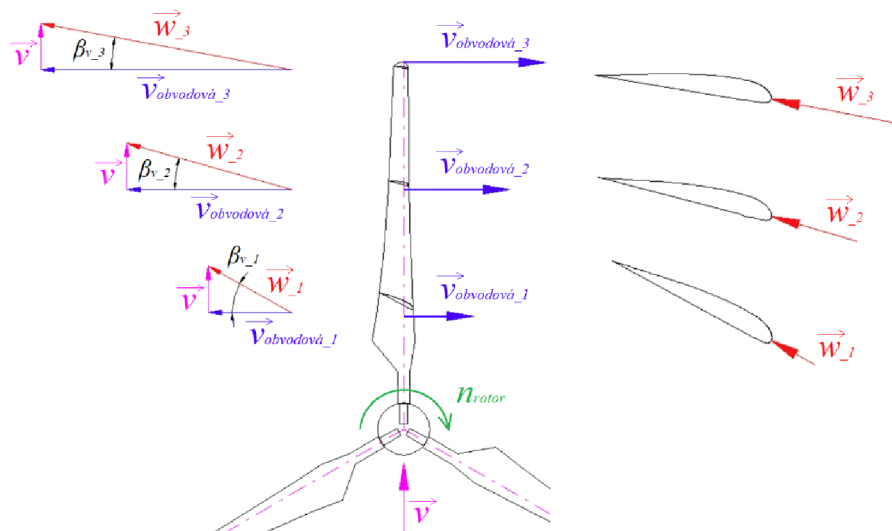


Obr. 11 Profil lopatky: F – výsledná síla, F_y – vztahová síla, F_x – odporová síla, α – úhel náběhu, v – směr rychlosti proudu vzduchu, b – délka tělvy [26]

Na obr. 11 je zobrazen průřez lopatky a její náběžná hrana, která rozděluje pomocí osy (tělvy) průřez na horní a dolní část lopatky. Při proudění vzduchu kolem průřezu lopatky je proud vzduchu rozdělen náběžnou hranou do dvou proudnic, které v těsné blízkosti obtékají kolem průřezu lopatky a kopírují její tvar. Proud je tedy rozdělen do horní proudnice, která kopíruje horní část lopatky a do dolní proudnice, která zase kopíruje dolní část lopatky. Z obrázku je patrné, že proud vzduchu urazí po horní proudnici delší dráhu, než kdyby obtékal po spodní proudnici, avšak oba proudy musejí tyto rozdílné dráhy urazit za stejný čas. Aby byla tato podmínka splněna musí horní proud mít vyšší rychlost než proud spodní a na základě výše zmíněného Bernoulliho jevu je zřejmé, že u horní proudnice, kde je vyšší

rychlost bude zároveň i nižší tlak, jinými slovy podtlak a v oblasti spodní proudnice se zase vytvoří přetlak. Díky této skutečnosti vznikne na profilu lopatky vztlaková síla označená na obrázku F_y , která je vždy kolmá k nabíhajícímu proudu vzduchu a způsobuje otáčení rotoru elektrárny. Umístěním v proudu vzduchu vzniká zároveň i odporová síla F_x , která bývá menší velikosti. Tyto profily lopatek jsou obecně velmi náchylné na změnu velikosti úhlu náběhu α , pokud tedy dojde ke změně směru proudu rychlosti v , změní se tím i úhel náběhu a zároveň i vztlaková a odporová síla. [27]

Tvar a rozměry profilu významně ovlivňují výkon elektrárny a zároveň i hluk, který elektrárna produkuje ve svém okolí. S postupujícím rozvojem větrného průmyslu se začaly vyvíjet i profily větrných rotorů a byla zkonstruována celá řada různých druhů profilů lopatek, které se liší nejenom tvarem průřezu, ale i úhlem náběhu. Avšak většina z dnešních moderních profilů je v současnosti vyvíjena v rámci soukromých společností a jejich profily spadají do firemního tajemství, z tohoto důvodu nejsou veřejně dostupné jak průřezy profilů, tak i jejich rozměry. Určitá část profilů větrných elektráren používaná v minulosti však byla publikována v [28] i s výslednými aerodynamickými hodnotami. [25]



Obr. 12 Vektory rychlostí působící na lopatku rotoru: v – rychlost větru, $v_{obvodová}$ – obvodová rychlost, w – rychlost nabíhajícího proudu vzduchu, β_v – úhel nabíhajícího proudu vzduchu, n_{rotor} – provozní otáčky [25]

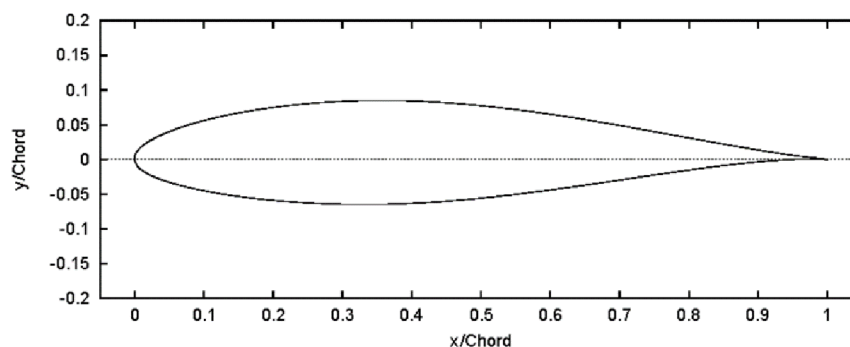
Aby byly aerodynamické účinky na lopatku rotoru co nejvhodnější, bývá profil lopatky natáčen o určitý úhel, který je spojitě proměnný po její délce. Velká část těchto profilů má úhel natočení u středu rotoru větší než na jejím konci, není to však pravidlem a existují i výjimky. Na obr. 12 je zobrazeno schéma rotoru elektrárny s proměnným úhlem natočení profilu po délce lopatky. Rotor se zde otáčí kolem své osy provozními otáčkami n_{rotor} , díky působící rychlosti větru značené v . Obvodová rychlost vytvořená těmito otáčkami je na rotoru zobrazena ve třech vzdálenostech od středu rotace a je zřetelné, že tato rychlost roste s rostoucím poloměrem rotoru. Rychlost nabíhajícího proudu vzduchu w je možné stanovit pomocí vektorového součtu rychlosti větru a obvodové rychlosti rotoru. Jedinou stálou rychlostí tohoto vektorového součtu je nepochybně rychlost větru, která je brána po celé délce lopatky jako konstantní. Poslední dosud neuvedenou proměnnou je úhel β_v , což je úhel nabíhajícího proudu vzduchu kótovaný od obvodové rychlosti. Dle literatury [24] je možné zavést zjednodušení a uvažovat úhel β_v stejný jako úhel náběhu α . Pro upřesnění je nutné

zmínit, že na obr. 12 je rotor zobrazen jako doprava rotující, a proto jsou i obvodové rychlosti rotoru ve směru jeho rotace, avšak pokud by byl rotor zastaven, je potřeba obrátit vektory obvodových rychlostí odpovídajícím směrem doleva [25].

4.2 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU NA ZÁKLADĚ RYCHLOSTI VĚTRU

V předchozí kapitole bylo vysvětleno, které rychlosti na rotor působí a jakým způsobem je možné zjistit jejich velikosti. Podle tohoto zjednodušeného aerodynamického modelu je postaven i následující výpočet převodového poměru a provozních otáček rotoru.

K stanovení otáček rotoru je nutné znát obvodové rychlosti lopatek, ty se dají získat na základě vektorového součtu z obr. 12. S využitím goniometrických funkcí je možné zjistit velikost obvodové rychlosti, ale je nutné znát, přinejmenším dvě proměnné z toho trojúhelníku. Zřejmým kandidátem na první proměnou je bezpochyby rychlost větru v . Pro každou větrnou elektrárnu je rozhodující rychlost větru v lokalitě, ve které bude provozována, a to nejen z hlediska velikosti rychlosti, ale i z hlediska její časové stálosti. Větrné elektrárny mají charakteristiky výstupního výkonu v závislosti na rychlosti větru, které jasně udávají spouštěcí a zároveň i provozní rychlost větru, při které produkují deklarovaný výkon. Pro následující výpočet byla s ohledem na již používané elektrárny o stejném výkonu 3 MW zvolena provozní rychlost větru 12,3 m/s. Jako druhou proměnou bylo možné uvažovat buď nabíhající rychlost vzduchu w , anebo úhel nabíhajícího proudu vzduchu β_v . Vzhledem k tomu, že úhel β_v je možné uvažovat stejný jako úhel náběhu α , který lze zjistit z aerodynamických závislostí daného profilu, byl zvolen za druhou proměnnou úhel β_v .



Obr. 13 Profil NACA 63-215 s rozměrovými poměry vůči tětivě [28]

Pro stanovení úhlu β_v , který je proměnný po délce lopatky bylo nejprve nutné zvolit z dostupných materiálů vhodný profil lopatky, ke kterému budou dostupné i aerodynamické úhly a jejich závislosti. Z katalogu [28] byl vybrán profil NACA 63-215 (viz obr. 13), jedná se o prověřený profil používaný v minulosti, ke kterému je dostatečné množství materiálů. Z článku [29] byl pak zvolen úhel na začátku a konci lopatky podle vztlakových a odporových koeficientů. Charakteristiky těchto koeficientů v závislosti na úhlu náběhu tohoto profilu jasně ukazují, které úhly náběhu jsou nejvhodnější, pro daný koeficient. Na začátku lopatky tedy u hlavy rotoru byl zvolen nejvhodnější úhel 15° a na konci lopatky úhel 8° . Poslední hodnota, která byla zvolena je délka lopatky. Opět s ohledem na již používané velikosti rotorů ve stejné kategorii výkonů byla zvolena délka lopatky 45 m. V následujícím odvození jsou uvedeny pouze stěžejní vztahy k vysvětlení, jakým způsobem bylo postupováno, celý výpočet s podrobnými výsledky je uveden v příloze 1. nebo v příloze 10. jako MATLAB kód.

Nejprve byla první část výpočtu spočítána pomocí vektorů, tedy pro každý jeden metr lopatky. Stanovení obvodové rychlosti po délce lopatky je možné dle:

$$\vec{v}_{obvodová} = \frac{\vec{v}}{\tan(\beta_v)} \quad (2)$$

Úhlová rychlost po délce lopatky je pak:

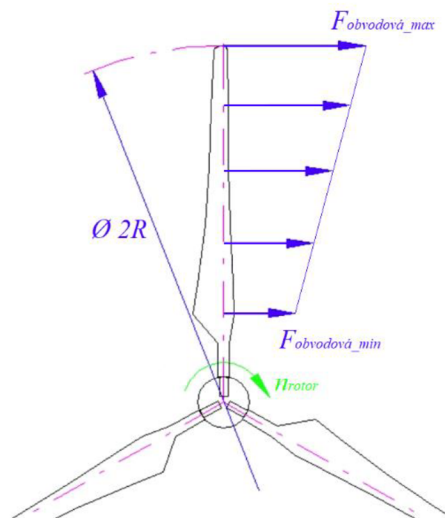
$$\vec{\omega}_{rotor} = \frac{\vec{v}_{obvodová}}{\vec{R}}, \quad (3)$$

kde \vec{R} je délka lopatky zapsána vektorem. Dále bylo možné získat pomocí výkonu \vec{P} , který je proměnný po délce lopatky, proměnný točivý moment na lopatce:

$$\vec{M} = \frac{\vec{P}}{\vec{\omega}_{rotor}}, \quad (4)$$

a jako poslední pak obvodovou sílu po délce lopatky:

$$\vec{F}_{obvodová} = \frac{\vec{M}}{\vec{R}} \quad (5)$$



Obr. 14 Liniové zatížení na jedné lopatce [25]

Z vektoru obvodové síly bylo dále sestaveno liniové zatížení, které je zobrazeno na obr. 14. Toto zatížení bylo rozděleno na dvě části, do obdélníkového a do trojúhelníkového zatížení a každé bylo nahrazeno jednou silou. S využitím těchto sil byly vypočteny dva momenty, které lopatka generuje a jejich sečtením byl získán točivý moment vytvořený jednou lopatkou. Před dalším výpočtem bylo nejprve nutné určit počet lopatek na rotoru. K tomu slouží tzv. koeficient rychloběžnosti, který je definován vztahem [24]:

$$SR = \frac{v_{obvodová,max}}{v} \quad (6)$$

kde $v_{obvodová_max}$ je obvodová rychlost na konci listu. Výsledná hodnota tohoto koeficientu udává kolika lopatkami má být rotor osazen. Běžné moderní rotory se třemi lopatkami mají koeficienty rychloběžnosti od 4 do 9 a obecně lze říci, že hodnoty menší, jak tento interval, jsou pro rotory s větším počtem lopatek a opačně pak hodnoty větší, než tento interval jsou pro rotory s menším počtem lopatek [24]. Výsledný koeficient rychloběžnosti vyšel v intervalu moderních rotorů, a proto byly zvoleny tři lopatky na rotoru.

Se zvoleným počtem lopatek bylo možné dle [30], vynásobit moment jedné lopatky třikrát a získat tak výsledný moment na rotoru M_v . Úhlová rychlost rotoru je poté:

$$\omega_v = \frac{P_v}{M_v}, \quad (7)$$

a P_v je výkon elektrárny v závislosti na délce lopatky daný vztahem [31]:

$$P_v = \frac{1}{2} \rho_{vzduch} v^3 c_p \left(\frac{\pi(2R)^2}{4} \right), \quad (8)$$

kde ρ_{vzduch} je hustota vzduchu, c_p je účinnost větrné elektrárny, v je provozní rychlost větru a R je poloměr rotoru. Za zmínku stojí, že výše zmíněný vztah pro výpočet výkonu byl použit i u výpočtu vektorového momentu v rovnici (4) a to kvůli pevné délce lopatky. Na základě vypočtené úhlové rychlosti w_v lze tedy určit výsledné provozní otáčky rotoru jako:

$$n_{rotor} = \frac{w_v 60}{2\pi}. \quad (9)$$

Poslední stěžejní hodnotou je převodový poměr převodovky, který lze zjistit pomocí provozních otáček rotoru a výstupních otáček generátoru. S využitím znalostí z kapitoly 3 o generátorech byl zvolen asynchronní generátor se čtyřmi póly a frekvencí sítě 50 Hz, vzhledem k evropským podmínkám. Dle rovnice (1) byly následně spočítány provozní otáčky generátoru $n_{generátor}$, které jsou rovny 1500 min^{-1} . Výsledný převodový poměr převodovky byl tedy stanoven podle:

$$i_v = \frac{n_{rotor}}{n_{generátor}}. \quad (10)$$

Základní výsledné parametry převodového ústrojí jsou uvedeny v *tab. 1*.

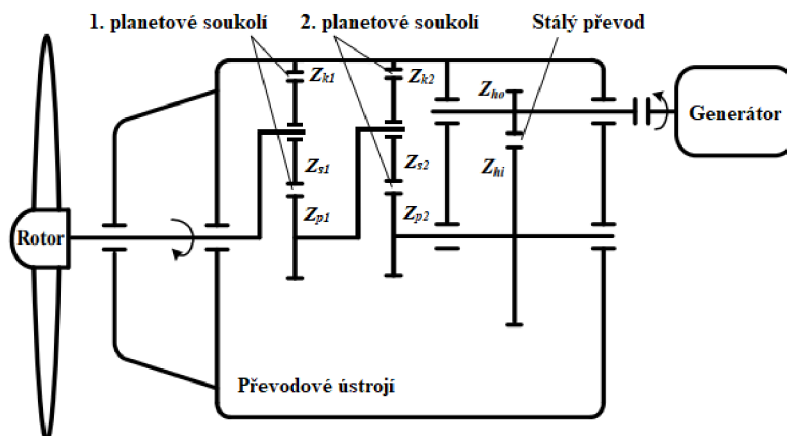
Tab. 1 Základní parametry převodového ústrojí

Převodové parametry	
Provozní otáčky rotoru n_{rotor} [min^{-1}]	18,5634
Převodový poměr i_v [-]	0,0124
Točivý moment rotoru M_v [kNm]	1571
Provozní výkon elektrárny P_v [MW]	3,0543

Určitou kontrolou pro ověření výsledných převodových parametrů mohou být dle [4] intervaly doporučených hodnot otáček rotorů a převodových poměrů převodovek o takto velkém výkonu. Převodová ústrojí v této kategorii výkonů mají doporučený interval otáček rotoru od 5 do 20 min^{-1} a převodového poměru od 0,005 do 0,01428. Obě výsledné hodnoty se tedy nachází v doporučených mezích. I když byl požadavek na výkon 3 MW, výsledný výkon byl záměrně přepočítán mírně vyšší, kvůli určitému skluzu, se kterým asynchronní generátor bude pracovat.

5 KONCEPT PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Na základě výsledných parametrů převodovky bylo možné zvolit její uspořádání s využitím podkapitoly 2.1. Vzhledem k tomu, že nebyl zadán žádný požadavek z hlediska uspořádání převodovky nebo počtu vstupů či výstupů točivého momentu, bylo vybráno uspořádání, které spadá do standardní kategorie těchto ústrojí a je zobrazeno na obr. 2 (c). Pro přehlednost je na obr. 15 zvolená koncepce zobrazena podrobněji i s popisem jednotlivých soukolí a označením každého ozubeného kola proměnnou s počty zubů.



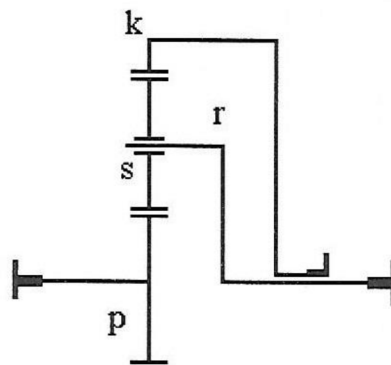
Obr. 15 Zvolená koncepce převodového ústrojí: z_k – počet zubů korunového kola, z_s – počet zubů satelitu, z_p – počet zubů planetového kola, z_h – počet zubů kola stálého převodu [32]

5.1 JEDNODUCHÁ PLANETOVÁ SOUKOLÍ

Kromě stálých převodů jsou tam, kde je to vhodné, používána i soukolí planetová, a to nejenom v odvětví větrné energie. Planetová soukolí mohou být jednodušších nebo složitějších konstrukcí, vždy záleží na provozních parametrech či na funkcích, které mají plnit. Zvolená koncepce převodového ústrojí obsahuje hned dvě jednoduchá planetová soukolí, a proto budou v následujícím vysvětlena podrobněji.

Obecný případ jednoduchého planetového soukolí je uveden na obr. 16, takovéto soukolí se skládá z planetového kola p , satelitu s , korunového kola k a unášče r . Satelity jsou uloženy jako volně otočné na unášči a jsou současně v záběru s korunovým a planetovým kolem. Ve většině případů má unášec hned několik takto uložených satelitů rovnoměrně rozmístěných po společné kružnici. Planetové kolo a satelity disponují vnějším ozubením, kdežto korunové kolo má ozubení vnitřní. Kromě satelitů jsou všechny další členy soukolí centrálně otočné, protože jejich osy rotace jsou umístěny v jedné společné ose nazývané centrální osa celého mechanismu [33]. Satelity tedy během rotace unášče vykonávají pohyb složený ze dvou rotací. Jednoduché planetové soukolí, tak jak je zobrazeno na obrázku níže, má dva stupně volnosti a jedná se tak o diferenciál. Pokud má být tedy toto soukolí použito jako převod, je nutné jeden stupeň volnosti odebrat zastavením jednoho z centrálně otočných členů soukolí. Snížit počet stupňů volnosti je možné zastavením planetového kola, unášče nebo korunového kola. Každá tato varianta pak nabízí dva možné vstupy točivého momentu a tím i dva možné převodové poměry. Tedy pokud je např. zastavené korunové kolo a točivý moment je přiváděn na planetové kolo, soukolí pracuje jako tzv. reduktor a výstupní otáčky unášče

budou mnohem nižší než otáčky vstupního planetového kola. V opačném případě, kdy je točivý moment přiváděn na unašeč, pracuje soukolí jako multiplikátor a výstupní otáčky planetového kola budou mnohem vyšší než ty vstupní. Celkem lze tímto způsobem získat šest možných převodových poměrů a při pevném spojení dvou libovolných centrálně otočných členů soukolí, je možné získat sedmý převodový poměr tzv. přímý záběr, kdy otáčky na vstupu jsou stejné jako ty na výstupu z ústrojí a celý mechanismus se otáčí jako jeden celek. Jednoduchá planetová soukolí však ne vždy musí plnit funkci převodu s jedním stupněm volnosti a mohou být uspořádána i jako diferenciální soukolí se dvěma stupni volnosti. Typickým představitelem diferenciálního soukolí je kuželový nápravový diferenciál používaný zejména u vozidel, kde jeho osy satelitů jsou umístěny kolmo na centrální osu celého mechanismu. [34]



Obr. 16 Schéma jednoduchého planetového soukolí: p – planetové kolo, s – satelit, r – unašeč, k – korunové kolo [33]

5.2 WILLISOVA METODA

Kinematické vyšetření, ať už složitějšího planetového soukolí nebo jednoduššího stálého převodu, obecně umožňuje stanovit hodnoty převodových poměrů, úhlových rychlostí, úhlových zrychlení nebo úhlových pootočení. Tyto kinematické hodnoty u planetových soukolí je možné vyšetřit pomocí Willisovy metody, která je vhodná nejen pro jednoduchá, ale i složitá planetová soukolí a při tom se jedná o metodu nejstarší. Před popisem této metody je vhodné nejprve uvést základní kinematické vztahy soukolí ozubených kol s nepohyblivými osami, které Willisova metoda využívá. Níže zmíněné odvození převodových poměrů bude pro jednoduchost popsáno pouze pomocí úhlových rychlostí a počtu zubů, avšak tyto vztahy platí i pro úhlová zrychlení nebo úhlová pootočení. [33]

U soukolí stálého převodu zobrazeného na obr. 17 (a) je převodový poměr dán vztahem (11), kde index x značí vstupní člen (vstup točivého momentu do soukolí) a index y značí člen výstupní. Takovéto soukolí je možné zapsat symbolicky jako $(x \rightarrow y)$. Převodový poměr soukolí stálého převodu je tedy [33]:

$$i_{xy} = \frac{\omega_x}{\omega_y} = \frac{z_y}{z_x}, \quad (11)$$

kde ω jsou úhlové rychlosti a z je počet zubů daného ozubeného kola. V opačném případě, kdy by soukolí bylo $(y \rightarrow x)$, je dán převodový poměr vztahem [33]:

$$i_{yx} = \frac{\omega_y}{\omega_x} = \frac{z_x}{z_y} = \frac{1}{i_{xy}}. \quad (12)$$

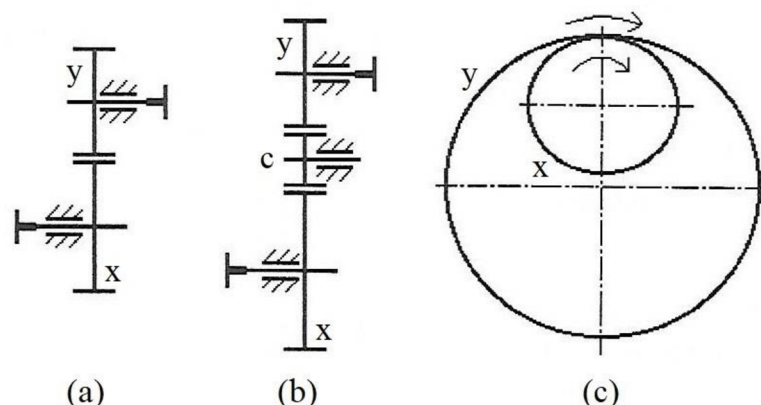
Pokud je do stálého převodu přidáno třetí ozubené kolo *c*, tzv. vložené kolo viz obr. 17 (b), převodový poměr je roven součinu převodových poměrů jednotlivých soukolí a dán vztahem [33]:

$$i_{xy} = \frac{z_c}{z_x} \frac{z_y}{z_c} = \frac{z_y}{z_x}. \quad (13)$$

Vložená kola s vnějším ozubením tedy nemění velikost převodového poměru, ale mění směr otáčení výstupního ozubeného kola. U soukolí s vnějším a vnitřním ozubením, které je zobrazeno na obr. 17 (c), je smysl otáčení stejný jak u vstupního, tak i u výstupního členu, nicméně převodový poměr takového soukolí je stanoven dle [33]:

$$i_{xy} = \frac{\omega_x}{\omega_y} = \frac{z_y}{z_x} (-1)^j, \quad (14)$$

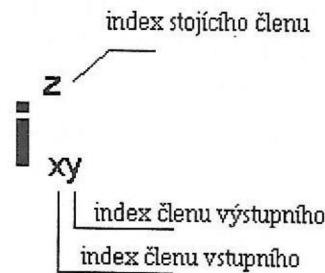
kde *j* udává počet vnějších záběrů. Tyto vztahy a jejich význam jsou základem pro kinematické operace se soukolími a je nutné je znát.



Obr. 17 Soukolí s nepohyblivými osami: (a) stálý převod, (b) stálý převod s vloženým kolem, (c) soukolí s vnějším a vnitřním ozubením [33]

Willisova metoda, nazývána také metodou záměny mechanismu, je založena na metodě superpozice. Nejsnáze ji je možné pochopit na jednoduchém planetovém soukolí, u kterého, jak již bylo zmíněno, jsou osy satelitů pohyblivé a rotují kolem centrální osy celého mechanismu. To je značná komplikace pro kinematický výpočet, a proto Willisova metoda zavádí tzv. relativní otáčky vůči satelitu. Jinými slovy centrálně otočným členům soukolí jsou uděleny relativní otáčky stejné, ale opačně orientované než otáčky unašeče a tím dojde k zastavení unašeče, protože otáčky centrálních členů budou vůči unašeči relativní. Tato definice však nemusí být úplně zřejmá, a proto je možné ji popsat prostřednictvím pozorovatele, který se pohybuje s unašečem a stejně, tak jako člověk nepozoruje rotaci Země, tak i pozorovatel nevnímá otáčky unašeče a je pro něho unašeč zastavený [34]. Unašeč má v takovém případě nulové relativní otáčky, zatímco satelity se na nehybném unašeči otáčejí a současně jsou v záběru s rotujícím korunovým a planetovým kolem. Tímto způsobem je tedy možné získat převod s nepohyblivými osami. S těmito relativními otáčkami (relativními

úhlovými rychlostmi) pracuje Willisova formule, která udává, že při zastaveném unašeči je poměr dvou relativních rychlostí centrálních členů planetového soukolí roven převodovému poměru mezi těmito členy. Převodový poměr stanovený pomocí Willisovy formule je nutné značit se třemi indexy, kde horním indexem je označován zastavený člen soukolí viz. obr. 18. Převodový poměr zobrazený na obrázku níže je také možné zapsat symbolicky jako $(x \rightarrow y)^z$. [33]



Obr. 18 Označení převodového poměru u Willisovy metody [33]

Willisova formule je dána vztahem [33]:

$$i_{xy}^z = \frac{\omega'_x}{\omega'_y} = \frac{\omega_{xz}}{\omega_{yz}} = \frac{\omega_x - \omega_z}{\omega_y - \omega_z}, \quad (15)$$

kde úhlové rychlosti bez čárky jsou skutečné rychlosti členů soukolí, a právě úhlové rychlosti označené čárkou jsou relativní rychlosti vůči unašeči. Tuto formuli je možné dále upravovat, tak aby odpovídala danému kinematickému řešení planetového soukolí, avšak při použití jedné z odvozených úprav uvedených níže, je nutné dodržet určitá pravidla. První pravidlo definuje vyjadřování převodového poměru, u kterého musí být vždy jeden ze členů unašeč a pokud je např. u složitějších planetových soukolí unašeč volným členem je nutné převodový poměr stanovit jako součin dvou převodových poměrů, kde u prvního poměru je unašeč vstupující člen a u druhého poměru je zase člen vystupující. Druhé pravidlo zase říká, že ke stanovení jedné libovolné úhlové rychlosti musí být známy alespoň dvě další a to platí, jak u planetových převodů o jednom stupni volnosti, tak u planetových diferenciálů se dvěma stupni volnosti. U planetových převodů totiž bývá obvykle zadána vstupní nebo výstupní rychlost a jako druhá je známa rychlost reakčního členu, tedy zastaveného unašeče, která je nulová. [33]

Tyto pravidla jsou tedy platná pro následující vztahy, kde první vztah odvozený z Willisovy formule je daný jako [33]:

$$i_{xy}^z = 1 - i_{xz}^y, \quad (16)$$

a je možné ho použít pro stanovení převodového poměru skutečného planetového soukolí s využitím jeho základních parametrů.

Willisovu formuli je možné využít i pro odvození relativní rychlosti satelitu vůči unašeči i přes to, že původně byla formule odvozená jen pro centrální členy. Relativní úhlová rychlost satelitu je tedy [33]:

$$\omega_{sr} = i_{sy}^r (\omega_y - \omega_r), \quad (17)$$

kde převodový poměr v tomto vztahu lze získat pomocí počtu zubů a za člen y může být volen jakýkoli člen, který je v záběru se satelitem s .

Poslední odvozený vztah z této formule je vhodný pro stanovení úhlové rychlosti jednoho z kol diferenciálního planetového soukolí, u kterého jsou známy dvě libovolné úhlové rychlosti kol a jejich náležité převodové poměry. Úhlová rychlost v takovém případě lze vyjádřit pomocí [33]:

$$\omega_x = i_{xy}^z \omega_y + i_{xz}^y \omega_z, \quad (18)$$

5.3 KINEMATICKÝ VÝPOČET PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Se známou hodnotou celkového převodového poměru převodovky, bylo nutné rozdělit tento převodový poměr podle počtu převodových stupňů dle zvoleného uspořádání na obr. 15. Kompletní kinematický výpočet je uveden v příloze 2. nebo v příloze 10. opět jako MATLAB kód. Celkový převodový poměr převodovky je tedy možné zapsat jako:

$$i_v = i_{r1p1}^{k1} i_{p1p2}^{k2} i_{hiho}, \quad (19)$$

kde i_{r1p1}^{k1} převodový poměr prvního planetového soukolí, obdobně je i_{p1p2}^{k2} převodový poměr druhého planetového soukolí a i_{hiho} je převodový poměr stálého převodu. Dále bylo potřeba zvolit alespoň dva neznámé převodové poměry z tohoto součinu a díky tomu mohl být třetí poměr ze vztahu (19) vyjádřen. Kromě převodových poměrů musel být v každém převodovém stupni zvolen počet zubů vždy jednoho kola, aby byly rovnice řešitelné. Jako poslední parametr byl pak zvolen počet satelitů q v prvním a druhém planetovém soukolí. Zvolené parametry jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 Zvolené kinematické parametry

1. planetové soukolí		2. planetové soukolí		Stálý převod	
z_{p1} [-]	47	z_{p2} [-]	37	z_{hi} [-]	107
i_{r1p1}^{k1} [-]	0,31	i_{p1p2}^{k2} [-]	0,25	-	-
q_1 [-]	5	q_2 [-]	3	-	-

Následující vztahy budou odvozeny pouze pro první planetové soukolí vzhledem k tomu, že u druhého planetového soukolí byl postup stejný.

S využitím Willisovy metody je tedy možné zjistit chybějící počet zubů centrálního členu, který je v tomto případě počet zubů korunového kola dle:

$$i_{r1p1}^{k1} = \frac{1}{i_{p1r1}^{k1}} = \frac{1}{1 - i_{p1k1}^{r1}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{k1p1}^{r1}}}, \quad (20)$$

kde převodový poměr i_{k1p1}^{r1} je dán vztahem:

$$i_{k1p1}^{r1} = \frac{z_{p1}}{z_{k1}} (-1)^j, \quad (21)$$

pro tento případ je počet vnějších záběrů $j = 1$. Počet zubů korunového kola je možné vyjádřit ze vztahu (20) po úpravě jako:

$$z_{k1} = \frac{z_{p1}(1 - i_{r1p1}^{k1})}{i_{r1p1}^{k1}}. \quad (22)$$

Počet zubů z tohoto vztahu však nemusí vždy vycházet jako celé číslo, a proto musí být případně pozměněno na číslo celé blízké a zároveň nesoudělné se zabírajícími satelity. Díky známému počtu zubů korunového a planetového kola lze tak stanovit podmínku smontovatelnosti planetového soukolí [16]:

$$S_1 = \frac{|z_{k1}| + |z_{p1}|}{q_1}. \quad (23)$$

Tato podmínka musí vždy vyjít jako celé číslo, v případě, že se tak nestane, je nutné změnit počet zubů jednoho z centrálních kol, opět se splněním předchozích podmínek. Počet zubů satelitu je dán vztahem [16]:

$$z_{s1} = \frac{|z_{k1}| - |z_{p1}|}{2}, \quad (24)$$

a opět jako u vztahu (22) musí být případný počet zubů satelitu pozměněn na celé blízké nesoudělné číslo. S případnými pozměněnými počty zubů je nutné přepočítat převodový poměr planetového soukolí na poměr skutečný dle:

$$i_{r1p1R}^{k1} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\frac{z_{p1R}}{z_{k1R}} (-1)^j}}, \quad (25)$$

což je v podstatě jen dosazený vztah (21) do vztahu (20), kde z_{p1R} a z_{k1R} jsou případné pozměněné počty zubů.

Převodový poměr soukolí stálého převodu je tedy možné stanovit na základě vztahu (19) jako:

$$i_{hiho} = \frac{i_v}{i_{r1p1}^{k1} i_{p1p2}^{k2}}. \quad (26)$$

S využitím tohoto převodového poměru je pak počet zubů hnaného kola stálého převodu:

$$z_{ho} = i_{hiho} z_{hi}. \quad (27)$$

Opět jako u předchozích výpočtů zubů, tak i u tohoto vztahu nemusí vždy vyjít celé číslo a je potřeba počet zubů případně pozměnit na celé blízké nesoudělné číslo. V takovém případě je nutné i přepočítat skutečný převodový poměr stálého převodu pomocí:

$$i_{hihoR} = \frac{z_{hoR}}{z_{hiR}}, \quad (28)$$

kde z_{hoR} a z_{hiR} jsou případné pozměněné počty zubů kol stálého převodu.

Pokud tedy dojde ke změně výsledných počtů zubů vlivem jejich nevhodnosti, musí pak být celkový převodový poměr převodovky přepočítán dle:

$$i_{vR} = i_{r1p1R}^{k1} i_{p1p2R}^{k2} i_{hihoR}, \quad (29)$$

a tento přepočítaný poměr by se měl, pokud možno, lišit co nejméně, podle literatury [35] do 2 %.

Na základě vstupních otáček rotoru a převodového poměru prvního planetového soukolí byly stanoveny otáčky planetového kola:

$$n_{p1} = \frac{n_{rotor}}{i_{r1p1R}^{k1}}. \quad (30)$$

A pomocí otáček planetového kola je možné určit otáčky satelitu dle vztahu [16]:

$$n_{s1} = \left(\frac{z_{p1R}}{z_{s1R}} \right) (n_{p1} - n_{rotor}). \quad (31)$$

Posledními stanovenými otáčkami pak byly otáčky hnaného kola stálého převodu, které jsou současně otáčkami výstupními a pokud dojde k určité změně celkového převodového poměru, dojde i k odlišení výstupních otáček od otáček generátoru. Výstupní otáčky převodovky jsou:

$$n_{ho} = \frac{n_{hi}}{i_{hihoR}}, \quad (32)$$

kde n_{hi} jsou otáčky hnacího kola stanovené pomocí výpočtu otáček druhého planetového soukolí.

Obdobným způsobem jako u výpočtu otáček byly stanoveny točivé momenty centrálních členů a kol stálého převodu pomocí točivého momentu rotoru a jednotlivých převodových poměrů. Výsledné hodnoty převodových poměrů, počtu zubů, otáček a momentů jednotlivých ozubených kol jsou uvedeny v tab. 4. Dílčí momenty v této tabulce byly kvůli přehlednosti převedeny na kilo newtony metry. Rozdíly převodového poměru a výstupních otáček vůči původním parametrům jsou zaznamenány v tab. 3.

Tab. 3 Kontrola skutečných parametrů

Původní parametry		Skutečné parametry		Rozdíl
i_v [-]	0,0124	i_{vR} [-]	0,01228	0,9714 %
$n_{generátor}$ [min^{-1}]	1500	n_{ho} [min^{-1}]	1511,7338	0,7823 %

Rozdíl původního převodového poměru vůči skutečnému je méně jak jedno procento, což je pod zmíněná dvě procenta a tudíž vyhovující. Díky tomuto rozdílu se samozřejmě navýšily i výstupní otáčky převodovky a jak již bylo zmíněno, takové navýšení je vhodné z hlediska skluzu u asynchronního generátoru.

Tab. 4 Výsledné kinematické hodnoty

1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
Počty zubů a převodové poměry					
z_{k1R} [-]	103	z_{k2R} [-]	113	z_{hiR} [-]	107
z_{s1R} [-]	28	z_{s2R} [-]	38	z_{hoR} [-]	17
z_{p1R} [-]	47	z_{p2R} [-]	37	-	-
i_{r1p1R}^{k1} [-]	0,3133	i_{p1p2R}^{k2} [-]	0,2468	i_{hihoR} [-]	0,1589
q_1 [-]	5	q_2 [-]	3	-	-
Otáčky					
n_{k1} [min ⁻¹]	0	n_{k2} [min ⁻¹]	0	n_{hi} [min ⁻¹]	240,1820
n_{s1} [min ⁻¹]	68,2868	n_{s2} [min ⁻¹]	176,1756	n_{ho} [min ⁻¹]	1511,7338
n_{r1} [min ⁻¹]	18,5634	n_{r2} [min ⁻¹]	59,2449	-	-
n_{p1} [min ⁻¹]	59,2449	n_{p2} [min ⁻¹]	240,1820	-	-
Točivé momenty					
M_{k1} [kNm]	1078,8728	M_{k2} [kNm]	370,8669	M_{hi} [kNm]	121,4343
M_{r1} [kNm]	1571,1740	M_{r2} [kNm]	492,3012	M_{ho} [kNm]	19,2933
M_{p1} [kNm]	492,3012	M_{p2} [kNm]	121,4343	-	-

6 VÝPOČET OZUBENÍ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

S využitím podkapitoly 2.2 byla vybrána pro oba planetové stupně, ale i pro stálý převod čelní kola s šikmým ozubením a s evolventním profilem zubu. Celý výpočet ozubení je uveden v příloze 3. a současně i v příloze 10. jako MATLAB kód. Vzhledem k obsáhlosti výpočtu celého ozubení jsou v následujících podkapitolách zmíněny jen stěžejní uzly výpočtu a výsledné hodnoty.

6.1 VÝPOČET NORMÁLNÉHO MODULU

Pokud by byl normální modul pouze zvolen bez dalšího uvážení, mohlo by se stát, že nadcházející pevností výpočet ozubení by nevyšel bezpečný a bylo by nutné celý proces výpočtu opakovat s nejistým výsledkem, což u analytického pevnostního výpočtu je zdlouhavé. Navíc pro řešitele nebylo zřejmé, jakou velikost modulu zvolit, a proto se rozhodl velikost modulu zjistit pomocí normy ČSN 01 4686-4: 1988 [37], která je pro počáteční návrh modulu dostačující a je díky ní možné získat představu o velikostech modulů při takovém to vysokém zatížení.

Nejprve bylo nutné zvolit materiál ozubených kol, který byl použit i u následujícího pevnostního výpočtu ozubení. Pro všechna ozubená kola byla zvolena chrom-niklová tvářená ocel 18CrNiMo7-6, dostupná z [36] s kalenými a cementovanými zuby. Tato ocel se vyznačuje dobrými pevnostními vlastnostmi a dobrou prokalitelností, zároveň u takto velkých převodových ústrojí větrných elektráren je běžně používána [23]. Stupeň kvality materiálu je ISO ME podle ČSN ISO 6336-5: 2005 [60]. Tvrdost satelitů a hnaného kola stálého převodu byla zvolena dle Vickerse na 800 HV a všem ostatním ozubeným kolům byla zvolena tvrdost 745 HV. Níže v tab. 5 jsou uvedeny základní materiálové vlastnosti této oceli.

Tab. 5 Základní materiálové vlastnosti oceli 18CrNiMo7-6

Ocel 18CrNiMo7-6	
Modul pružnosti v tahu E [MPa]	206000
Mez kluzu Re [MPa]	735
Mez pevnosti Rm [MPa]	885
Mez únavy v ohybu σ_{Flimb} [MPa]	550
Mez únavy v dotyku σ_{Hlimb} [MPa]	1650

Normální modul byl vypočten nejprve v ohybu dle Bacha a poté v dotyku dle Hertzova tlaku. Nadcházející výpočet obou normálních modulů bude odvozen pouze pro první planetové soukolí, vzhledem k tomu, že u zbylých soukolí byl postup stejný. Vztahy z této normy předpokládají únavové poškozování zubu, ale neberou v úvahu vznik trvalé deformace nebo křehkého lomu vlivem vnějšího zatížení [37]. Jedním z hlavních vstupních parametrů tohoto výpočtu je součinitel vnějších dynamických sil, který byl zvolen s ohledem na literaturu [23] a také na možné rázy větru jako $K_A = 1,25$. Na základě tohoto součinitele je možné stanovit součinitel přidavných zatížení v ohybu [37]:

$$K_{F1} = K_A K_{F\beta 1}, \quad (33)$$

kde $K_{F\beta 1}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po jeho šířce. Dále bylo s využitím meze únavy v ohybu materiálu určeno přípustné napětí pro ohyb jako [37]:

$$\sigma_{FP1} = 0,6\sigma_{Flimb}. \quad (34)$$

A výsledný normální modul v ohybu bylo tedy možné zjistit pomocí vztahu [37]:

$$m_{nO1} = f_{F1} \sqrt[3]{\frac{K_{F1} M_{p1}}{\psi_{F1} Z_{p1R} \sigma_{FP1}}}, \quad (35)$$

kde f_{F1} je pomocný součinitel pro kalená kola a ψ_{F1} je relativní šířka ozubení, která byla volena se zřetelem k normě a k doporučeným hodnotám z literatury [35].

Ke stanovení normálního modulu v dotyku bylo nutné nejdříve vypočítat průměr roztečné kružnice planetového kola a s využitím této kružnice pak stanovit zmíněný normální modul. Stejně jako u vztahu (33) byl i u výpočtu součinitele přídavných zatížení pro dotyk využit součinitel K_A a to dle vztahu [37]:

$$K_{H1} = K_A K_{H\beta 1}, \quad (36)$$

zde je $K_{H\beta 1}$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po jeho šířce. Obdobným způsobem jako u předchozího výpočtu bylo stanoveno přípustné napětí pro dotyk [37]:

$$\sigma_{HP1} = 0,8\sigma_{Hlimb}. \quad (37)$$

A díky těmto vztahům byl získán průměr roztečné kružnice planetového kola v dotyku [37]:

$$D_{p1D} = f_{H1} \sqrt[3]{\left(\frac{K_{H1} M_{p1}}{\psi_{H1} \sigma_{HP1}^2}\right) \left(\frac{i_{r1p1R}^{k1} + 1}{i_{r1p1R}^{k1}}\right)}, \quad (38)$$

u kterého je f_{H1} pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice a ψ_{H1} je relativní šířka ozubení. Ke stanovení normálního modulu v dotyku bylo už jen potřeba zvolit úhel sklonu zubu šikmého ozubení β . Z výsledné roztečné kružnice je normální modul pro dotyk získán pomocí [37]:

$$m_{nD1} = \frac{D_{p1D} \cos(\beta)}{Z_{p1R}}, \quad (39)$$

Výpočet normálního modulu byl záměrně zjišťován v ohybu i v dotyku vzhledem k tomu, že nadcházející pevnostní výpočet ozubení je založen na vyšetřování bezpečnosti těchto dvou únavových stavů. Z výsledných hodnot normálních modulů v ohybu a v dotyku, byl vybrán vždy ten hodnotou větší a dle této hodnoty byl zvolen nejbližší vyšší normalizovaný normální modul podle normy ČSN 01 4608: 1978 [61]. Výsledné hodnoty tohoto výpočtu jsou zobrazeny v tab. 6.

Tab. 6 Výsledné a zvolené hodnoty normálních modulů

1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
Normální moduly v ohybu					
K_{F1} [-]	1,4063	K_{F2} [-]	1,4063	K_{Fh} [-]	1,3438
σ_{FP1} [MPa]	330	σ_{FP2} [MPa]	330	$\sigma_{FP h}$ [MPa]	330
m_{nO1} [mm]	23,5228	m_{nO2} [mm]	15,9769	m_{nOh} [mm]	9,6491
Normální moduly v dotyku					
K_{H1} [-]	1,4063	K_{H2} [-]	1,4063	K_{Hh} [-]	1,3438
σ_{HP1} [MPa]	1320	σ_{HP2} [MPa]	1320	$\sigma_{HP h}$ [MPa]	1320
D_{p1D} [mm]	969,6983	D_{p2D} [mm]	647,2876	D_{hoD} [mm]	318,8366
m_{nD1} [mm]	20,1810	m_{nD2} [mm]	17,1112	m_{nDh} [mm]	18,3452
Zvolené normální moduly					
m_{n1} [mm]	22	m_{n2} [mm]	18	m_{nh} [mm]	18

Zvolené normální moduly prvního planetového soukolí a stálého převodu byly voleny nižší v souladu s nadcházejícím pevnostním výpočtem, vzhledem k výsledným bezpečnostem a rozměrům soukolí.

V této fázi výpočtu v rámci optimalizace rozměrů jednotlivých soukolí bylo provedeno dvacet rozměrových variant převodovky, které se lišily převodovými poměry jednotlivých soukolí, počty zubů jednotlivých kol nebo velikostí normálních modulů. Princip optimalizace spočíval v předběžném stanovení roztečných, hlavových a patních kružnic jednotlivých kol daného soukolí a podle rozměrů těchto kružnic byly zmíněné parametry měněny tak, aby pokud možno vždy největší kružnice daného soukolí byla zmenšena s dodržением nejenom kinematických podmínek zmíněných v předešlé kapitole. Toho však ne vždy bylo dosaženo, protože snížením největší kružnice v jednom soukolí se většinou zvětšila největší kružnice v soukolí druhém. Proto byla potřeba zmíněné parametry měnit s rozmyslem, tak aby jednotlivá soukolí měla co nejmenší rozměry. Ze všech rozměrových variant byla vybrána ta nejvhodnější s nejmenšími rozměry kružnic, která se nejvíce přibližuje rozměrům dnešních převodových ústrojí větrných elektráren.

6.2 GEOMETRIE OZUBENÍ

Všechna soukolí převodového ústrojí byla navržena jako soukolí typu N, bez nutnosti korekcí a podřezání zubů, kvůli jednodušší výrobě a nižším nákladům. Celý výpočet geometrie ozubení byl spočítán pomocí literatury [16] a [38]. Pro všechna tři soukolí převodovky byl už v předchozí podkapitole zvolen úhel $\beta = 12^\circ$ a úhel záběru $\alpha_n = 20^\circ$. Následně pak byly stanoveny roztečné kružnice na základě, kterých byla vypočtena osová vzdálenost jednotlivých soukolí. Doposud to však byl pouze předběžný výpočet geometrie, protože osové vzdálenosti vyšli s desetinnými čísly nevhodně, a proto bylo nutné osové vzdálenosti zaokrouhlit na celá čísla. Na základě zaokrouhlených hodnot osových vzdáleností pak byly stanoveny jednotlivé geometrické parametry a přepočítány roztečné kružnice

každého soukolí. V tab. 7 jsou vybrány pouze hlavní parametry geometrie ozubení a pro přehlednost jsou v tabulce popsány dílčí proměnné, ale bez indexů označení jednotlivých soukolí, kde proměnné s indexem R značí přepočítanou hodnotu oproti hodnotě předběžné.

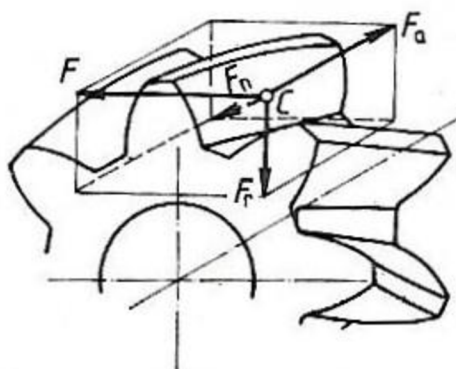
Tab. 7 Hlavní geometrické parametry ozubení

Parametry ozubení	1. Pl. soukolí	2. Pl. soukolí	Stálý převod
Osová vzdálenost a_R [mm]	843	690	1141
Úhel sklonu zubu β_R [°]	11,8614	11,9687	12,016
Čelní modul m_{tR} [mm]	22,48	18,4	18,4032
Výška zubu h [mm]	49,5	40,5	40,5
Šířka ozubení b_w [mm]	440	360	540
Tloušťka zubu na roztečné kružnici S_t [mm]	35,3115	28,9027	28,9077
Celkový součinitel záběru ε_γ [-]	2,9493	2,9693	3,623
Průměry planetových kol			Průměry hnací kola
Roztečná kružnice d_R [mm]	1056,56	680,8	1969,1452
Hlavová kružnice d_{aR} [mm]	1100,56	716,8	2005,1452
Patní kružnice d_{fR} [mm]	1001,56	635,8	1924,1452
Průměry satelitů			Průměry hnaného kola
Roztečná kružnice d_R [mm]	629,44	699,2	312,8548
Hlavová kružnice d_{aR} [mm]	673,44	735,2	348,8548
Patní kružnice d_{fR} [mm]	574,44	654,2	267,8548
Průměry korunových kol			-
Roztečná kružnice d_R [mm]	-2315,44	-2079,2	
Hlavová kružnice d_{aR} [mm]	-2271,44	-2043,2	
Patní kružnice d_{fR} [mm]	-2370,44	-2124,2	

Korunová kola planetových soukolí mají vnitřní ozubení, u kterého se průměry kružnic, počty zubů, ale i další geometrické parametry značí se záporným znaménkem. Willisova metoda dle literatury [33] tato záporná znaménka u počtu zubů korunových kol planetových soukolí neuvažuje, a proto jsou až zde u výpočtu geometrie ozubení znaménka doplněna. Jejich význam je hlavně pro odlišení vnějšího a vnitřního ozubení a také kvůli výpočtu interference, což je nežádoucí jev mezi dvěma spolu zabírajícími zuby, u kterých dochází ke vzájemné kolizi vlivem např. nevhodně zvoleného počtu zubů jednoho z kol soukolí. Interferenci je možné rozdělit na interferenci s přechodovou křivkou (primární) a na hlavovou interferenci (sekundární) [38]. Primární interference vzniká jen u soukolí s vnějším ozubením, kdežto sekundární se vyskytuje u soukolí s vnějším a vnitřním ozubením. Obě planetová soukolí převodovky byla zkontrolována z hlediska sekundární interference a poté bylo každé vnější soukolí převodovky zkontrolováno i z hlediska interference primární. U žádného z těchto soukolí se tento jev nevyskytuje. Posledním kontrolovaným parametrem ozubení byl celkový součinitel záběru ε_γ , který by měl být zpravidla větší než hodnota 2,5 [16]. Čím vyšší je jeho hodnota, tím vyšší je počet zubů v záběru a také tišší chod soukolí.

6.3 SILOVÉ POMĚRY V OZUBENÍ

V důsledku působení točivého momentu na dílčí ozubená kola jsou mezi spolu zabírajícími zuby vyvolány síly uprostřed šířky ozubení v jejich valivém bodě viz obr. 19 [38]. U šikmého ozubení je působící normálová síla F_n rozdělena do tří složek na sílu obvodovou F , axiální F_a a sílu radiální F_r , přičemž axiální síla u šikmého ozubení vzniká kvůli úhlu sklonu zubu β . Aby platil zákon akce a reakce musí na hnané kolo působit stejně velká síla jako působí na kolo hnací, ale s opačným směrem působení. To samozřejmě platí pro všechny silové složky normálové síly. Obvodová síla je uvažována jako do zubu působící a směr axiální síly je volen na základě směru působení točivého momentu a smyslu šroubovice [39].



Obr. 19 Prostorové znázornění silových složek: F_n – normálová síla, F – obvodová síla, F_a – axiální síla, F_r – radiální síla [16]

Síly v ozubení byly stanoveny jak u planetových soukolí, tak i u stálého převodu, a to zejména na základě vypočtených točivých momentů jednotlivých ozubených kol. Následné odvození bude opět uvedeno jen pro první planetové soukolí a stálý převod.

Jako první byly zjištěny síly v ozubení planetového kola. Nejprve byla stanovena hodnota obvodové síly, vzhledem k tomu že radiální i axiální síla z této silové složky vycházejí. Obvodovou sílu ozubeného kola planetového soukolí je možné stanovit dle [16]:

$$F_{p1} = \frac{2K_1 M_{p1}}{q_1 d_{p1R}}, \quad (40)$$

kde jedinou dosud neuvedenou proměnou je K_1 , která značí tzv. součinitel výpočtového momentu daný vztahem [16]:

$$K_1 = \frac{q_1}{q_1 - 1}. \quad (41)$$

Tento součinitel je zaveden na základě předpokladu, že jeden ze satelitů nepřenáší sílu. Dále byla určena axiální síla s využitím úhlu sklonu zubu prvního planetového soukolí β_{1R} [38]:

$$F_{ap1} = F_{p1} \tan(\beta_{1R}). \quad (42)$$

A jako poslední silová složka byla stanovena radiální síla pomocí čelního úhlu záběru prvního planetového soukolí α_{t1} [38]:

$$F_{r_{p1}} = F_{p1} \tan(\alpha_{t1}). \quad (43)$$

Obvodová síla korunového kola byla stanovena dle stejného vztahu jako u planetového kola s tím rozdílem, že točivý moment korunového kola zjištěný z kinematického výpočtu musel být zadán se záporným znaménkem, aby výsledek vyšel kladně vzhledem k záporné roztečné kružnici ve jmenovateli. Obvodová síla korunového kola je tedy:

$$F_{k1} = \frac{2K_1(-M_{k1})}{q_1 d_{k1R}}. \quad (44)$$

Obdobným způsobem jako u předchozího planetového kola byla vypočítána axiální síla korunového kola dle:

$$F_{a_{k1}} = F_{k1} \tan(\beta_{1R}), \quad (45)$$

a radiální síla korunového kola:

$$F_{r_{k1}} = F_{k1} \tan(\alpha_{t1}). \quad (46)$$

Velikosti obvodových sil korunového a planetového kola stanovené ze vztahů (40) a (44) je možné zkontrolovat pomocí velikosti obvodové síly unašeče planetového soukolí, a to tak, že pokud je dvojnásobek velikosti obvodové síly korunového nebo planetového kola roven obvodové síle unašeče, byly obvodové síly vypočteny správně. Tuto podmínku je možné vidět na obr. 20 v podkapitole 7.1, obvodové síly planetového a korunového kola jsou stejné velikosti a působí obě jedním směrem, opačným směrem pak působí obvodová síla unašeče, která je právě dvojnásobkem jedné ze zmíněných obvodových sil. Obvodovou sílu unašeče je možné zjistit pomocí součinitele výpočtového momentu jako [16]:

$$F_{r1} = \frac{2K_1 M_{r1}}{q_1 (d_{p1R} + d_{s1R})}. \quad (47)$$

A kontrolu obvodových sil lze tedy zapsat vztahem [16]:

$$F_{r1_{kontrola}} = 2F_{p1}, \quad (48)$$

pokud bude tento součin stejný jako obvodová síla unašeče, podmínka je splněna a obvodové síly jsou vyhovující.

Dále byly zjištěny síly v ozubení stálého převodu, zde stačilo stanovit pouze síly jednoho z kol soukolí, protože jak bylo zmíněno s využitím zákona akce a reakce, síly působící na jedno kolo působí i na kolo druhé akorát v opačném směru. Obvodová síla hnacího kola byla stanovena dle [16]:

$$F_{hi} = \frac{2M_{hi}}{d_{hiR}}. \quad (49)$$

Opět stejně jako u planetového soukolí je axiální síla hnacího kola dána vztahem:

$$F_{ahi} = F_{hi} \tan(\beta_{hR}), \quad (50)$$

a radiální síla hnacího kola:

$$F_{rhi} = F_{hi} \tan(\alpha_{th}). \quad (51)$$

Výsledné hodnoty všech stanovených sil jsou uvedeny v tab. 8 a kvůli přehlednosti byly převedeny na kilo newtony.

Tab. 8 Výsledné hodnoty výpočtu sil v ozubení

1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
Součinitelé výpočtového momentu					
K_1 [-]	1,25	K_2 [-]	1,5	-	
Síly v ozubení planetových kol				Síly v ozubení hnacího kola	
F_{p1} [kN]	232,9736	F_{p2} [kN]	178,3700	F_{hi} [kN]	123,3371
F_{ap1} [kN]	48,9313	F_{ap2} [kN]	37,8120	F_{ahi} [kN]	26,2522
F_{rp1} [kN]	86,6455	F_{rp2} [kN]	66,3641	F_{rhi} [kN]	45,8966
Síly v ozubení korunových kol				Síly v ozubení hnaného kola	
F_{k1} [kN]	232,9736	F_{k2} [kN]	178,3700	F_{ho} [kN]	123,3371
F_{ak1} [kN]	48,9313	F_{ak2} [kN]	37,8120	F_{aho} [kN]	26,2522
F_{rk1} [kN]	86,6455	F_{rk2} [kN]	66,3641	F_{rho} [kN]	45,8966
Obvodové síly unašečů					
F_{r1} [kN]	465,9472	F_{r2} [kN]	356,7400	-	
Kontrola obvodových sil					
$F_{r1kontrola}$ [kN]	465,9472	$F_{r2kontrola}$ [kN]	356,7400	-	

U obou planetových soukolí jsou velikosti obvodových sil planetového a korunového kola stejných hodnot a potvrzují tak silové rozložení v planetovém soukolí dle obr. 20. Současně i dílčí kontrola obvodových sil byla spočítána totožně s danou obvodovou silou unašeče. Konečné hodnoty tedy splňují požadované podmínky.

6.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Navržené ozubení bylo nutné náležitě zkontrolovat, zda dokáže plnit svou funkci při daných provozních podmínkách a daném zatížení. Pevnostní kontrolou ozubení je možné zjistit, jestli dojde k poškození povrchu zubu nebo k poškození zubu vlivem jeho lomu, a to pomocí příslušných výpočtových postupů, díky kterým je možné stanovit bezrozměrné součinitele bezpečnosti a na základě hodnot těchto součinitelů je vyhodnoceno, zda ozubení vyhovuje či nikoli. Celý pevnostní výpočet se tedy skládá z kontroly únosnosti zubů v dotyku a kontroly únosnosti zubů v ohybu. Následující pevnostní kontrola byla provedena dle literatury [38], která vychází z normy ISO 6336: 1996(E) a vzhledem k obsáhlosti výpočtu jsou zde uvedeny

pouze stěžejní zvolené proměnné a hlavní výsledné hodnoty, dle kterých byla bezpečnost ozubení posouzena.

ÚNOSNOST BOKŮ ZUBŮ V DOTYKU

Tímto úsekem pevnostního výpočtu bylo zkontrolováno, zda u kontaktních míst boků zubů dochází ke tvorbě pittingu tzv. jamkové korozi, která má za následek odlamování malých částic povrchu zubu [38]. Pevnostní výpočet v dotyku byl proveden jak pro planetová soukolí, tak i pro stálý převod. Celý obsáhlý postup výpočtu je možno rozdělit na tři části, kde v první části bylo zjištěno nominální napětí v dotyku σ_{H0} pomocí Poissonovy konstanty materiálu zvolené u všech soukolí jako $\mu = 0,29$, dále dle modulu pružnosti materiálu a také pomocí vypočtených geometrických úhlů daného soukolí. Výstupem druhé části byly napětí v dotyku σ_{H1} pro dílčí kola daného soukolí. Zde byl využit předešle zvolený součinitel vnějších dynamických sil, pro všechna soukolí jako $K_A = 1,25$ a bylo nutné také zvolit stupeň přesnosti ozubení Q_{ISO} podle normy ČSN ISO 1328-1 [62], která rozděluje ozubená kola na 13 stupňů přesnosti, kde nultý stupeň je pro velice přesná kola a dvanáctý stupeň pro kola s nejnižší přesností. V poslední třetí části výpočtu bylo stanoveno přípustné napětí v dotyku σ_{HP} dílčích kol a také součinitel bezpečnosti v dotyku S_H jednotlivých kol. Tato část vyžadovala zvolení textury povrchu boků zubů Ra a určení minimální hodnoty součinitele bezpečnosti v dotyku S_{Hmin} .

Tab. 9 Hlavní výsledné hodnoty pevnostního výpočtu v dotyku

1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
Nominální napětí v dotyku (1. část)					
σ_{H0_1} [MPa]	687,1009	σ_{H0_2} [MPa]	699,9200	σ_{H0_h} [MPa]	845,7431
Napětí v dotyku (2. část)					
Q_{ISO1} [-]	7	Q_{ISO2} [-]	7	Q_{ISOh} [-]	6
$\sigma_{H1_{p1}}$ [MPa]	1042,1405	$\sigma_{H1_{p2}}$ [MPa]	1062,2084	$\sigma_{H1_{hi}}$ [MPa]	1475,6071
$\sigma_{H1_{s1}}$ [MPa]	1042,1405	$\sigma_{H1_{s2}}$ [MPa]	1062,2084	$\sigma_{H1_{ho}}$ [MPa]	1475,6071
Přípustná napětí a součinitel bezpečnosti v dotyku (3. část)					
Ra_{p1} [μ m]	1,6	Ra_{p2} [μ m]	1,6	Ra_{hi} [μ m]	0,8
Ra_{s1} [μ m]	1,6	Ra_{s2} [μ m]	1,6	Ra_{ho} [μ m]	0,8
S_{Hmin1} [-]	1,3	S_{Hmin2} [-]	1,3	S_{Hminh} [-]	1,1
$\sigma_{HP_{p1}}$ [MPa]	1167,6923	$\sigma_{HP_{p2}}$ [MPa]	1167,6923	$\sigma_{HP_{hi}}$ [MPa]	1500
$\sigma_{HP_{s1}}$ [MPa]	1167,6923	$\sigma_{HP_{s2}}$ [MPa]	1167,6923	$\sigma_{HP_{ho}}$ [MPa]	1500
$S_{H_{p1}}$ [-]	1,4566	$S_{H_{p2}}$ [-]	1,4291	$S_{H_{hi}}$ [-]	1,1182
$S_{H_{s1}}$ [-]	1,4566	$S_{H_{s2}}$ [-]	1,4291	$S_{H_{ho}}$ [-]	1,1182

Výše zmíněné zvolené proměnné jsou pro pevnostní kontrolu v dotyku stěžejními hodnotami a jejich velikosti nejvíce ovlivňovaly výsledné bezpečnosti, proto byly voleny pečlivě a s rozmyslem k velikosti převodového ústrojí na základě doporučení z literatury [38] a [23].

V tab. 9 jsou uvedeny zvolené a současně i výsledné hodnoty pevnostního výpočtu. U obou planetových soukolí byla únosnost boků zubů v dotyku počítána mezi planetovým kolem a satelitem, kde vždy za hodnoty psané v normě jako hodnoty pastorku bylo dosazeno kolo s menším rozměrem, tedy u prvního planetového soukolí byl dosazen satelit a u druhého planetového soukolí zase planetové kolo. Stupně přesnosti byly zvoleny dle doporučení literatury [38], avšak kvůli nevyhovující výsledné hodnotě bezpečnosti stálého převodu musel být stupeň přesnosti u tohoto převodu volen o stupeň nižší, což má za následek, že soukolí stálého převodu bude mít na hnacím i hnaném kole přesnější dílčí úchytky jednotlivých roztečí zubů. Podle literatury [23] u takto velkých soukolí by textury povrchů boků zubů u vnějších ozubených kol neměly být menší jak $0,8 \mu\text{m}$ a pro ozubená kola s vnitřním ozubením by hodnoty textur neměli klesnout pod $1,6 \mu\text{m}$. Textury povrchů tedy byly zvoleny s ohledem k tomuto doporučení, a to tak že aby opět byla bezpečnost u stálého převodu vyhovující bylo nutné u tohoto soukolí zvolit spodní dovolenou hranici velikosti textury povrchu. Je vhodné podotknout, že náklady na výrobu ozubení stálého převodu tímto vzrostou. Posledním zvoleným parametrem pak byla minimální hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku každého soukolí, kde podle [40] by se hodnoty těchto součinitelů měli pohybovat v rozmezí 1,1 až 1,3. Z tabulky je patrné, že výsledné bezpečnosti v dotyku jsou u všech tří soukolí vyšší než minimální zvolené bezpečnosti z doporučeného intervalu, všechna soukolí jsou tedy z hlediska pevnostní kontroly v dotyku vyhovující.

ÚNOSNOST BOKŮ ZUBŮ V OHYBU

Tento druhý úsek pevnostního výpočtu slouží k vyšetření ozubení z hlediska únavového lomu v oblasti paty zubu. Celá pevnostní kontrola je založená na představě, že vyšetřovaný zub je vetknutým nosníkem, který je namáhán na ohyb [38]. Opět byl tento výpočet proveden pro obě planetová soukolí i stálý převod a obdobně je možné celý postup výpočtu rozdělit na tři části s tím rozdílem, že v této pevnostní kontrole bylo voleno podstatně méně parametrů a jejich volba vycházela spíše ze stanovených hodnot geometrie ozubení než z doporučení jiných literatur. V první části pevnostní kontroly bylo zjištěno nominální napětí σ_{F0} v oblasti paty zubu pro dílčí kola daného soukolí. Na základě již známého součinitele vnějších dynamických sil K_A bylo v druhé části stanoveno napětí v ohybu σ_F v místě paty zubu pro jednotlivá kola soukolí. A výstupem třetí části byly přípustná napětí v ohybu σ_{FP} v oblasti paty zubu dílčích kol a zároveň i součinitelé bezpečnosti v ohybu S_F jednotlivých ozubených kol soukolí. V této poslední části bylo opět nutné zvolit minimální hodnoty součinitele bezpečnosti, tentokrát v ohybu S_{Fmin} , podle kterých byla tato přípustná napětí v ohybu vypočtena.

Výsledné hodnoty dílčích napětí a součinitelů bezpečnosti jsou uvedeny v tab. 10. Stejně jako v předchozí pevnostní kontrole i zde bylo ozubení obou planetových soukolí vyšetřováno mezi planetovým kolem a satelitem s tím rozdílem, že u této pevnostní kontroly v ohybu nebylo nutné rozlišovat soukolí dle jejich velikostí. Minimální hodnoty součinitele bezpečnosti v ohybu byly znovu stanoveny dle [40], kde doporučené hodnoty těchto součinitelů jsou v rozmezí 1,3 až 1,6. Výsledné hodnoty součinitelů bezpečnosti jednotlivých kol jsou zřetelně větší než minimální zvolené součinitele. Nejnižší výsledná hodnota bezpečnosti v ohybu byla vypočtena u planetového kola druhého planetového soukolí, avšak tato hodnota je více jak třikrát větší než stanovená minimální bezpečnost. Celkově je z tabulky patrné, že u všech ozubených kol jsou výsledné bezpečnosti v ohybu mnohonásobně

vyšší než minimální bezpečnosti, a to díky masivním zubům, které dle této pevnostní kontrole v ohybu jsou vyhovující.

Tab. 10 Hlavní výsledné hodnoty pevnostního výpočtu v ohybu

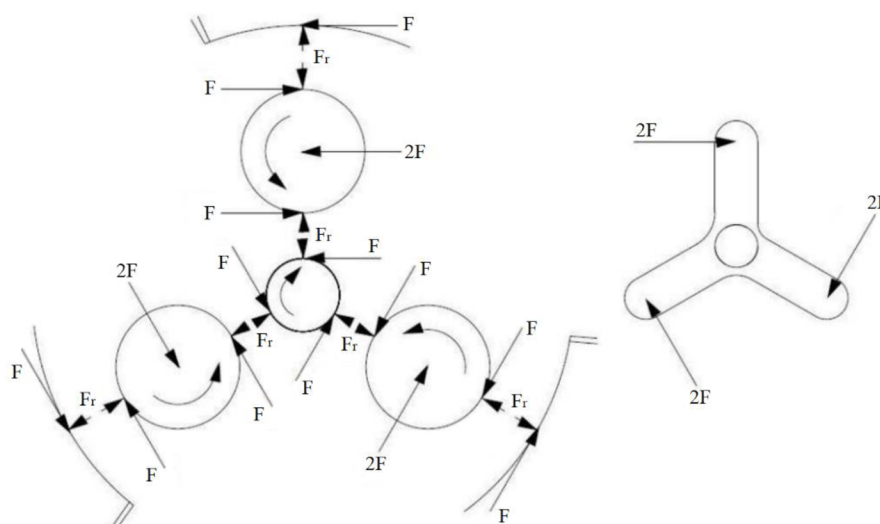
1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
Nominální napětí v ohybu (1. část)					
$\sigma_{F0_{p1}}$ [MPa]	60,4942	$\sigma_{F0_{p2}}$ [MPa]	68,8550	$\sigma_{F0_{hi}}$ [MPa]	31,2834
$\sigma_{F0_{s1}}$ [MPa]	62,5895	$\sigma_{F0_{s2}}$ [MPa]	68,6948	$\sigma_{F0_{ho}}$ [MPa]	35,2460
Napětí v ohybu (2. část)					
$\sigma_{F_{p1}}$ [MPa]	133,3364	$\sigma_{F_{p2}}$ [MPa]	153,2294	$\sigma_{F_{hi}}$ [MPa]	91,0522
$\sigma_{F_{s1}}$ [MPa]	137,9547	$\sigma_{F_{s2}}$ [MPa]	152,8730	$\sigma_{F_{ho}}$ [MPa]	102,5856
Přípustná napětí a součinitelé bezpečnosti v ohybu (3. část)					
S_{Fmin1} [-]	1,6	S_{Fmin2} [-]	1,6	S_{Fminh} [-]	1,6
$\sigma_{FP_{p1}}$ [MPa]	456,5	$\sigma_{FP_{p2}}$ [MPa]	478,5	$\sigma_{FP_{hi}}$ [MPa]	478,5
$\sigma_{FP_{s1}}$ [MPa]	456,5	$\sigma_{FP_{s2}}$ [MPa]	478,5	$\sigma_{FP_{ho}}$ [MPa]	478,5
$S_{F_{p1}}$ [-]	5,4779	$S_{F_{p2}}$ [-]	4,9964	$S_{F_{hi}}$ [-]	8,4084
$S_{F_{s1}}$ [-]	5,2945	$S_{F_{s2}}$ [-]	5,0081	$S_{F_{ho}}$ [-]	7,4630

7 ULOŽENÍ KOMPONENT PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Při návrhu každého převodového ústrojí je nutné vždy vhodně navrhnout uložení jednotlivých rotujících komponent daného soukolí. Drtivá většina všech uložení u převodových ústrojí větrných elektráren je realizována pomocí valivých ložisek, která zachycují síly generované v ozubení jednotlivých soukolí a zároveň i síly od vlastní tíhy ozubených kol. U planetových soukolí je uložení složitější vzhledem k rotujícím satelitům na unašeči, a proto je potřeba patřičně navrhnout i uložení satelitů. Celý návrh těchto uložení bylo tedy nejprve nutné podložit silovým rozбором jednotlivých rotujících komponent a na základě tohoto rozboru pak provést výpočet trvanlivosti zvolených ložisek dle daných norem.

7.1 SILOVÝ ROZBOR

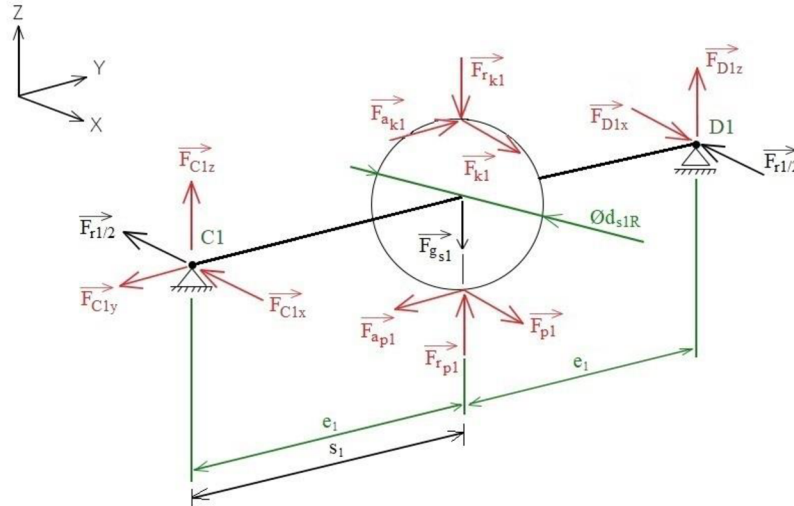
Pro zjištění zatížení ložisek bylo nezbytné jednotlivé otáčející se části dílčích soukolí tzv. uvolnit a zatížit je silami vzniklými v důsledku působení vstupního točivého momentu. Před uvolněním těchto dílčích komponent bylo nejprve potřeba zjistit, jakým způsobem jsou síly rozloženy u planetových soukolí. Názorné rozmístění pouze obvodových a radiálních sil vzniklých v ozubení planetového soukolí je zobrazeno na obr. 20, ze kterého je patrná i podmínka obvodových sil zmíněná v předchozí podkapitole 6.3. Z obrázku je také zřejmé, že radiální síly vzniklé v ozubení se v celém planetovém mechanismu vyruší a zůstanou jen obvodové síly a v případě tohoto návrhu se šikmými zuby i síly axiální. Tyto axiální síly u satelitu však nejsou orientovány jedním směrem jako síly obvodové, ale působí obě rovnoběžně s osou rotace satelitu akorát každá jiným směrem [41]. Takové působení axiálních sil na satelitu je zobrazeno na obr. 21.



Obr. 20 Rozložení sil v planetovém soukolí: F – obvodová síla, F_r – radiální síla [42]

S využitím rozložení sil v planetovém soukolí z obr. 20 byla sestavena statická rovnováha pro všechny satelity, unašeče, planetová kola a následně pak i pro kola stálého převodu. Celkem bylo stanoveno šest silových rozborů, které jsou podrobně uvedeny v příloze 4. nebo v příloze 10. Vzhledem k obsáhlosti těchto rozborů je zde odvozena pro názornost pouze statická rovnováha satelitu prvního planetového soukolí zobrazená na obr. 21, u které je možné vidět

právě výše zmíněné působení axiálních sil. U všech uvolněných komponent jednotlivých soukolí bylo nutné uvažovat sílu od vlastní tíhy, která nemohla být zanedbána vzhledem k velikostem soukolí.



Obr. 21 Schéma uvolněného satelitu ve statické rovnováze:
 $F_{g_{s1}}$ – tíhová síla satelitu, s_1 – vzdálenost tíhové síly, e_1 – vzdálenost valivého bodu

Na základě obr. 21 byly tedy sestaveny rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: F_{D1x} - \frac{F_{r1}}{2} - \frac{F_{r1}}{2} - F_{C1x} + F_{k1} + F_{p1} = 0, \quad (52)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{C1y} + F_{a_{k1}} - F_{a_{p1}} = 0, \quad (53)$$

$$\sum F_z = 0: F_{C1z} + F_{D1z} + F_{r_{p1}} - F_{r_{k1}} - F_{g_{s1}} = 0, \quad (54)$$

$$\sum M_{Cx} = 0: F_{r_{p1}} e_1 - F_{r_{k1}} e_1 - F_{a_{k1}} \frac{d_{s1R}}{2} - F_{a_{p1}} \frac{d_{s1R}}{2} + F_{D1z} 2e_1 - F_{g_{s1}} s_1 = 0, \quad (55)$$

$$\sum M_{Cy} = 0: F_{k1} \frac{d_{s1R}}{2} - F_{p1} \frac{d_{s1R}}{2} = 0, \quad (56)$$

$$\sum M_{Cz} = 0: \frac{F_{r1}}{2} 2e_1 - F_{D1x} 2e_1 - F_{k1} e_1 - F_{p1} e_1 = 0. \quad (57)$$

S využitím těchto rovnic byla stanovena zatížení v místě bodů C1 a D1, protože do těchto bodů byla umístěna ložiska satelitu. Zatížení v místě C1 a D1 bylo stanoveno dle:

$$F_{C1} = \sqrt{F_{C1z}^2 + F_{C1x}^2}, \quad (58)$$

$$F_{D1} = \sqrt{F_{D1z}^2 + F_{D1x}^2}. \quad (59)$$

Tato výsledná zatížení jsou pak vstupními hodnotami pro výpočet trvanlivosti ložisek a současně i pro další výpočty s ložisky spojenými.

7.2 MAZÁNÍ

Velice důležitým prvkem v oblasti převodových ústrojí je právě mazání, které zajišťuje snížení tření mezi spolu zabírajícími boky zubů a současně umožňuje snížit tření i u kontaktních ploch valivých elementů ložisek, dovoluje také odvod tepla, zabraňuje opotřebením a dokáže ochránit i jednotlivé komponenty před korozi. Je tedy zřejmé, že pro správnou funkci celého ústrojí je potřeba zvolit vhodný olej, který disponuje v dnešní době, pokud možno nejen těmito vlastnostmi. Současné převodovky větrných elektráren využívají buď minerálních nebo syntetických olejů, které jsou shledány nejefektivnějšími. [43]

Pro návrh této práce byl zvolen syntetický olej Optigear Synthetic X 320 od firmy Castrol dostupný z [44], který je vhodný zejména pro převodová ústrojí větrných elektráren, jak z hlediska mazání ozubených kol s čelními zuby, tak i z hlediska mazání valivých ložisek. Tento olej zároveň dokáže odolat nárazovému zatížení, kterému převodová ústrojí větrných elektráren mohou čelit v důsledku nárazu větru na lopatky rotoru. Nejdůležitějším parametrem tohoto oleje u výpočtu ložisek je jeho kinematická viskozita při 40 °C, která je rovna 325 mm²/s.

7.3 VÝPOČET LOŽISEK

V celém návrhu převodového ústrojí byly použity čtyři druhy valivých ložisek, a to válečková, soudečková, kuželíková a dvouřadá kuželíková, všechny od společnosti SKF. Výpočet těchto ložisek musel být proveden s využitím již rozpracované sestavy převodového ústrojí, vzhledem k tomu, že pokud navržené ložisko vycházelo jako nevyhovující muselo být zvoleno ložisko jiné a tím se změnil vnitřní průměr ložiska a současně i vnější průměr daného hřídele. Což vedlo k zpětné kontrole silového rozboru, zda se změnou geometrie hřídele se nezměnily vstupní parametry pro statickou rovnováhu. V takovémto cyklu bylo navrženo a zkontrolováno dvanáct ložisek. Celkem však bylo v převodovém ústrojí použito ložisek 24, kvůli většímu počtu satelitů, které mají všechny ložiska stejná u daného soukolí. Výpočet ložisek byl pro každý druh valivého ložiska odlišný, ale vždy byla výsledkem základní trvanlivost ložiska, která se lišila podle velikosti zatížení. Trvanlivost ložisek se stanovuje pomocí času nejčastěji v hodinách a vyjadřuje životnost ložiska při daných provozních podmínkách a danému zatížení. Minimální základní trvanlivost byla zvolena dle normy ČSN EN 61400-1: 2006 [63] na 20 let, tedy 175 200 hodin s 90 % spolehlivostí provozu, všechny trvanlivosti pod tuto hodnotu byly brány jako nevyhovující. Celý výpočet zvolených ložisek je uveden v příloze 5. nebo příloze 10. a byl proveden s využitím katalogu od výrobce ložisek SKF a současně i dle normy ČSN ISO 281: 2008 [64].

Jako první bylo vždy nutné vybrat z katalogu výrobce vhodné ložisko dle doporučení v podkapitole 2.3. U každého ložiska, výrobce udává seznam jeho rozměrů, ale i data potřebná k výpočtu trvanlivosti a dalších parametrů. Na základě údajů daného ložiska je celý

výpočet realizován. Postupy výpočtu v závislosti na druhu ložiska se liší ve stanovení ekvivalentního dynamického zatížení ložiska, které je obecně dáno vztahem [45]:

$$P = XF_{rad} + YF_{ax}, \quad (60)$$

kde X je součinitel radiálního zatížení a F_{rad} je radiální zatížení ložiska, Y je součinitel axiálního zatížení a analogicky F_{ax} je axiální zatížení ložiska. Za radiální zatížení se dosazuje výsledné zatížení ze silového rozboru pro místo daného bodu, ve kterém je kontrolované ložisko umístěno a za axiální zatížení se dosazuje případná axiální síla v daném bodě, pokud nabývá nějaké velikosti. Součinitelé zatížení X a Y udává pak výrobce na základě konkrétního ložiska. Každé ložisko podle svého druhu má i svůj vlastní vztah pro stanovení ekvivalentního dynamického zatížení, který ze vztahu (60) vychází.

Se známou hodnotou ekvivalentního dynamického zatížení je možné stanovit základní trvanlivost ložiska v hodinách jako [45]:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_L}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n_L}, \quad (61)$$

zde n_L značí otáčky vnitřního nebo vnějšího kroužku ložiska, C_L je základní dynamická únosnost daná výrobcem a p je exponent trvanlivosti, který je pro ložiska s bodovým stykem roven 3 a pro ložiska s čárovým stykem roven 10/3. U každého kontrolovaného ložiska byla vypočítána i tzv. modifikovaná trvanlivost ložiska stanovená dle výrobce, avšak tato trvanlivost není zmíněna v doporučení normy ČSN EN 61400-1: 2006 a výsledné hodnoty této trvanlivosti byly vždy vyšší než u základní trvanlivosti, proto byla konzervativnějším způsobem vybrána základní trvanlivost s nižšími hodnotami k posouzení životnosti ložisek.

Dalším stanoveným parametrem k posouzení vhodnosti ložiska bylo jeho minimální zatížení P_m , které se opět určuje pro každý druh ložiska odlišně. Výrobce však udává, že minimální zatížení je možné určit i obecně pro ložiska s bodovým stykem jako $0,01C_L$ a pro ložiska s čárovým stykem dle $0,02C_L$ [45]. V případě, že by minimální zatížení určené pomocí konkrétního vztahu daného ložiska nebo pomocí minimálního zatížení stanoveného obecně nevyhovovalo ani v jednom případě, nabízí se možnosti jako např. použít ložisko menší rozměrové řady, využít speciálního mazání nebo aplikovat předpětí na ložisko. Posledním hlavním vypočteným parametrem pro kontrolu ložiska byl součinitel statické bezpečnosti S_0 , který však v případě tohoto návrhu vyšel vždy jako vyhovující, dokonce u některých ložisek řádově až o několik desítek výše nad požadovanou hodnotu 4, a to hlavně kvůli vysokým hodnotám statických únosností u těchto robustních ložisek, a proto v následující tabulce jeho hodnoty zmíněny nejsou.

Výsledné hodnoty výše zmíněných zatížení a trvanlivostí dílčích ložisek jsou uvedeny v tab. 11, kde každé ložisko má ve sloupci umístění své vlastní pořadové označení, dle kterého je na obr. 26 v podkapitole 8.3 vyznačena jeho přesná poloha v převodovém ústrojí. Tato označení současně korespondují s jednotlivými body silových rozborů, pro které byla zjištěna výsledná zatížení. Pokud jsou v tabulce k jednomu ložisku přiřazena dvě umístění, znamená to, že obě umístění mají stejné ložisko a výpočet byl proveden pro ložisko z nich více zatížené, vzhledem k tomu že pokud bude více zatížené ložisko vyhovující musí být vyhovující i ložisko druhé méně zatížené. Všechna ložiska byla volena bez těsnění, kvůli zvolenému syntetickému oleji, který je vhodný i pro mazání ložisek.

U unašeče prvního planetového soukolí byla použita pouze válečková ložiska, vzhledem k tomu, že radiální i axiální síly vzniklé na rotoru elektrárny jsou zachyceny ve hlavních ložiscích nízkorychlostního hlavního hřídele, který na vstupní unašeč přenáší pouze točivý moment. I když na tato ložiska nebudou během provozu působit axiální síly, je vhodné, aby unašeč byl určitým způsobem axiálně pojištěn, a proto byla zvolena dvě válečková ložiska z jedné strany axiálně vodící a uspořádaná tak, aby unašeč byl axiálně veden z obou stran viz obr. 26. Toto vedení pak jistě axiální síly dokáže zachytit dle výrobce do velikosti $0,5P$, což je vhodné i z hlediska montáže hlavního hřídele k převodovce, při které bude na unašeč jistá axiální síla vyvolána. Z tabulky je patrné, že velikost ekvivalentního dynamického zatížení unašeče prvního planetového soukolí je menší jak jeho minimální požadované zatížení, avšak při stanovení minimálního zatížení obecným způsobem, jak bylo zmíněno výše, je zatížení vyhovující. I přes to je vhodné kontaktovat výrobce o této skutečnosti a zjistit jeho doporučení. Ložiska tohoto unašeče totiž nemohla být volena menšího průměru vzhledem k rozměrům a montáži planetového kola prvního planetového soukolí, proto i živostnost tohoto ložiska v hodinách je značně vysoká.

Tab. 11 Výsledné hodnoty zatížení a trvanlivosti ložisek

Označení ložiska	Množství	Umístění	P [kN]	P_m [kN]	L_{10h} [hod]
1. Planetové soukolí					
NJ 18/1320 ECMA (válečková)	1	A1	92,0576	147,38	372198698
	1	B1			
23064 CC/W33 (soudečková)	5	C1	101,9492	11,4	8483206
	5	D1			
2. Planetové soukolí					
BT1B 328214/HA5 (kuželíkové)	1	A2	490,3088	67,32	297360
BT1B 328214/HA5 (kuželíkové)	1	B2	187,4304	67,32	7334694
23976 CC/W33 (soudečková)	3	C2	110,7684	11,4	1487844
	3	D2			
Stálý převod					
NU 30/600 ECMA/HA1 (válečková)	1	E1	446,4814	69,81	280065
331607 B (dvouřadé kuželíkové)	1	F1	99,7393	72,93	19346889
NU 30/600 ECMA/HA1 (válečková)	1	E2	66,4402	12,31	1670554
BT2B 332931 (dvouřadé kuželíkové)	1	F2	88,4234	61,46	2595239

Uložení satelitů obou planetových soukolí bylo navrženo s využitím soudečkových ložisek, která dovolují určité malé naklopení a současně jsou robustní i při malých rozměrech, což je u satelitů žádoucí. Soudečková ložiska pro uložení satelitů využívá např. společnost Wikov [46]. K uložení unašeče druhého planetového soukolí byly použity dvě kuželíková ložiska

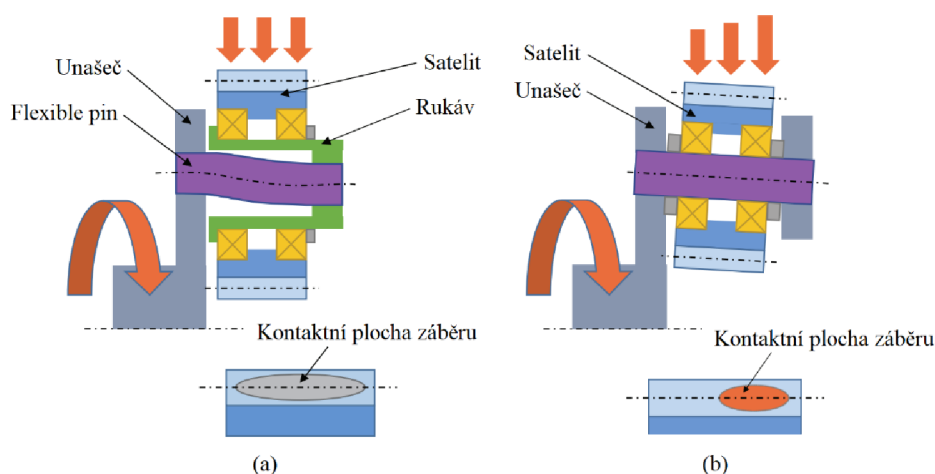
uspořádaná do X, kvůli axiální síle vzniklé v ozubení prvního planetového kola spojeného s unašečem. Ložisko tohoto unašeče označené jako A2 je ze všech ložisek nejvíce zatížené. Pro uložení obou kol stálého převodu bylo vybráno uspořádání s axiálně volným a axiálně vodícím ložiskem, v obou případech se jedná o kombinaci axiálně volného válečkového ložiska a dvouřadého kuželíkového ložiska k zachycení axiálních sil. Ze všech použitých ložisek má nejnižší trvanlivost právě válečkové ložisko hnacího kola stálého převodu označené jako E1.

8 KONSTRUKČNÍ PŘEVEDENÍ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Na základě rozpracované sestavy z výpočtu ložisek a předchozích kapitol bylo přistoupeno k realizaci konstrukčního řešení v softwarové aplikaci Creo Parametric 4.0, která umožňuje zejména tvorbu dílů, sestav a výkresů. Před samotnou realizací celého ústrojí bylo však potřeba nejprve zkontrolovat navržené konstrukční prvky, zda při daném zatížení dokáží plnit svou funkci. Proto v následujícím bude popsán výpočet patentované konstrukce flexible pin a výpočet drážkování, jako poslední pak bude popsána samotná konstrukce převodového ústrojí.

8.1 KONSTRUKCE FLEXIBLE PIN

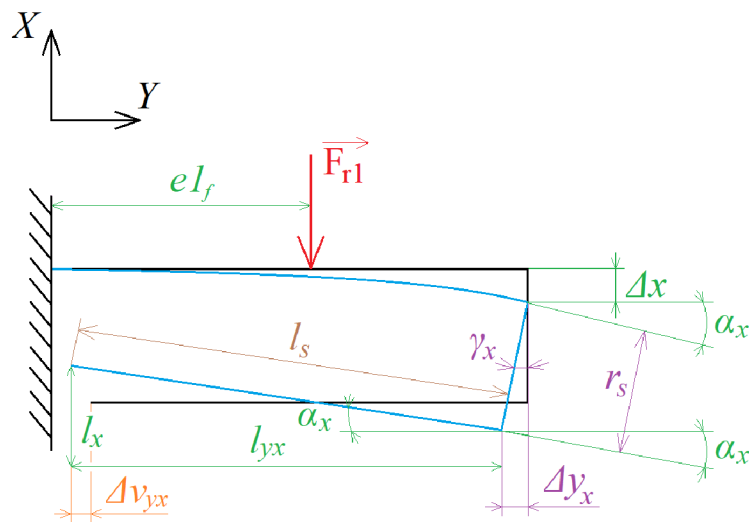
U prvního planetového soukolí byla použita patentovaná konstrukce flexible pin dostupná z [47]. Tato konstrukce zajišťuje rovnoměrnou kontaktní plochu po délce zubu v záběru i při náhlých špičkových zatíženích tzv. rázech, které mohou vznikat na rotoru elektrárny, respektive na vstupním unašeči vlivem nepříznivých povětrnostních podmínek. Konstrukce flexible pin tedy dokáže tlumit vstupní rázy a tím prodloužit životnost ozubených kol a současně i životnost ložisek [46]. Schéma této patentované konstrukce zobrazené na obr. 22 (a) se skládá z pinu, který je nalisován do unašeče a z rukávu, který je zase nalisován na pinu a nese satelit s jeho ložisky. V případě, že dojde k rázu od vstupního unašeče, pin poslouží jako flexibilní část, prohne se, ale kontaktní plocha zubů v záběru zůstane rovnoměrná a zatížení, které by jinak namáhalo ozubení a ložiska je eliminováno v deformaci pinu [46]. Klasické konvenční uložení satelitů zobrazené na obr. 22 (b) nedokáže tak dobře tlumit případné rázy. Při špičkovém zatížení se kontaktní plocha zubů v záběru posouvá ke kraji ozubení a je tak u obou ozubených kol nerovnoměrně rozložena, což může vést k výše zmíněnému snížení životnosti ozubení, ale i ložisek převodového ústrojí. Aby byla zajištěna určitá odolnost konvenčního uložení satelitů vůči špičkovým napětím je nutné celou konstrukci unašeče i s jeho pinem navrhnut jako robustnější, což vede k zvýšení hmotnosti a celkově i k vyšším nákladům na výrobu [46].



Obr. 22 Schématické uložení satelitů: (a) konstrukce flexible pin, (b) klasická konvenční konstrukce [46]

Konstrukce flexible pin byla použita pouze u prvního planetového soukolí, kde utlumí rázy vzniklé na vstupním unašeči a ochrání tak zbytek převodového ústrojí před náhlým špičkovým zatížením. Vzhledem k tomuto předpokladu bylo u druhého planetového soukolí použito klasické konvenční uložení satelitů, které by mělo být z větší části ochráněno před těmito rázy. Následující kontrolní i pevnostní výpočet je uveden v příloze 6. nebo příloze 10. Zde je popsána pouze metodika výpočtu a základní odvození použitých vztahů.

Při návrhu byla konstrukce flexible pin zkontrolována z hlediska průhybu ve dvou rovinách, zda dojde ke kolizi rukávu a unašeče či nikoli, vzhledem k malé vůli mezi nimi o velikosti 5 mm. Rukáv s pinem byl pro zjednodušení uvažován jako jedno těleso a byl uvolněn a zatížen ve dvou vyšetřovaných rovinách viz obr. 23 a obr. 24. Celé řešení bylo bráno jako lineární úloha a pro pin byla zvolena nelegovaná konstrukční ocel 1.0590 dostupná z [38], která je doporučena pro dlouhé součásti.



Obr. 23 Zjednodušené schéma konstrukce flexible pin zatížené v rovině XY

Na obr. 23 je zobrazeno zjednodušené schéma situace, při které je pin zatížen pouze obvodovou silou unašeče v rovině XY. Černou barvou je znázorněn nedeformovaný stav a modrou barvou zase stav deformovaný. Zatěžující síla ohýbá pin o daném průměru a průřez pinu je tedy na svém konci natočen o určitý úhel α_x a prohnut o danou vzdálenost Δx . Poloměr r_s pak značí nedeformovaný největší průměr rukávu a vzdálenost l_s je celková nedeformovaná délka rukávu. Velikost průhybu je možné stanovit dle [48]:

$$\Delta_x = \frac{5F_{r1}(2e1_f)^3}{48E_f I_f}, \quad (62)$$

kde E_f je modul pružnosti v tahu pinu, $e1_f$ je vzdálenost od vetknutí a I_f je kvadratický moment průřezu pinu. Dále byl určen úhel natočení pinu jako [48]:

$$\alpha_x = \frac{F_{r1}(2e1_f)^2}{8E_f I_f}. \quad (63)$$

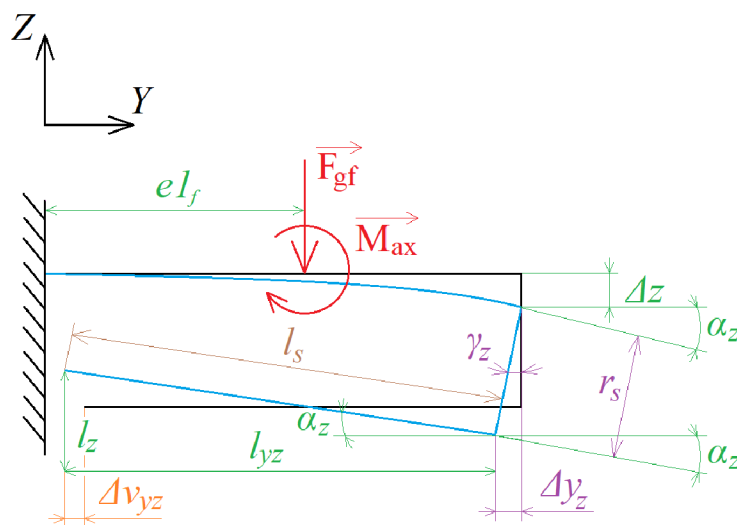
Na základě hodnoty tohoto úhlu s využití goniometrických funkcí byla stanovena vzdálenost l_{yx} , l_x a Δy_x . Celkovou vzdálenost posunutí rukávu je možné psát jako:

$$L_{yx} = l_{yx} + \Delta y_x. \quad (64)$$

A celkové přiblížení rukávu je tedy:

$$\Delta v_{yx} = L_{yx} - l_s. \quad (65)$$

Aby nedošlo ke kolizi unašeče a rukávu je zřejmé, že Δv_{yx} nesmí být větší než vůle, která byla zvolena 5 mm.



Obr. 24 Zjednodušené schéma konstrukce flexible pinu zatížené v rovině ZY

Obdobná situace byla při kontrole v rovině ZY (viz obr. 24), kde zatížení pinu bylo složeno z tíhové síly a točivého momentu, který vzniká v důsledku působení axiálních protiběžných sil v ozubení na satelitu, tyto axiální síly byly popsány v podkapitole 7.1 a jsou zobrazeny na obr. 21. Radiální síly vzniklé v ozubení nebyly pro tento případ uvažovány vzhledem k tomu, že obě síly se vzájemně vyruší díky svým směrům působení. Tíhová síla byla stanovena jako součet všech tíhových sil jednotlivých komponent, které jsou na pinu umístěny, tedy distanční kroužek, pojistná matice, ložiska, satelit a samotný rukáv. Nejprve bylo tedy nutné získat točivý moment zatěžující pin, který je s využitím obr. 21 možné stanovit jako:

$$M_{ax} = F_{ak1} \left(\frac{d_{s1R}}{2} \right) + F_{ap1} \left(\frac{d_{s1R}}{2} \right). \quad (66)$$

Dále se známou hodnotou tíhové síly a momentu bylo celé řešení rozděleno na dvě samostatné úlohy, kdy v první úloze byl uvažován pin zatížený pouze točivým momentem a v druhé úloze bylo uvažováno pouze zatížení pinu od tíhové síly. Pro každou úlohu byl spočítán úhel natočení průřezu a průhyb pinu. S využitím metody superpozice byly pak jednotlivé úhly natočení a průhyby sečteny k získání celkových hodnot α_z a Δz . Úhel natočení průřezu od momentu byl zjištěn dle [49]:

$$\alpha_M = \frac{S_m}{E_f I_f} = \frac{M_{ax} e 1_f}{E_f I_f}, \quad (67)$$

kde S_m je obsah momentové plochy. Úhel natočení od tíhové síly byl získán pomocí již známého vztahu:

$$\alpha_F = \frac{F_{gf} (2e 1_f)^2}{8E_f I_f}, \quad (68)$$

zde je F_{gf} zmíněnou tíhovou silou. Celkový úhel natočení průřezu byl tedy stanoven s využitím metody superpozice:

$$\alpha_z = \alpha_M + \alpha_F. \quad (69)$$

Pro zjištění celkového průhybu bylo nutné stanovit obdobně nejprve průhyb pouze od točivého momentu [50]:

$$\Delta_{zM} = \frac{M_S}{E_f I_f} = \frac{M_{ax} e 1_f^2}{2E_f I_f}, \quad (70)$$

kde M_S je statický moment plochy a poté zjistit i průhyb od tíhové síly:

$$\Delta_{zF} = \frac{5F_{gf} (2e 1_f)^3}{48E_f I_f}. \quad (71)$$

Jejich následné sečtení je rovno celkovému průhybu na konci pinu jako:

$$\Delta_z = \Delta_{zM} + \Delta_{zF}. \quad (72)$$

Stejným způsobem jako u předchozí roviny bylo i zde zjištěno s využitím úhlu α_z a goniometrických funkcí výsledné celkové přiblížení rukávu Δv_{yz} , které opět nesmí být větší jak zmíněná vůle 5 mm. Výsledné hodnoty obou rovin jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Výsledné hodnoty kontrolovaných rovin

Rovina XY		Rovina ZY	
Δ_x [mm]	0,2745	Δ_z [mm]	0,0468
α_x [°]	0,0367	α_z [°]	0,0194
Δv_{yx} [mm]	0,1115	Δv_{yz} [mm]	0,0591

Výsledná přiblížení jsou u obou rovin menší jak stanovená vůle a vzhledem k jejím velikostem je zvolená vůle tedy více než dostačující.

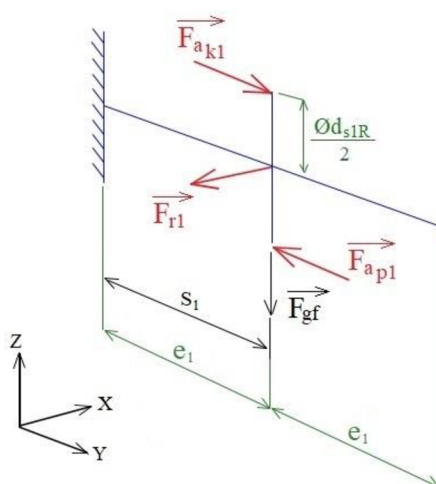
Jako další byla provedena pevnostní kontrola samotného pinu v ohybu. Zjednodušené schéma uvolněného a zatíženého pinu je zobrazeno na obr. 25. Tato úloha byla opět řešena ve dvou

rovinách a bylo použito stejné zatížení pinu jako v předchozí kontrole. Nejprve tedy musel být stanoven ohybový moment k vetknutí v rovině XY dle:

$$M_{oz} = F_{r1} e_1. \quad (73)$$

A poté ohybový moment v rovině ZY jako:

$$M_{ox} = F_{ak1} \left(\frac{d_{s1R}}{2} \right) + F_{ap1} \left(\frac{d_{s1R}}{2} \right) + F_{gf} s_1. \quad (74)$$



Obr. 25 Zjednodušené schéma zatíženého pinu v prostoru

Se známými hodnotami ohybových momentů byl stanoven celkový ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oz}^2 + M_{ox}^2}. \quad (75)$$

Ohybové napětí pinu bylo tedy možné stanovit vztahem:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}, \quad (76)$$

kde W_o je modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez. Poté bylo nutné zjistit dovolené ohybové napětí, vůči kterému by výsledné ohybové napětí bylo zkontrolováno jako [38]:

$$\sigma_{oD} = \frac{Re_p}{k_p}, \quad (77)$$

ke stanovení tohoto dovoleného napětí byl zvolen návrhový součinitel $k_p = 1,5$ dle [38] a mez kluzu Re_p byla dána materiálem pinu. Výsledná hodnota dovoleného ohybového napětí je 253,3 MPa, přičemž výsledná hodnota ohybového napětí vzniklého od zatížení pinu je 75,4 MPa. Z výsledných napětí je tedy zřejmé, že je splněna podmínka $\sigma_o \leq \sigma_{oD}$ a konstrukce pinu je z hlediska ohybového zatížení vyhovující.

8.2 DRÁŽKOVÁNÍ

Vzhledem k velkým rozměrům celého ústrojí bylo voleno mezi některými komponentami drážkování, zejména kvůli jednoduší manipulaci s obrobkem během výroby a následně i během montáže. Další výhodou drážkování u takto velkých komponent je i v rozebíratelnosti tohoto spoje. V případě poškození jedné z drážkovaných komponent je možné nahradit poškozenou komponentu komponentou novou, což je vhodné hlavně u ozubených kol, která jsou již tak nákladná na výrobu. Celkem bylo v převodovém ústrojí drážkování použito třikrát, a to u vstupního unašeče a u obou planetových kol ke spojení s nadcházejícími převody. Všechna použitá drážkování jsou vyznačena na obr. 26 v podkapitole 8.3. První drážkování bylo použito u vstupního unašeče pro spojení vstupní části unašeče a jeho nosné části, která nese satelity prvního planetového soukolí. Druhé drážkování bylo umístěno mezi první planetové kolo a unašeč druhého planetového soukolí a třetí poslední drážkování bylo použito pro spojení druhého planetového kola a hnacího kola stálého převodu. Všechna tato drážkování byla navržena jako rovnoboká s ohledem na normu ČSN ISO 14: 1997 [65], vzhledem k vysokým točivým momentům, které rovnoboké drážkování dokáže přenést. Avšak kvůli celkovým velkým rozměrům dílčích komponent, musela být všechna drážkování navržena jako nenormalizovaná, protože největší vnitřní normalizovaný průměr drážkovaného profilu je 112 mm, což je pro tento návrh zcela nedostačující.

Navrhnutá drážkování byla zkontrolována na otláčení boků drážek. Celý výpočet je opět uveden v příloze 6. nebo příloze 10. Následující vztahy jsou odvozeny pro první drážkování na vstupním unašeči. Nejprve byl tedy stanoven tlak na bocích drážek v důsledku točivého momentu dle [38]:

$$p_{r1} = \frac{2M_{r1}}{d_{sr1}l_{r1}h_{r1}K_{r1}z_{r1}}, \quad (78)$$

kde d_{sr1} je střední průměr drážkovaného profilu, l_{r1} respektive h_{r1} je činná délka, respektive činná výška drážkování, K_{r1} je součinitel rovnobokého drážkování a z_{r1} je počet drážek. Hodnota součinitele rovnobokého drážkování je $K_{r1} = 0,75$. Dále bylo nutné zvolit základní hodnotu tlaku pro náboj, která byla zvolena podle materiálu jako $p_{or1} = 150 \text{ MPa}$. Pro kontrolu zjištěného tlaku p_{r1} bylo nutné určit dovolený tlak na bocích těchto drážek v náboji, dle kterého je možné stanovit, zda zjištěný tlak vyhovuje či nikoli. Vztah tohoto dovoleného tlaku je volen na základě druhu zatížení a velikosti rázů. Pro unašeč byl vybrán vztah dovoleného tlaku na bocích drážek, který předpokládá jednosměrné zatížení a velké rázy [38]:

$$p_{r1D} = p_{or1}0,6. \quad (79)$$

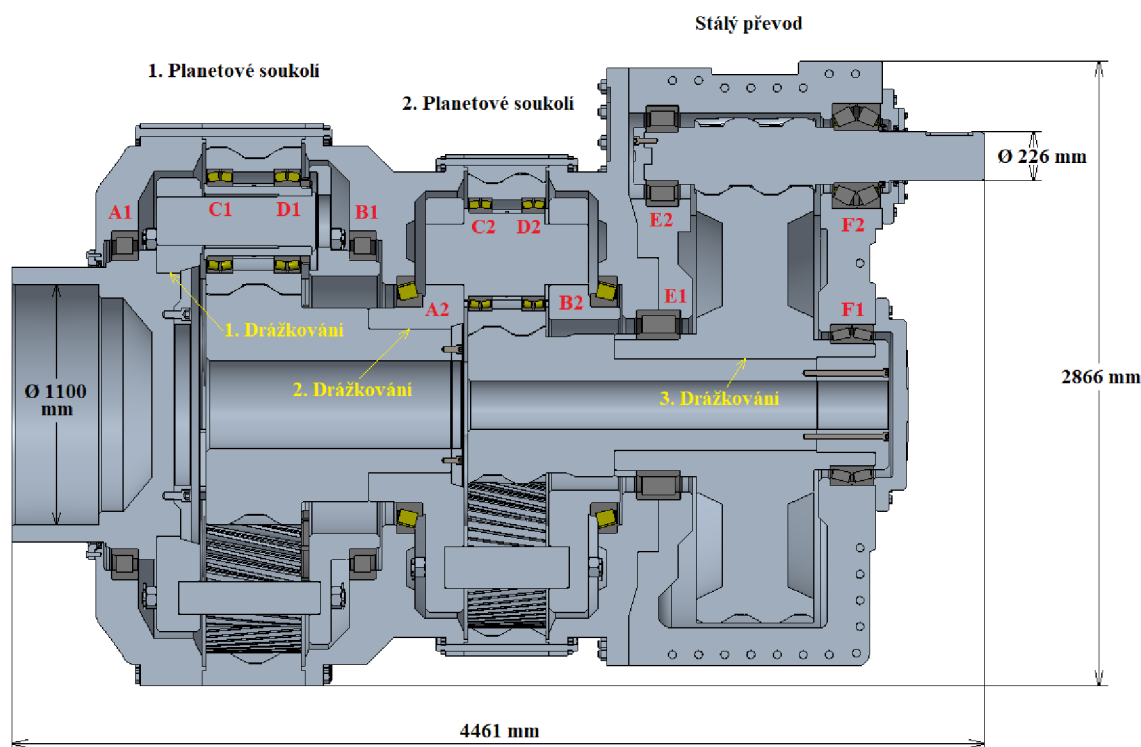
Drážkování je tedy vyhodnoceno jako vyhovující z hlediska otláčení, pokud je splněna podmínka $p_{r1} \leq p_{r1D}$. Z výsledných hodnot uvedených v tab. 13 je zřejmé, že tato podmínka byla splněna u všech tří drážkování.

Tab. 13 Výsledné hodnoty kontroly na otláčení

1. Drážkování		2. Drážkování		3. Drážkování	
p_{r1} [MPa]	30,2851	p_{r2} [MPa]	8,9556	p_{hi} [MPa]	4,9724
p_{r1D} [MPa]	90	p_{r2D} [MPa]	105	p_{hiD} [MPa]	105

8.3 VÝSLEDNÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Jak již bylo zmíněno, konstrukční řešení započalo už při výpočtu ložisek, v této části vznikl rozpracovaný model pouze jednotlivých soukolí, kde dílčí ozubená kola byla navrhována jen jako válce o rozměrech daných roztečných kružnic bez větších detailů ke geometrii ozubení. Následně pak se známými rozměry uložení jednotlivých rotujících částí byla realizována konstrukce flexible pin a byly provedeny konstrukční detaily jako např. axiální pojištění ložisek, úprava vůlí mezi rotujícími částmi nebo kompletní realizace unašeče u obou planetových soukolí. Poté bylo vymodelováno drážkování, jeho axiální pojištění a detailní geometrie ozubení. U všech těchto konstrukčních úprav musela být vždy provedena kontrola, jestli se nezměnili hmotnosti nebo rozměry rotujících částí, které vstupují nejen do silového rozboru a případnou změnu do daných výpočtů poznamenat a znovu vyhodnotit, zda navržená ložiska, konstrukce flexible pin nebo drážkování je stále vyhovující. Pro takto vymodelovaná soukolí byla poté vytvořena skříň s montážními oky pro upevnění ve strojově elektrárny. Výsledné konstrukční řešení je v řezu zobrazeno na obr. 26. Podrobnější obrázky celého výsledného převodového ústrojí jsou uvedeny v příloze 8.



Obr. 26 Výsledný konstrukční návrh převodového ústrojí zobrazený v řezu s označenými ložisky a s vyznačeným drážkováním

Unašeč prvního planetového soukolí byl navržen jako dělený, složený ze tří částí. První vstupní část slouží pro připojení hlavního nízkorychlostního hřídele elektrárny a také k uložení válečkového ložiska A1. Druhá část unašeče je spojena s první pomocí drážkování a nese dílčí konstrukce flexible pin. Třetí část slouží pro uložení válečkového ložiska B1 a je připevněna ke druhé části pomocí pěti masivních odlitků ve tvaru kvádrů viz spodní část prvního planetového soukolí na obr. 26. Tyto kvádry jsou osazeny dvěma průchozími dírami pro svěrné tyče, které mají na svých koncích závity M60. V druhé i třetí části tohoto unašeče jsou vybrány ve tvaru průřezu těchto kvádrů s průchozími dírami pro svěrné tyče. Obě části

unašeče jsou pak s využitím kvádrů a svěrných tyčí spojeny k sobě a svěrné tyče jsou na obou svých koncích pojištěny korunovými maticemi M60 s patřičnou závlačkou. Detailní pohled na konstrukci prvního unašeče je v příloze 8. na obr. 8.7. Unašeč prvního planetového soukolí musel být takto navrhnout kvůli uložení válečkového ložiska B1 a také kvůli vyztužení celého unašeče vzhledem k masivním satelitům a vysokému točivému momentu.

Unašeč druhého planetového soukolí byl navrhnout opět jako dělený, s tím rozdílem, že je složen pouze ze dvou hlavních částí, které jsou stejně jako u prvního unašeče spojeny masivními kvádry se svěrnými tyčemi a pojištěny opět korunovými maticemi M60 se závlačkami. Současně jsou tyto dvě části unašeče spojeny i konvenčními nalisovanými piny dílčích satelitů, které také přidávají na jeho celkové tuhosti. První část tohoto unašeče tedy slouží k uložení kuželíkového ložiska A2 a druhá část funguje jako uložení pro kuželíkové ložisko B2. Kvádry se svěrnými tyčemi byly použity u druhého unašeče zejména kvůli jeho vyztužení, protože u druhého planetového soukolí jsou použity pouze tři satelity. Zároveň toto vyztužení může pomoci zachovat rovnoměrnou kontaktní plochu zubů po jejich délce v záběru i v případě rázů, které by konstrukce flexible pin v prvním planetovém soukolí nedokázala eliminovat. Detailní snímek druhého unašeče je uveden v příloze 8. na obr. 8.13.

Obě planetová kola byla navrhována jako dutá, kvůli snížení hmotnosti celého ústrojí. Šířka ozubení hnaného kola stálého převodu byla zvolena dle doporučení větší než šířka hnacího kola, a to o velikost jednoho modulu tohoto soukolí [40]. Pro axiální pojištění vnitřního kroužku soudečkového ložiska D1 a dvouřadého kuželíkového ložiska F2 byly použity pojistné matice s pojistnými vložkami od společnosti SKF. Axiální pojištění vnitřního kroužku soudečkového ložiska D2 bylo zajištěno pomocí distančního kroužku. Následně pak u obou axiálně volných válečkových ložisek E1 a E2 a současně i u obou dvouřadých kuželíkových ložisek F1 a F2 musely být vnitřní i vnější kroužky pojištěny z obou stran k správné funkci uložení. K utěsnění pracovního prostoru na vstupu i výstupu převodového ústrojí byly použity hřídelové těsnicí kroužky od společnosti System Seals, která se specializuje na těsnění v oblasti větrných elektráren. Podle otáček a průměru dané součásti bylo na vstupu do převodovky použito rotační těsnění pro velké zatížení ze série 441 a na výstupu bylo zvoleno vysokorychlostní rotační těsnění ze série 442. Tato těsnění jsou dostupná z [51]. Všechny výše zmíněné konstrukční detaily je možné vidět na obr. 26 nebo podrobněji na obrázcích v příloze 8.

U prvního a druhého planetového soukolí je korunové kolo součástí skříně, zejména kvůli snížení hmotnosti a také kvůli snížení zástavbového prostoru převodového ústrojí. Vzhledem k montáži a rozdílnému materiálu korunových kol a skříně jsou obě korunová kola k dílčím částem skříně připevněna šrouby. Skříň v oblasti stálého převodu je pak tvořena dvěma hlavními částmi, které jsou zrcadlově stejné. Největší šířka celé skříně v oblasti jejího upevnění je 3559 mm (viz příloha 8. obr. 8.21) a celkem skříň disponuje deseti montážními oky pro upevnění ve strojovně elektrárny. Celková hmotnost převodového ústrojí je 89,446 tun.

9 VÝPOČTOVÁ KONTROLA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Celá výpočtová kontrola byla realizována v programu ANSYS Workbench 2021 R1, což je prostředí, ve kterém je možné provádět mnoho druhů analýz jako jsou např. strukturální nebo modální analýzy, ale i spousty dalších. V následujícím bude popsána pevnostní kontrola šroubů u prvního korunového kola a modální analýza celé skříně.

9.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBŮ PRVNÍHO KORUNOVÉHO KOLA

Cílem pevnostní kontroly nebo také deformačně napěťové analýzy bylo ověřit, zda šrouby, kterými je první korunové kolo připevněno ke skříně, nejsou namáhány na stříh a jsou dostatečně pevné na to, aby odolaly zatížení, které je v ozubení generováno. Pro řešení této úlohy byla vybrána strukturální analýza.

Nejprve bylo nutné definovat mechanické vlastnosti materiálu skříně, korunového kola a šroubů s maticemi. Všechny tyto materiály byly zvoleny jako izotropní elastické materiály s lineární závislostí mezi deformací a napětím. Pro každou komponentu bylo nutné vždy nadefinovat její mez kluzu, mez pevnosti, modul pružnosti a Poissonovu konstantu. Materiál jednotlivých částí skříně převodového ústrojí byl volen dle doporučení článku [52] jako tvárná litina QT 400 18AL dostupná z [53], která má schopnost snižovat vibrace a je dobře obrobitelná. Spojovací materiál byl nadefinován s využitím klasické konstrukční oceli dostupné z knihovny předdefinovaných materiálů. A jako poslední pak byla nadefinována již známá chrom-niklová tvářená ocel 18CrNiMo7-6 pro korunové kolo. Dílčí materiály se svými mechanickými vlastnostmi jsou uvedeny v tab.14.

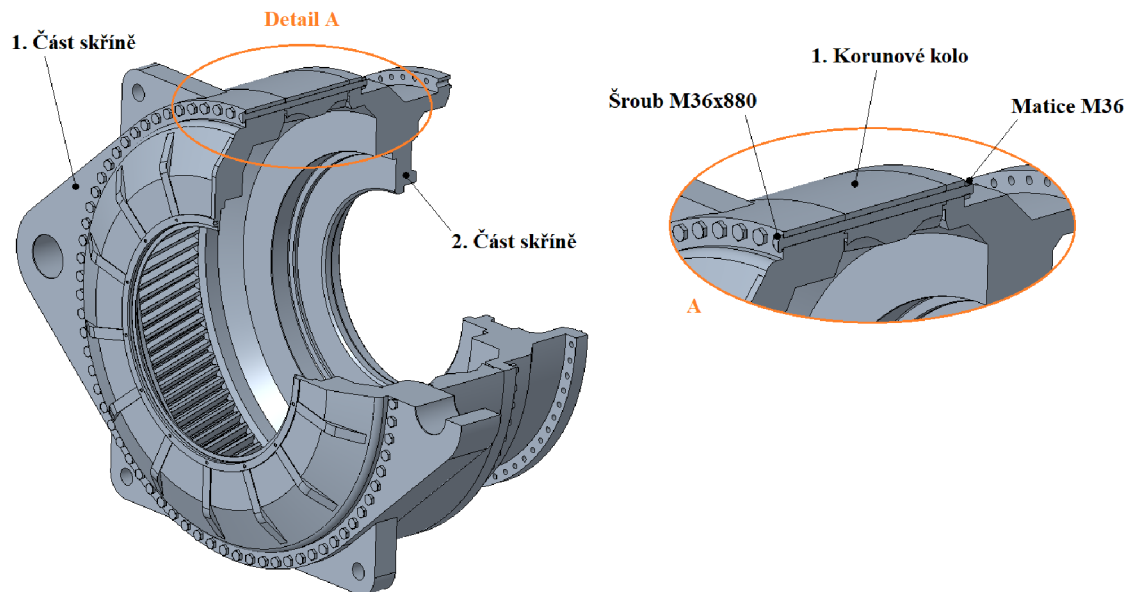
Tab. 14 Definované mechanické vlastnosti materiálů

Komponenta	Korunové kolo	Skřín	Spojovací materiál
Materiál	18CrNiMo7-6	QT 400 18AL	Konstrukční ocel
Mez kluzu [MPa]	735	276	660
Mez pevnosti [MPa]	885	414	800
Modul pružnosti [GPa]	210	110	210
Poissonovo číslo [-]	0,29	0,28	0,3

Na obr. 27 je zobrazen pro přehlednost čtvrtinový řez všech komponent vstupujících do výpočtového modelu. Celkem bylo použito 75 šroubů s šestihrannou hlavou M36x880 o třídě pevnosti 10.9 dle normy ISO 4014 [66]. Maximální počet použitelných šroubů u prvního korunového kola je 78, při tomto počtu by bylo ještě možné šrouby zašroubovat daným nástrojem, avšak vzhledem k možným problémům při následné montáži bylo voleno šroubů méně. Pro realizaci šroubového spoje bylo použito 75 šestihranných matic M36 o třídě pevnosti 10 dle normy ISO 4032 [67]. Spojovací materiály byly vybrány od společnosti Bossard z katalogu [54].

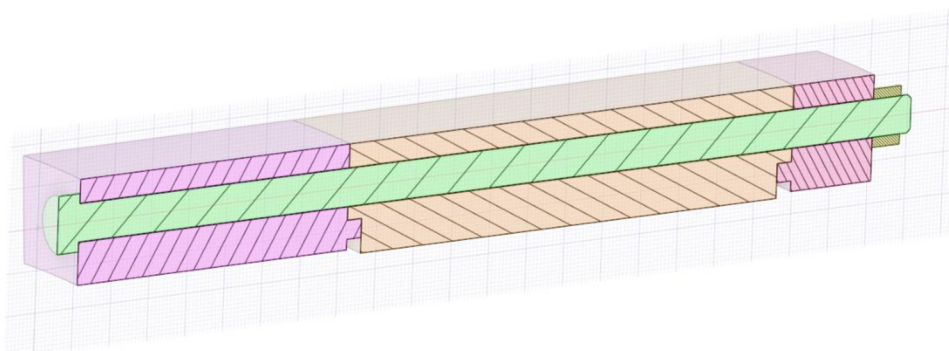
Dále bylo přistoupeno k zjednodušení geometrie všech částí, které jsou v kontaktu se šrouby a maticemi. Takováto úprava modelu se provádí s cílem snížit počet prvků výpočtové sítě a tím zároveň snížit i čas a náročnost výpočtu. Proto byla nejprve provedena zjednodušená analýza

pro jeden šroub, na které řešitel vyzkoušel kontakty a okrajové podmínky a poté aplikoval nabití informace na analýzu se všemi 75 šrouby v sestavě. Šroubové spoje tedy spojují první a druhou část skříně s korunovým kolem. Analýza je však zaměřená na šroubový spoj, který je namáhán zejména korunovým kolem v důsledku působení obvodových sil v ozubení od satelitů, tudíž první i druhou část skříně bylo nutné co nejvíce zjednodušit, a to jen na oblast v okolí šroubu a matice. To samé platilo i u ozubení, pokud by vymodelované ozubení zůstalo ponecháno v sestavě, výpočtová síť by obsahovala o to více prvků a výpočet by byl časově náročnější.



Obr. 27 Komponenty výpočtového modelu

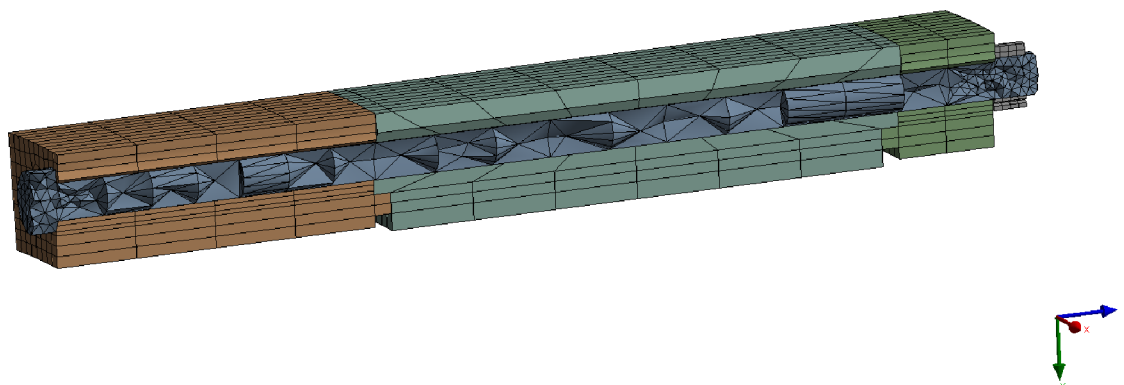
Na obr. 28 je zobrazeno výsledné zjednodušení výpočtového modelu s jedním šroubem. Z celé sestavy zobrazené na předchozím obrázku byla vybrána výseč pro jeden šroub a části první a druhé skříně, které jsou pro analýzu nepodstatné, byly odstraněny. Ozubení bylo odebráno až na průměr patní kružnice. Tato úprava byla provedena v již zmíněné aplikaci Creo. Další úprava už proběhla v modeláři SpaceClaim, který je součástí prostředí ANSYS Workbench. Zde byla odebrána nepotřebná sražení a zaoblení. Šestihranný tvar hlavy šroubu a matice byl nahrazen válcovým tvarem a dosedací plocha hlavy šroubu pak byla zvětšena až po válcový tvar hlavy. Je vhodné ještě zmínit, že průchozí díry pro šroub obou částí skříně a korunového kola jsou průměru o velikosti 37 mm a dřík šroubu je průměru 36 mm.



Obr. 28 Zjednodušený výpočtový model pro jeden šroub

Zjednodušená geometrie sestavy s jedním šroubem byla následně definována z hlediska kontaktních dvojic. Celkem bylo použito osm (kontaktů) kontaktních dvojic, z nich čtyři kontakty byly definovány jako „frictional“ se součinitelem tření 0,15, jeden kontakt jako „bonded“ a tři kontakty definovány pomocí „frictionless“ aplikované mezi šroubem a průchozími dírami kvůli vůli mezi dřikem šroubu a průchozími dírami. Kontakt „bonded“ byl použit v místě závitů matice a šroubu k jejich spojení. Kontakty „frictional“ byly aplikovány na třecí plochy korunového kola s první a druhou částí skříně. Poslední dva třecí kontakty byly použity mezi dosedací plochou hlavy šroubu a první částí skříně, a mezi dosedací plochou matice a druhou částí skříně.

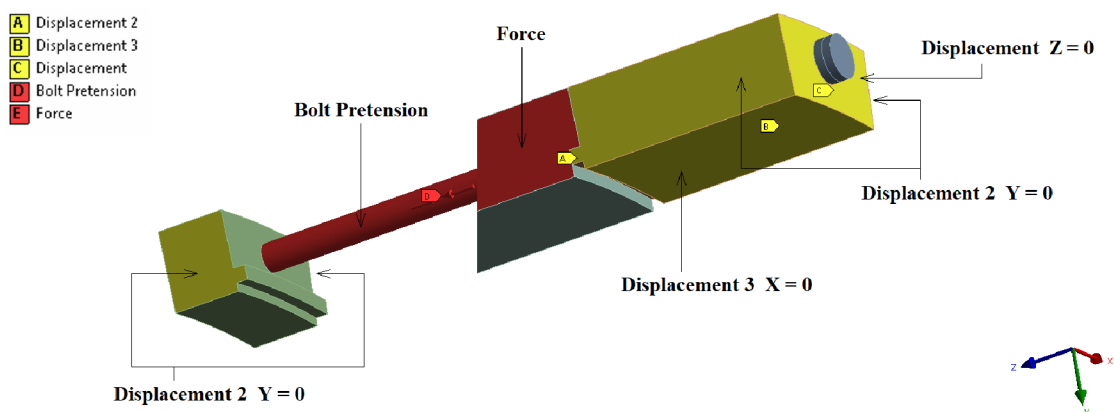
Pro získání správných výsledků je velice důležitá i výpočtová síť. S příliš hrubou sítí je totiž možné dosáhnout nepřesného řešení analýzy, a naopak s příliš jemnou sítí se zase zvyšuje čas a výpočtová náročnost. Výsledná síť zjednodušeného modelu v řezu je zobrazena na obr. 29. Nejdříve byla použita metoda „multizone“ na celé korunové kolo a na obě části skříně k získání pravidelné sítě v celém jejich objemu. Obě třecí plochy korunového kola byly zjemněny na velikosti prvků 12 mm pomocí funkce „contact sizing“ a bylo zajištěno, aby třecí plocha hlavy šroubu měla alespoň dva elementy po své kontaktní ploše ve směru od osy šroubu, tohoto bylo docíleno i u dosedací plochy matice. Dřík šroubu byl vysítován s využitím funkce „face meshing“ a v oblasti hlavy šroubu a závitů byla jeho síť zjemněna na velikost prvku 10 mm pomocí „body sizing“. Celá síť zjednodušeného modelu má 4936 elementů, což je bez mála skoro 17000 uzlů.



Obr. 29 Výpočtová síť modelu s jedním šroubem

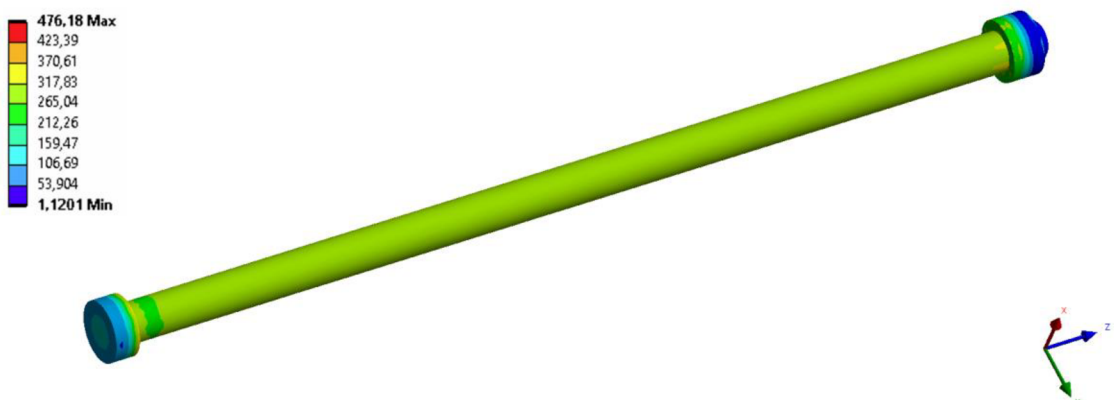
Následně pak byly aplikovány vazby a zatížení výpočtového modelu viz obr. 30. K simulování stejných podmínek jako když by byla první část skříně ukotvena ve strojově elektrárny a druhá část skříně zase pevně spojena ke zbytku skříně byly použity vazby „displacement“. S jejich pomocí bylo odebráno všech šest stupňů volnosti první části skříně a u druhé části skříně byl zamezen pohyb pouze ve směru osy Y. Zatížení bylo stanoveno na základě momentu korunového kola M_{k1} , který je generovaný od satelitů prvního planetového soukolí. Tento moment byl v prvních verzích analýzy aplikován na plochu korunového kola o průměru patní kružnice, avšak toto zatížení se ukázalo jako nevhodné, protože takto aplikovaný moment otáčel s výsečí korunového kola kolem osy šroubu a ve skutečnosti je moment tohoto kola generován v místech záběru rovnoměrně rozložených satelitů, a ne po celé ploše. Proto se známou hodnotou momentu korunového kola a poloměru patní kružnice byla stanovena síla a aplikována na boční stěnu korunového kola v místě řezu. Tato síla však musela být ještě definována pomocí válcového souřadnicového systému, ve kterém osa Z a osa X zůstaly nezměněny, jen osa Y byla nastavena jako rotující kolem osy Z, a právě do osy

Y byla síla umístěna. Vzhledem k tomu, že byl uvažován zjednodušený model pouze s jedním šroubem, bylo nutné velikost síly podělit počtem šroubů v celé sestavě. Výsledná velikost síly („force“) je tedy 12136,96 N. Aby šroub nebyl namáhaný na stříh, bylo nutné na dřík šroubu aplikovat předpětí, při kterém vznikne ve šroubu osová síla vlivem utahování šroubu nebo matice. V praxi se předpětí u takovýchto dynamicky namáhaných konstrukcích běžně používá a stanovit jeho velikost lze např. buď pomocí normy ČSN 73 1495 [68] nebo dle pokynů výrobce. Ve většině případů se předpětí šroubů pohybuje v rozmezí 50 % až 90 % využití meze kluzu [55]. S tímto doporučením bylo zvoleno předpětí s 50 % využitím meze kluzu a součinitelem tření v závitech o velikosti 0,2. Dle těchto hodnot a kalkulátoru od výrobce dostupného z [56] byla velikost předpětí šroubu („bolt pretension“) stanovena jako 310,9 kN.



Obr. 30 Vazby a zatížení zjednodušeného modelu

Pro přiblížení analýzy, pokud možno co nejvíce reálné situaci, byla zatěžující síla a předpětí simulováno ve třech krocích. V prvním kroku bylo nastaveno předpětí na šroubu pomocí malého posuvu o velikosti setiny milimetru, kvůli simulaci počáteční montáže šroubového spoje a k následně rychlejší konvergenci výpočtu předpětí. V druhém kroku byl dřík šroubu zatížen daným předpětím a bylo nastaveno, aby v tomto stavu zůstal i pro další krok. A ve třetím posledním kroku pak byla aplikována stanovená síla.

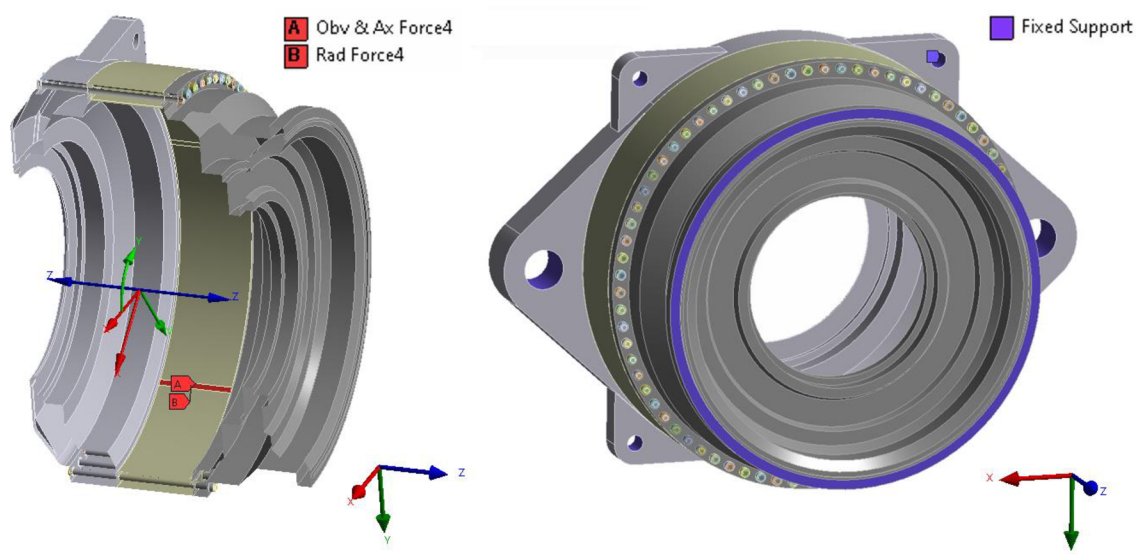


Obr. 31 Výsledné ekvivalentní napětí von-Mises šroubového spoje [MPa]

Vzhledem k tomu, že u korunového kola nedochází k žádným vyšším hodnotám napětí a obě části skříně mají největší napětí menší, jak mez pevnosti jejich materiálu je na obr. 31 vykresleno výsledné ekvivalentní napětí von-Mises pouze pro šroubový spoj. Šrouby

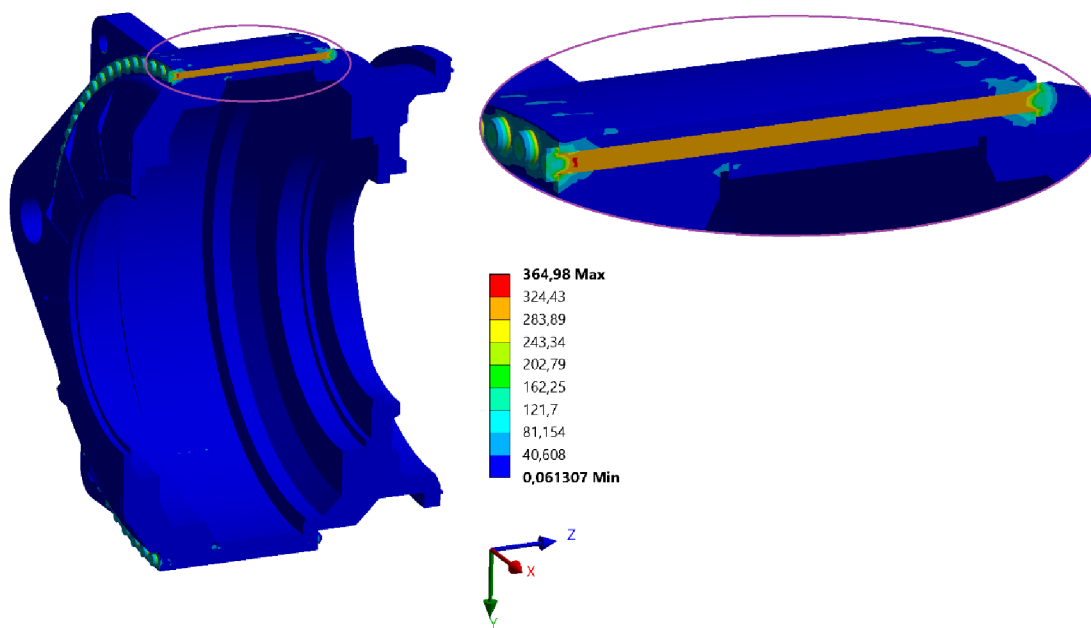
pevnostní třídy 10.9 mají smluvní mez kluzu dle katalogu výrobce 900 MPa [54]. Během provozního zatížení by napětí na šroubu nemělo být větší než tato hodnota meze kluzu proto, aby nedošlo k plastické deformaci šroubu. Výsledné největší napětí šroubu v oblasti jeho dosedací plochy je 369,42 MPa a největší napětí matice je 476,18 MPa na hranici její dosedací plochy a závitu. Dle výrobce je možné zatěžovat matice a šrouby o stejné pevnostní třídě až do dosažení meze kluzu šroubu, aniž by to mělo za následek plastickou deformaci matice. Z výsledného vykreslení ekvivalentního napětí na šroubu je patrné, že šroub je namáhán pouze na tah, a nikoli na střih. Šroubový spoj je tedy dle této zjednodušené analýzy vyhovující.

Na základě zjednodušené analýzy s jedním šroubem byla následně provedena zmíněná analýza se všemi 75 šrouby v sestavě. Tento postup řešitel zvolil hlavně kvůli časové a výpočetní náročnosti celé sestavy. V případě že by šrouby nevycházeli bezpečně bylo mnohem snazší provést úpravu konstrukce a úpravu nastavení analýzy na zjednodušeném modelu než na celé sestavě se všemi šrouby. Nejprve tedy byla vytvořena nová strukturální analýza se stejně nadefinovanými materiály jako v předchozím případě. Následovalo zjednodušení celé sestavy, které proběhlo v modeláři SpaceClaim, kde korunové kolo bylo opět zbaveno ozubení až na patní kružnici a u obou částí skříně byly odebrány zaoblení a sražení v jejich oblastech pracovního prostoru. Dále byly odstraněny průchozí montážní díry na druhé části skříně k jejímu upevnění a u první části skříně byly zase odebrány závitové díry pro upevnění aretačního kroužku hřídelového těsnění. Jako poslední pak byly zjednodušeny šrouby a matice dle předchozího modelu. Stejně jako ve zjednodušeném modelu bylo i zde použito osm kontaktů stejného nastavení, lišily se jen v počtu kontaktních dvojic. Kvůli přehlednosti byly jednotlivé kontaktní dvojice uspořádány do skupin pomocí funkce „named selections“ a pro každý z osmi kontaktů pak byly vybrány vždy dvě tyto skupiny. Tímto způsobem bylo zabráněno velkému počtu opakujících se kontaktů. Výpočtová síť byla vytvořena pro šrouby, matice a jejich okolí opět obdobně jako v předchozím s tím rozdílem, že u korunového kola a obou částí skříně bylo použito volné síťování, kvůli jejich složitější geometrii. Volná síť byla následně upravena dle potřeby s využitím funkce „face sizing“. V okolí montážních ok první části skříně pak byla síť zjemněna kvůli okrajovým podmínkám. Celá síť obsahuje zhruba 834 tisíc elementů a skoro 1,5 miliónu uzlů.



Obr. 32 Zatížení obdélníkové plochy silovými složkami v místě záběru jednoho ze satelitů (vlevo) a příklad použití vazby „fixed support“ (vpravo)

Vazby a zatížení však byly už aplikovány odlišněji než u zjednodušeného modelu. Zde bylo potřeba počítat se všemi silovými složkami, které vzniknou v ozubení každého satelitu. Z toho důvodu bylo na ploše korunového kola o průměru patní kružnice vytvořeno pět obdélníků o šířce identické jako je šířka zubu. Tyto obdélníky byly rovnoměrně rozmístěny po obvodu patní kružnice a představují místa, ve kterých satelity působí na korunové kolo obvodovými, axiálními i radiálními silami dílčích záběrů. V každém takovém obdélníku bylo nutné zjemnit síť a umístit do něj dané silové složky. Na obr. 32 vlevo jsou zobrazeny aplikované silové složky na jednu z pěti obdélníkových ploch. Radiální síla $F_{r_{k1}}$ byla tedy u každého obdélníku definována jako do plochy působící, toho bylo dosaženo díky natočení kartézského souřadnicového systému dílčích radiálních sil. Působení axiální síly $F_{a_{k1}}$ na každé ploše obdélníku bylo definováno proti směru hlavní osy Z. A obvodová síla F_{k1} u každého obdélníku byla zadána s využitím již známého válcového souřadného systému, kde osa Y rotující kolem osy Z charakterizuje působení dané obvodové síly. K simulování upevnění skříně byla použita vazba „fixed support“, která byla aplikována do šesti montážních ok prvních částí skříně a u druhé části skříně byla tato vazba použita na plochu v místě kontaktu s druhým korunovým kolem, kde by jinak tato část skříně byla spojena s druhým korunovým kolem pomocí šroubů. Ukázka vazeb „fixed support“ je zobrazena na obr. 32 vpravo. Poté bylo na každý šroub zvlášť aplikováno předpětí o stejné velikosti jako ve zjednodušené analýze a opět byla simulace rozdělena do tří kroků.



Obr. 33 Výsledné ekvivalentní napětí von-Mises sestavy se všemi šrouby v řezu [MPa]

Výsledné ekvivalentní napětí von-Mises celé skříně v řezu je zobrazeno na obr. 33. Stejně jako v předchozí analýze i zde jsou největší napětí na obou částech skříně a na korunovém kole menší než jejich mez pevnosti materiálu. Výsledné hodnoty napětí u šroubového spoje jsou však nižší oproti zjednodušené analýze. Největší napětí na šroubu je opět v oblasti jeho dosedací plochy a nabývá velikosti 364,98 MPa a největší napětí na matici je u této analýzy 336,9 MPa opět na hranici její dosedací plochy a závitu. Z obrázku je také zřejmé, že šrouby jsou namáhány pouze na tah. Na základě této skutečnosti a výsledných napětí byly tedy šroubové spoje prvního korunového kola stanoveny jako vyhovující. Vzhledem k poměrně nízkým napětím vůči smluvní mezi kluzu šroubu je možné při další případné optimalizaci

šroubových spojů použít menší počet těchto šroubů nebo zvolit matice a šrouby nižší pevnostní třídy. Při použití menšího počtu šroubů je nutné zkontrolovat i velikost předpětí, zda je dostačující k eliminaci stříhového namáhání šroubu a v případě volby nižší pevnostní třídy šroubového spoje je potřeba velikost předpětí stanovit znovu dle výše zmíněného postupu. Podrobnější obrázky obou pevnostních analýz jsou uvedeny v příloze 9.

9.2 MODÁLNÍ ANALÝZA SKŘÍNĚ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Záměrem modální analýzy bylo zjistit tvary vlastního kmitu a vlastní frekvence celé skříně převodového ústrojí. V situaci, kdy je frekvence buzení stejná jako vlastní frekvence skříně dojde k jejímu vysokému rozkmitání, k tzv. rezonanci a v tomto stavu se snižuje životnost, a dokonce může dojít až k poškození skříně. S tímto jevem je spojená i vysoká hlučnost celého systému. V praxi vlastním frekvencím skříně nelze zcela zabránit, ale je však možné např. v kritických místech zvětšit vyztužení skříně a tím i navýšit její hmotnost, což má za následek zvýšení hodnot vlastních frekvencí a je možné tímto způsobem posunout tyto frekvence mimo provozní rozsah daného systému a vyhnout se tak rezonančnímu stavu. Kritická místa vlastních frekvencí se stanovují na základě tvarů vlastních kmitů, protože každému takovému tvaru náleží i vlastní frekvence [57]. Nicméně navýšení vlastních frekvencí vyžaduje určitou konstrukční znalost v úpravách skříně, zvláště u takto velkých skříní nemusí být posunutí vlastních frekvencí mimo provozní rozsah budících frekvencí vždy dosaženo. [58]

Jako zdroj buzení v tomto případě byla vybrána zubová frekvence dílčích soukolí. Nejprve tedy bylo nutné stanovit provozní zubovou frekvenci pro každé soukolí převodového ústrojí. Následující odvození zubových frekvencí bude pouze pro první planetové soukolí a stálý převod. Celý výpočet je opět uveden v příloze 7. Zubová frekvence prvního planetového soukolí byla zjištěna dle [59]:

$$f_{z1} = z_{s1R} f_{s1}, \quad (80)$$

kde f_{s1} je frekvence otáčení satelitu dána vztahem:

$$f_{s1} = \left(\frac{n_{s1}}{60} \right). \quad (81)$$

A zubová frekvence stálého převodu byla vypočtena pomocí [59]:

$$f_{zhi} = z_{hiR} f_{hi}, \quad (82)$$

kde f_{hi} je zase frekvence otáčení hnacího kola stanovená jako:

$$f_{hi} = \left(\frac{n_{hi}}{60} \right). \quad (83)$$

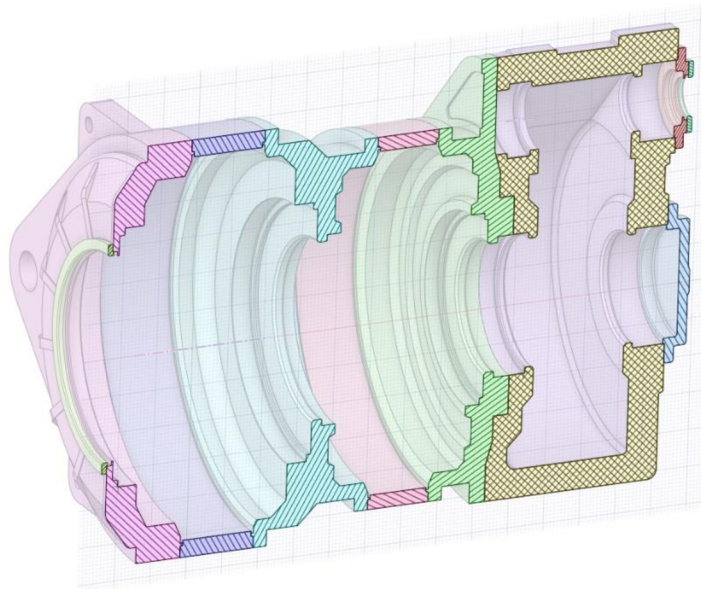
Výsledné hodnoty zubových frekvencí jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Výsledné zubové frekvence dílčích soukolí

1. Planetové soukolí		2. Planetové soukolí		Stálý převod	
f_{z1} [Hz]	31,8672	f_{z2} [Hz]	111,5779	f_{zhi} [Hz]	428,3246

Poté bylo přistoupeno k samotné modální analýze, u které bylo potřeba nejdříve nastavit mechanické vlastnosti materiálů skříně. U modální analýzy byly uvažovány pouze dva již známé materiály, a to 18CrNiMo7-6 pro korunová kola a QT 400 18AL pro dílčí části skříně. U obou materiálů byly definovány jejich moduly pružnosti a Poissonovy konstanty stejných hodnot jako u předchozí pevnostně napěťové analýzy, a kromě těchto parametrů byly ještě definovány jejich hustoty, kde pro chrom-niklovou tvářenou ocel byla hustota 7850 kg/m^3 a pro tvárnou litinu 7200 kg/m^3 .

Zjednodušení geometrie bylo nejprve provedeno v aplikaci Creo, kde byly odstraněny všechny šrouby, matice a průchozí díry pro tyto šrouby. Další úpravy už proběhly v modeláři SpaceClaim, kde byly odebrány veškeré závitové díry, geometrie ozubení a malé zaoblení a sražení ve vnitřní části pracovního prostoru. Celá skříň se po zjednodušení skládá z jedenácti dílů a v řezu je zobrazena na obr. 34, posledního jedenáctého dílu si na obrázku všimnout nelze, protože se jedná o druhou část skříně stálého převodu.



Obr. 34 Řez výpočtovým modelem skříně

Takto upravenou geometrii bylo následně potřeba definovat z hlediska jejich kontaktních dvojic. Celkem bylo použito 20 kontaktů, přičemž z toho jedenáct kontaktů bylo definováno jako „bonded“ a devět jako „frictional“ se součinitelem tření 0,15. Kontakty typu „bonded“ byly aplikovány na plochy v místech, kde se nachází šrouby a pevně tak spojují dané části skříně k sobě. Tyto kontakty byly aplikovány vždy na předem vytvořené plochy a byl kladen důraz, aby velikost těchto ploch nebyla moc velká vzhledem k tomu, že by mohlo dojít k zvýšení tuhosti celé skříně a případnému zkreslení výsledných hodnot [58]. Kontakty typu „frictional“ pak byly použity na třecí dosedací plochy skříně, které jsou vzájemně v kontaktu.

Výpočtová síť byla vytvořena se základní velikostí elementu 50 mm a s důrazem na kontaktní plochy. V místě kontaktních ploch byla síť zjemněna s pomocí funkce „contact sizing“ a to tak, že u těchto menších ploch byla použita velikost prvku 10 mm a u větších velikost prvku 15 mm. Dílčí části skříně byly vysítovány pomocí volného síťování s využitím čtyřstěnnů a následně upraveny prostřednictvím funkce „face sizing“ eventuálně „body sizing“. V okolí všech montážních ok skříně pak byla síť zjemněna. Výpočtová síť obsahuje přibližně 1,47

miliónu elementů a přes 2,33 miliónu uzlů. Podrobnější obrázky sítě jsou zobrazeny v příloze 9.

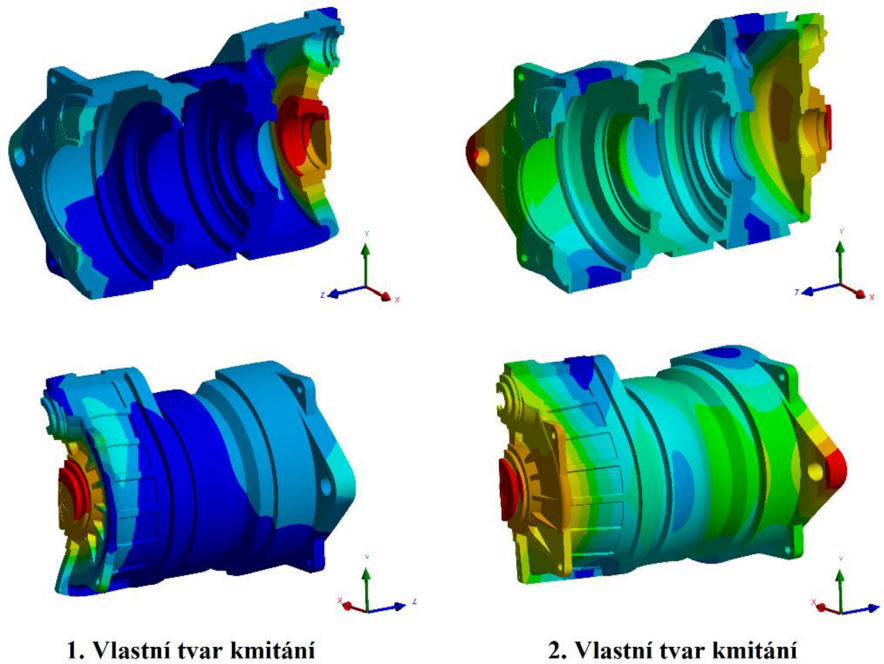
Celá skříň byla uvažována jako volně uložená bez použití okrajových podmínek a oblast výpočtu byla nastavena ve frekvenčním rozsahu od 0,1 Hz do 1000 kHz pro prvních 30 vlastních tvarů. Protože na skříň nebyly aplikovány okrajové podmínky, byl frekvenční rozsah nastaven od 0,1 Hz, aby bylo zamezeno výpočtu prvním šesti vlastním tvarům o nulových vlastních frekvencích, které jsou způsobeny šesti stupni volnosti skříně [58]. Výsledné hodnoty vlastních frekvencí pro prvních 30 vlastních tvarů (módů) jsou uvedeny v tab. 16.

Tab. 16 Výsledné vlastní frekvence skříně

Mód	Vlastní frekvence [Hz]	Mód	Vlastní frekvence [Hz]	Mód	Vlastní frekvence [Hz]
1.	174,15	11.	268,56	21.	394,35
2.	177,59	12.	285,28	22.	412,80
3.	179,72	13.	288,98	23.	415,49
4.	185,63	14.	327,33	24.	437,52
5.	188,90	15.	329,61	25.	443,49
6.	244,40	16.	367,98	26.	451,32
7.	251,18	17.	369,98	27.	455,08
8.	257,42	18.	371,07	28.	464,30
9.	257,56	19.	389,15	29.	472,27
10.	267,97	20.	390,00	30.	476,68

Při porovnání budících zubových frekvencí s výslednými vlastními frekvencemi je patrné, že první a druhé planetové soukolí má zubové frekvence podstatně nižších hodnot, než je hodnota první vlastní frekvence skříně. Lze tedy konstatovat, že vlastní frekvence skříně jsou mimo provozní rozsah budících frekvencí obou planetových soukolí, a proto tyto dvě zubové frekvence nemohou způsobit rezonanci. U stálého převodu je už situace komplikovanější, vzhledem k jeho vysokým otáčkám. Provozní zubová frekvence stálého převodu f_{zhi} je značně nad hodnotou první vlastní frekvence skříně a nachází se v rozsahu vlastních frekvencí, konkrétně mezi vlastními frekvencemi 23. a 24. módu. Zubová frekvence stálého převodu tedy při provozních podmínkách nezpůsobí rezonanční stav, protože se přímo neshoduje s žádnou vlastní frekvencí nebo jí není hodnotou blízká, ale při rozběhu elektrárny nebo při kolísání otáček výstupního hřídele převodovky v důsledku proměnlivých povětrnostních podmínek musí projít celkem přes 23 vlastních frekvencí skříně, než dosáhne své provozní hodnoty, a to není příliš vhodné. Prvním řešením této skutečnosti může být regulace otáček převodového ústrojí např. natáčením lopatek rotoru elektrárny, tak aby budící zubová frekvence stálého převodu se shodovala svou hodnotou s vlastní frekvencí skříně vždy co nejkratší čas a bylo tak zajištěno rychlé přesunutí mimo rezonanční stav. Druhým řešením je již zmíněná konstrukční úprava skříně, která s největší pravděpodobností přidá na hmotnosti a objemu celé skříně, ale dokáže navýšit hodnoty vlastních frekvencí a snížit tak počet těchto frekvencí, které by se mohli shodovat s budící zubovou frekvencí stálého převodu.

Na základě výsledných vlastních tvarů (módů) skříně je pak možné analyzovat nebezpečná místa z hlediska kmitání při daných vlastních frekvencích. Pro eliminaci těchto nebezpečných míst je potřeba změnit geometrii skříně v daném nebezpečném místě např. pomocí vyztužení, díky tomu dojde ke zvýšení hodnot vlastních frekvencí a zároveň k odstranění nebezpečného místa daného vlastního tvaru. Na obr. 35 jsou zobrazeny první dva vlastní tvary skříně převodového ústrojí, každý ve dvou pohledech. V příloze 9. je uvedeno dalších šest výsledných vlastních tvarů a 23. tvar vlastního kmitu, který je hodnotou vlastní frekvence nejbližší provozní zubové frekvenci stálého převodu.



Obr. 35 První dva vlastní tvary kmitání skříně převodového ústrojí

Z prvních 23 výsledných vlastních tvarů bylo zpozorováno, že většina nebezpečných míst z hlediska kmitání je v oblasti na konci převodového ústrojí v místě víka hnacího kola stálého převodu, dále v oblasti montážních ok a také na přední části převodového ústrojí v místě kolem vstupního unašeče prvního planetového soukolí. Tyto oblasti jsou tedy vhodné pro případné konstrukční úpravy se záměrem zlepšit modální vlastnosti skříně.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést koncepční návrh převodového ústrojí větrné elektrárny s jediným požadavkem na provozní výkon elektrárny o velikosti 3 MW. Základem pro celý koncepční návrh byl teoretický rozbor používaných převodových ústrojí u větrných elektráren provedený v úvodní části této práce. Zde byla tato ústrojí rozdělena do čtyř kategorií podle jejich uspořádání z hlediska dílčích soukolí od nejběžněji používaných až po úplné výjimky. Teoretický rozbor byl zaměřen i na používaná ozubení a ložiska vzhledem k tomu, že převážná část havárií těchto převodových ústrojí je způsobena kvůli předčasnému poškození ložisek nebo ozubení. Konkrétně v důsledku poruchy valivých ložisek je zapříčiněno 76 % všech zaznamenaných případů a v důsledku poruchy ozubení celkem 17 % případů. Proto byl v tomto návrhu kladen velký důraz i na pevnostní výpočet ozubení a trvanlivost ložisek. S ohledem na teoretický rozbor a dnes nejčastěji používané větrné elektrárny byla zvolena koncepce elektrárny s horizontální osou rotace rotoru, pro kterou byl následně proveden celý koncepční návrh převodového ústrojí.

Základní provozní parametry převodového ústrojí byly stanoveny na základě zjednodušeného aerodynamického modelu rotoru elektrárny a otáček vybraného generátoru. Tento model byl sestaven s využitím provedeného teoretického rozboru základní aerodynamiky lopatky rotoru a výsledkem byly např. provozní otáčky rotoru, točivý moment rotoru, ale i další hodnoty. Všechny tyto výsledné parametry elektrárny odpovídají doporučeným hodnotám skutečných elektráren. Pomocí základních parametrů byl stanoven převodový poměr ústrojí o velikosti 0,0124 a provozní výkon elektrárny byl záměrně přepočítán jako mírně vyšší v důsledku zvoleného asynchronního generátoru, který pracuje s určitým skluzem.

Samotný návrh převodového ústrojí započal výběrem jeho uspořádání z hlediska soukolí. Vzhledem k provoznímu výkonu bylo vybráno sériové uspořádání složené ze dvou planetových soukolí a jednoho stálého převodu spadající do standardní kategorie těchto ústrojí. Planetová soukolí dosahují vysoké účinnosti i při velkých přenášených výkonech, jsou kompaktnější a snáze dokáží realizovat nízké převodové poměry. Takovéto vlastnosti jsou pro tento návrh velice žádané. Obě planetová soukolí mají zastavená korunová kola a točivý moment vstupuje na jejich unašeče. Všechna soukolí pracují jako tzv. multiplikátory a zvyšují nízké vstupní otáčky rotoru na vysoké provozní otáčky generátoru. Kinematika planetových soukolí byla spočítána s pomocí Willisovy metody, na rozdíl od klasického stálého převodu.

Pro celé převodové ústrojí byla navrhována čelní kola s šikmým ozubením a s evolventním profilem zubu. Jako první byl vypočten jejich normální modul tak, aby ozubení vyhovovalo následnému pevnostnímu výpočtu. Geometrie ozubení byla úzce spjata s kinematickým výpočtem, a to zejména co se roztečných kružnic týče, proto bylo v rámci optimalizace provedeno dvacet rozměrových variant a z nich vybrána ta rozměrově nejvhodnější. Dále byly stanoveny silové poměry v ozubení, na základě kterých byl proveden pevnostní výpočet únosnosti boků zubů v ohybu a v dotyku pro všechna soukolí. Dle pevnostního výpočtu vyšlo ozubení jako vyhovující u všech soukolí s tím rozdílem, že u soukolí stálého převodu musela být přesnost ozubení volena o stupeň nižší než u planetových soukolí a také textura povrchu boků zubů musela být změněna z původní hodnoty 1,6 μm na 0,8 μm . Tato změna napomohla zvýšit bezpečnost ozubení stálého převodu nad požadovanou minimální bezpečnost v dotyku, ale bude mít za následek vyšší náklady na výrobu tohoto ozubení.

Další velice důležitou oblastí návrhu bylo uložení komponent převodového ústrojí v podobě valivých ložisek. Celý návrh uložení byl nejprve podložen silovým rozbohem dílčích

rotujících komponent ústrojí a s využitím tohoto rozboru byl poté proveden výpočet trvanlivosti zvolených ložisek. Minimální základní trvanlivost byla stanovena dle normy na 20 let a v celém návrhu byly použity čtyři druhy valivých ložisek, konkrétně válečková, soudečková, kuželíková a dvouřadá kuželíková. Dohromady bylo použito 24 ložisek, které všechny vyhovují z hlediska zvolené minimální základní trvanlivosti. Jednotlivá ložiska byla volena i s ohledem na sestavení celého převodového ústrojí, ale také i s ohledem na montáž hlavního nízkorychlostního hřídele.

Konstrukčnímu návrhu převodového ústrojí dále ještě přibyla patentovaná konstrukce flexible pin, která byla použita u prvního planetového soukolí k utlumení případných rázu na vstupním unašeči v důsledku nepříznivých povětrnostních podmínek. Tato konstrukce byla zkontrolována z hlediska průhybu a ohybu při provozním zatížení a stanovena jako vyhovující v obou případech. S ohledem na velikost a montáž celého ústrojí bylo navrženo rovnoboké drážkování u tří komponent a zkontrolováno na otlacení boků drážek. Všechna drážkování však musela být navržena jako nenormalizovaná vzhledem k velkým rozměrům celého převodového ústrojí. Výsledná kontrola na otlacení boků drážek u všech tří drážkování vyšla bezpečně v dovořených mezích. Skříň ústrojí byla realizována z více částí, zejména kvůli montáži, zástavbovému prostoru ústrojí a korunovým kolům, které tvoří součást skříně. Výsledný konstrukční návrh převodového ústrojí má 3559 mm na šířku, 2866 mm na výšku a 4461 mm na délku, celková hmotnost ústrojí je 89,446 tun.

Závěr této práce je věnován výpočtové kontrole pomocí metody konečných prvků dvou vybraných konstrukčních uzlů. Jako první byla provedena pevnostní kontrola šroubů, které spojují korunové kolo prvního planetového soukolí se sousedními částmi skříně. Nejprve byla realizována zjednodušená analýza pro jeden šroub k ověření správnosti výpočtové sítě, aplikovaných vazeb a okrajových podmínek a na základě tohoto zjednodušení byla uskutečněna kompletní pevnostní analýza celé sestavy se všemi šrouby. Celkem bylo navrženo 75 šroubů M36 pevnostní třídy 10.9 k upevnění prvního korunového kola. Pro eliminaci namáhání šroubů na stříh bylo na šrouby aplikováno předpětí. Výsledné hodnoty maximálního napětí šroubů jsou poměrně nižší než jejich smluvní mez kluzu a dle této kontroly jsou tedy šrouby vyhovující. U druhé analýzy byla zkontrolována celá skříň ústrojí z hlediska modálních vlastností. Byla tedy provedena modální analýza na základě, které byly stanoveny vlastní tvary a vlastní frekvence skříně. Jako zdroj buzení byla uvažována zubová frekvence dílčích soukolí. Tyto zubové frekvence obou planetových soukolí jsou svou hodnotou menší jak první vlastní frekvence skříně a nezpůsobí tak rezonanci. Zubová frekvence stálého převodu je však svou hodnotou mnohem vyšší nad první vlastní frekvencí skříně a konkrétně musí projít přes prvních 23 vlastních frekvencí, než dosáhne své provozní hodnoty. Tato skutečnost není příliš vhodná a nabízí se tak řešení upravit geometrii skříně a pokusit se o zvýšení hodnot vlastních frekvencí nebo využít určité regulace otáček tak, aby velikost budící zubové frekvence stálého převodu byla stejná s vlastní frekvencí skříně vždy co nejkratší čas.

Výsledné převodové ústrojí v této práci je pouze koncepčním návrhem, který obsahuje stěžejní konstrukční části převodového ústrojí větrné elektrárny a vychází z dostupných literatur, zdrojů a norem. Z hlediska dalšího postupu by bylo potřeba provést studii nejen v oblasti modálních vlastností skříně, ale také v oblasti jejího těsnění, způsobu mazání a dalších konstrukčních úkonů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] WU, Bin, Samir KOURO, Yongqiang LANG a Navid ZARGARI. *Power Conversion and Control of Wind Energy Systems*. 78. Hoboken: Wiley-IEEE Press, 2011. ISBN 9780470593653. Dostupné z: doi:10.1002/9781118029008
- [2] WIND ENERGY FACTSHEET. *Center for Sustainable Systems, University of Michigan* [online]. Michigan, 2021 [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://css.umich.edu/factsheets/wind-energy-factsheet>
- [3] OSMANBASIC, Edis. The Future of Wind Turbines: Comparing Direct Drive and Gearbox: Development effort focuses on two types of wind turbines, is there a dominant choice?. *Engineering.com* [online]. 2020 [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://www.engineering.com/story/the-future-of-wind-turbines-comparing-direct-drive-and-gearbox>
- [4] Převodovka větrné elektrárny. *Česká společnost pro větrnou energii* [online]. [cit. 2022-04-13]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/prevodovka-vetrne-elektrarny/327>
- [5] DINNER, H. Gearing analysis for wind turbine, seen as a process. *KISSsoft Calculation programs for machine design* [online]. KISSsoft, 2-5 [cit. 2022-04-14]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/23853801/gearing-analysis-for-wind-turbine-seen-as-a-process-kisssoft-ag>
- [6] QIU, Jun, Boxing LIU, Huimin DONG a Delun WANG. Type Synthesis of Gear-box in Wind Turbine. *Procedia Computer Science* [online]. 2017, 109, 809-816 [cit. 2022-04-14]. ISSN 18770509. Dostupné z: doi:10.1016/j.procs.2017.05.333
- [7] HENDERSON, Geoffrey M. *Power generating system*. The United States of America. US5140170A. Uděleno Aug. 18. 1992. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/US5140170A/en>
- [8] POORE, R. a T. LETTENMAIER. Alternative Design Study Report: WindPACT Advanced Wind Turbine Drive Train Designs Study: November 1, 2000 – February 28, 2002. *Technical Report* [online]. United States: National Renewable Energy Lab., Golden, CO, 2003, 8. 1. 2003, 1-211 [cit. 2022-04-15]. Dostupné z: doi:10.2172/15004456
- [9] MANGIALARDI, L. a G. MANTRIOTA. Automatically regulated C.V.T. in wind power systems. *Renewable Energy* [online]. 1994, 4(3), 299-310 [cit. 2022-04-16]. ISSN 09601481. Dostupné z: doi:10.1016/0960-1481(94)90033-7
- [10] Strojovna větrné elektrárny s převodovkou, variátorem a synchronním generátorem (český výrobce WIKOV). *Česká společnost pro větrnou energii* [online]. [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: [https://csve.cz/cz/clanky/strojovna-vetrne-elektrarny-s-prevodovkou-variátorem-a-synchronnim-generatorem-\(cesky-vyrobce-wikov\)/334](https://csve.cz/cz/clanky/strojovna-vetrne-elektrarny-s-prevodovkou-variátorem-a-synchronnim-generatorem-(cesky-vyrobce-wikov)/334)

- [11] ALKAN, Deniz. *Investigating CVT as a Transmission System Option for Wind Turbines* [online]. Stockholm, 2012 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Investigating-CVT-as-a-Transmission-System-Option-Alkan/d9ac2a77c0111a52b14cffc756e8913034b7285c#citing-papers>. Master of Science Thesis. KTH School of Industrial Engineering and Management.
- [12] RAGHEB, Adam a Mag RAGHEB. Wind turbine gearbox technologies. In: *2010 1st International Nuclear & Renewable Energy Conference (INREC)* [online]. Champaign: IEEE, 2010, 2010, s. 1-8 [cit. 2022-04-16]. ISBN 978-1-4244-5213-2. Dostupné z: doi:10.1109/INREC.2010.5462549
- [13] YANG, Yaru, Hua LI, Jin YAO, Wenxiang GAO a Haiyan PENG. Analysis on the Force and Life of Gearbox in Double-Rotor Wind Turbine. *Energies* [online]. 2019, **12**(21), 1-19 [cit. 2022-04-17]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en12214220
- [14] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů II.: převody*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978, 174 s.
- [15] ERRICHELLO, Robert a Jane MULLER. Application Requirements for Wind Turbine Gearboxes. *Geartech* [online]. 1994, 1-56 [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: doi:10.2172/10194084
- [16] KRÍŽ, Rudolf, Pavel VÁVRA a Jindřich HERBRYCH. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. 6. svazek, R - Části strojů a převody (2. část)*. Praha: Scientia, 1995, 291 s. ISBN 80-85827-88-3.
- [17] TONG, Wei. *Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Southampton: WIT Press, 2010. ISBN 978-1-84564-205-1.
- [18] AIKIN, Andrea R. Bearing and gearbox failures: Challenge to wind turbines. *ENERGY CENTRAL NEWS* [online]. 2020 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://energycentral.com/news/bearing-and-gearbox-failures-challenge-wind-turbines>
- [19] Volba valivého ložiska. *MITcalc* [online]. [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm
- [20] MASLEN, Eric H. a Gerhard SCHWEITZER, ed. *Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009. ISBN 978-3-642-00496-4. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-642-00497-1
- [21] SATHYAJITH, Mathew. *Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics*. Malapuram: Springer, 2006. ISBN 978-3-540-30906-2.
- [22] CAO, Wenping, Ying XIE a Zheng TAN. Wind Turbine Generator Technologies. CARRIVEAU, Rupp, ed. *Advances in Wind Power* [online]. InTech, 2012, 2012-11-21 [cit. 2022-04-23]. ISBN 978-953-51-0863-4. Dostupné z: doi:10.5772/51780

- [23] SOUSA, Joana M. *Design of a 2.0 MW wind turbine planetary gearbox* [online]. Porto, 2017 [cit. 2022-04-23]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Design-of-a-2.0-MW-wind-turbine-planetary-gearbox-Sousa/896550c65a59b20e9b6dfe86a7a882cfda101683>. Master of Science Thesis. Universidade do Porto. Vedoucí práce Jorge Humberto Seabra.
- [24] *Technika využití energie větru: Svépomocná stavba větrných zařízení*. Ostrava: HEL, 2002. ISBN 80-86167-19-4.
- [25] Aerodynamika rotoru větrné elektrárny. *Česká společnost pro větrnou energii* [online]. [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/aerodynamika-rotoru-vetrne-elektrarny/308>
- [26] MRÁZEK, Jan. *Návrh malé větrné turbíny* [online]. Hulín, 2012 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/16015837-Stredoskolska-odborna-cinnost-navrh-male-vetrne-turbiny.html>. Středoškolská odborná činnost. Gymnázium Kroměříž.
- [27] Vznik vztlaku. *Česká společnost pro větrnou energii* [online]. [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/vznik-vztlaku/307>
- [28] BERTAGNOLIO, Franck, Niels SORENSEN, Jeppe JOHANSEN a Peter FUGLSANG. *Wind Turbine Airfoil Catalogue* [online]. 2001, August 2001, 1-151 [cit. 2022-04-28]. e-ISBN: 87-550-291 1-6. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/240418434_Wind_Turbine_Airfoil_Catalogue
- [29] DAUD FILHO, Antonio Carlos Daud Filho, Hernán CERÓN-MUÑOZ a Fernando Catalano CATALANO. EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE OF VORTEXGENERATORS ON AIRFOILS FOR WIND TURBINES. *IMM* [online]. Bogotá, 2013, 1-12 [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/283504299_EXPERIMENTAL_STUDY_OF_THE_INFLUENCE_OF_VORTEX_GENERATORS_ON_AIRFOILS_FOR_WIND_TURBINES
- [30] ADEYEYE, Kehinde Adeseye, Nelson IJUMBA a Jonathan COLTON. The Effect of the Number of Blades on the Efficiency of A Wind Turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* [online]. 2021, **801**(1), 1-8 [cit. 2022-04-28]. ISSN 1755-1307. Dostupné z: doi:10.1088/1755-1315/801/1/012020
- [31] Velikost rotorového listu větrné elektrárny. *Česká společnost pro větrnou energii* [online]. [cit. 2022-04-28]. Dostupné z: <https://csve.cz/cz/clanky/velikost-rotoroveho-listu-vetrne-elektrarny/309>
- [32] TENG, Wei, Xiaolong ZHANG, Yibing LIU, Andrew KUSIAK a Zhiyong MA. Prognosis of the Remaining Useful Life of Bearings in a Wind Turbine Gearbox. *Energies* [online]. 2017, **10**(1), 1-16 [cit. 2022-04-29]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en10010032
- [33] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, c1998. ISBN 80-01-03245-0.

- [34] KAPLAN, Zdeněk. *Planetové převodovky* [přednáška]. Brno, Fakulta strojního inženýrství, 15. listopadu 2021.
- [35] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů: ročníkový projekt I*. Brno: CERM, 2003, 58 s. ISBN 80-214-2420-6.
- [36] Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6. *Bohdan Bolzano* [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-18crnimo7-6>
- [37] ČSN 01 4686-4. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol* [online]. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1988 [cit. 2022-05-02]. Dostupné také z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 01 4686.
- [38] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [39] Převody a mechanismy: Silové poměry v čelním soukolí. In: KACHLÍKOVÁ, Magdalena. *Inovace a zkvalitnění výuky prostřednictvím ICT* [online]. Brno, 2013, s. 1-9 [cit. 2022-05-03]. Dostupné z: https://docplayer.cz/15440031-Inovace-a-zkvalitneni-vyuky-prostrednictvim-ict-prevody-a-mechanismy-ing-magdalena-svobodova-cislo-vy_32_inovace_-15-04-anotace.html
- [40] Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby. *MITcalc* [online]. [cit. 2022-05-05]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear1/help/cz/gear1txt.htm>
- [41] ANEKAR, Nitinkumar, Suraj DESHMUKH a Shrikant NIMBALKAR. Planetary Helical Gear System. In: *International Conference on Science and Technology (ICST-2K14)* [online]. Pune (India), 2014, s. 1-6 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/273755713_Planetary_Helical_Gear_System
- [42] PELÍŠEK, Vojtěch. *Výpočet planetové převodovky* [přednáška]. Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2021.
- [43] KR SINGH, Dilip, Jossy KURIEN a Albert VILLAYAMORE. Study and analysis of wind turbine gearbox lubrication failure and its mitigation process. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2021, **44**, 3976-3983 [cit. 2022-05-06]. ISSN 22147853. Dostupné z: doi:10.1016/j.matpr.2020.10.047
- [44] Optigear Synthetic X 320. In: *Castrol Product Data* [online]. United Kingdom, 2019, 16 Apr 2019, s. 1-2 [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: [https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/C8D510548ACA3140802583DE00490987/\\$File/BPXE-BBBTRF.pdf](https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/C8D510548ACA3140802583DE00490987/$File/BPXE-BBBTRF.pdf)
- [45] Valivá ložiska. In: *SKF* [online]. 2019 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486

- [46] Orbi-fleX®: Planetary Gear Units Series. In: *Wikov* [online]. 2020 [cit. 2022-05-08]. Dostupné z: https://www.wikov.com/file/edee/prilohy/orbi-flex_catalogue.pdf
- [47] Clipper Windpower LLC. *Flexible pin for helical gears*. Canada. HAHLBECK, Edwin C. a Michael T. CHARTRE. CA2679726A1. Uděleno Jan. 13. 2009. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/CA2679726A1/en?q=flexible+pin+helical+gears>
- [48] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [49] GRUBER, Josef. MECHANIKA II: PRUŽNOST A PEVNOST. In: *SPŠ strojnická a SOŠ prof. Švejcara* [online]. Plzeň [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://download.spstrplz.cz/automatizace_vyrobnich_procesu/2_ucebni_texty_KA1/Mech_I_VI_uc_t/mec2_txt.pdf
- [50] DOLEŽÍ, Vítězslav a Dušan GALIS. Mechanika II: Výukový manuál. In: *Střední škola průmyslová a umělecká, Opava* [online]. Opava, 2009 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/MECH_II/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf
- [51] PRODUCT DATABASE. *System Seals* [online]. [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://www.systemseals.com/products-database/>
- [52] CAO, Qi Feng, Hai Ying DU, Yue Chun ZHANG a Ping LIU. Design of Wind Turbine Gearbox Housing. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2011, **86**, 619-622 [cit. 2022-05-12]. ISSN 1662-7482. Dostupné z: [doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.86.619](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.86.619)
- [53] GB 1348 QT400-18 Ductile Cast Iron. *Borui* [online]. [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <http://www.iron-foundry.com/GB-1348-QT400-18-ductile-cast-iron.html>
- [54] Technické informace. In: *BRIOL spojovací materiály* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/data/editor/file/BOSSARD%20Techinfo.pdf>
- [55] ŽABA, Tomáš. *Realizace edukační úlohy na experimentální stanici pro modelování předepjatých šroubových spojů* [online]. Brno, 2011 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38958. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, ústav konstruování. Vedoucí práce Michal Vaverka.
- [56] Kalkulátor utahovacích momentů a předpětí. *BOSSARD: Proven Productivity* [online]. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/cz-cs/assembly-technology-expert/technicke-informace/online-kalkulatory-a-prevodniky/torque-and-preload-calculator/>
- [57] Co to je modální analýza. *Ekosoftware* [online]. 2018 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/co-to-je-modalni-analyza>

- [58] PROKOP, Aleš. *Modelování vibrací pohonných jednotek aplikací virtuálních prototypů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/98131>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.
- [59] FERNANDEZ, Alfonso. Frequencies of a gear assembly. *Power-MI* [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://power-mi.com/content/frequencies-gear-assembly>
- [60] ČSN ISO 6336-5. *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - Část 5: Údaje o pevnosti a kvalitě materiálů* [online]. Praha: Český normalizační institut, 2005 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 01 4687.
- [61] ČSN 01 4608. *Ozubená kola. Moduly* [online]. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1978 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 01 4608.
- [62] ČSN ISO 1328-1. *Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO - Část 1: Definice a mezní úchytky vztažené na stejnolehle boky zubů ozubeného kola* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 01 4682.
- [63] ČSN EN 61400-1. *Větrné elektrárny – Část 1: Návrhové požadavky* [online]. Praha: Český normalizační institut, 2006 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 33 3160.
- [64] ČSN ISO 281. *Valivá ložiska – Dynamická únosnost a trvanlivost* [online]. Praha: Český normalizační institut, 2008 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 02 4607.
- [65] ČSN ISO 14. *Rovnoboké drážkování válcových hřídelů s vnitřním středěním – Rozměry, tolerance a zkoušení* [online]. Praha: Český normalizační institut, 1997 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 01 4942.
- [66] ČSN EN ISO 4014. *Šrouby se šestihrannou hlavou - Výrobní třídy A a B* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 02 1101.
- [67] ČSN EN ISO 4032. *Šestihranné matice (typ 1) - Výrobní třídy A a B* [online]. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 02 1401
- [68] ČSN 73 1495. *Šroubové třecí spoje ocelových konstrukcí* [online]. Praha: Český normalizační institut, 2001 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: Databáze ČSN norem. Třídící znak 73 1495.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

tzv.	Takzvaný
Pl.	Planetové
např.	Například
obr.	Obrázek
tab.	Tabulka

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$\vec{F}_{obvodová}$	[N]	Vektor obvodové síly po délce lopatky
$\vec{v}_{obvodová}$	[m·s ⁻¹]	Vektor obvodové rychlosti lopatky
$v_{obvodová_max}$	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost na konci listu
$\vec{\beta}_v$	[°]	Vektor úhlu nabíhajícího proudu vzduchu po délce lopatky
$\vec{\omega}_{rotor}$	[rad·s ⁻¹]	Vektor úhlové rychlosti po délce lopatky
h_{r1}	[mm]	Činná výška drážkování prvního unašeče
C_L	[kN]	Základní dynamická únosnost
D_D	[mm]	Průměr roztečné kružnice planetového kola v dotyku
E_f	[MPa]	Modul pružnosti v tahu pinu
F_{ah}	[N]	Axiální síla kola stálého převodu
F_{ak}	[N]	Axiální síla korunového kola
F_{ap}	[N]	Axiální síla planetového kola
F_{gs1}	[N]	Tíhová síla satelitu
F_{rh}	[N]	Radiální síla stálého převodu
F_{rk}	[N]	Radiální síla korunového kola
F_{rp}	[N]	Radiální síla planetového kola
F_h	[N]	Obvodová síla kola stálého převodu
F_{C1}	[N]	Zatížení v místě bodu C1
F_{C1x}	[N]	Síla bodu C1 ve směru osy x
F_{C1y}	[N]	Síla bodu C1 ve směru osy y
F_{C1z}	[N]	Síla bodu C1 ve směru osy z

F_{D1}	[N]	Zatížení v místě bodu D1
F_{D1x}	[N]	Síla bodu D1 ve směru osy x
F_{D1z}	[N]	Síla bodu D1 ve směru osy z
F_a	[N]	Axiální síla v ozubení
F_{ax}	[kN]	Axiální zatížení ložiska
F_{gf}	[N]	Tíhová síla působící na pin
F_k	[N]	Obvodová síla korunového kola
F_n	[N]	Normálová síla v ozubení
F_p	[N]	Obvodová síla planetového kola
$F_{r1kontrola}$	[N]	Kontrola obvodových sil prvního planetového soukolí
$F_{r2kontrola}$	[N]	Kontrola obvodových sil prvního druhého soukolí
F_r	[N]	Radiální síla v ozubení
F_{r1}	[N]	Obvodová síla unašeče prvního planetového soukolí
F_{r2}	[N]	Obvodová síla unašeče druhého planetového soukolí
F_{rad}	[kN]	Radiální zatížení ložiska
F_x	[N]	Odporová síla lopatky rotoru
F_y	[N]	Vztlaková síla lopatky rotoru
I_f	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pinu
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	Součinitel přidavných zatížení v ohybu
$K_{F\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po jeho šířce v ohybu
K_H	[-]	Součinitele přidavných zatížení pro dotyk
$K_{H\beta}$	[]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po jeho šířce v dotyku
K_{r1}	[-]	Součinitel rovnobokého drážkování prvního unašeče
L_{yx}	[mm]	Celková vzdálenost posunutí rukávu (rovina XY)
\vec{M}	[N·m]	Vektor točivého momentu po délce lopatky
M_h	[N·m]	Točivý moment kola stálého převodu
M_S	[N·m ³]	Statický moment plochy
M_{ax}	[N·m]	Točivý moment zatěžující pin
M_k	[N·m]	Točivý moment korunového kola
M_o	[N·m]	Celkový ohybový moment pinu
M_{ox}	[N·m]	Ohybový moment v rovině ZY
M_{oz}	[N·m]	Ohybový moment v rovině XY

M_p	[N·m]	Točivý moment planetového kola
M_r	[N·m]	Točivý moment unašeče
\vec{P}	[W]	Vektor výkonu elektrárny po délce lopatky
P_m	[kN]	Minimální zatížení ložiska
P_v	[W]	Výkon elektrárny v závislosti na délce lopatky
Q_{ISO}	[-]	Stupeň přesnosti ozubení
\vec{R}	[m]	Délka lopatky zapsána vektorem
S_{F_h}	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu kola stálého převodu
S_{F_p}	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu planetového kola
S_{F_s}	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu satelitu
S_F	[-]	Součinitel bezpečnosti v ohybu
S_{Fmin}	[-]	Minimální hodnota součinitele bezpečnosti v ohybu
S_H	[-]	Součinitel bezpečnosti v dotyku
S_{Hmin}	[-]	Minimální hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku
S_m	[N·m ²]	Obsah momentové plochy
S_t	[mm]	Tloušťka zubu na roztečné kružnici
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu pinu
a_R	[mm]	Osová vzdálenost
b_w	[mm]	Šířka ozubení
c_p	[-]	Účinnost větrné elektrárny
d_R	[mm]	Přepočítaná roztečná kružnice
d_{aR}	[mm]	Přepočítaná hlavová kružnice
d_{fR}	[mm]	Přepočítaná patní kružnice
d_{sr1}	[mm]	Střední průměr drážkovaného profilu prvního unašeče
e_1	[m]	Vzdálenost valivého bodu
e_{1f}	[mm]	Vzdálenost od vetknutí
f_{hi}	[Hz]	Frekvence otáčení hnacího kola
f_F	[-]	Pomocný součinitel pro kalená kola
f_H	[-]	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice
f_{s1}	[Hz]	Frekvence otáčení satelitu
f_{z1}	[Hz]	Zubová frekvence prvního planetového soukolí
f_{z2}	[Hz]	Zubová frekvence druhého planetového soukolí
f_{zhi}	[Hz]	Zubová frekvence soukolí stálého převodu

i_{hiho}	[-]	Převodový poměr stálého převodu
i_{hihoR}	[-]	Skutečný převodový poměr stálého převodu
i_{p1p2R}^{k2}	[-]	Skutečný převodový poměr druhého planetového soukolí
i_{p1p2}^{k2}	[-]	Převodový poměr druhého planetového soukolí
i_{r1p1R}^{k1}	[-]	Skutečný převodový poměr prvního planetového soukolí
i_{r1p1}^{k1}	[-]	Převodový poměr prvního planetového soukolí
i_v	[-]	Převodový poměr převodového ústrojí
i_{vR}	[-]	Skutečný převodový poměr převodového ústrojí
i_{xy}	[-]	Převodový poměr mezi vstupním a výstupním členem
i_{xy}^z	[-]	Převodový poměr mezi členem x a y se zastaveným členem z
i_{yx}	[-]	Převodový poměr mezi výstupním a vstupním členem
k_p	[-]	Návrhový součinitel pinu
l_{r1}	[mm]	Činná délka drážkování prvního unašeče
l_s	[mm]	Celková nedeformovaná délka rukávu
l_x	[mm]	Vzdálenost deformovaného pinu v ose x (rovina XY)
l_{yx}	[mm]	Vzdálenost deformovaného pinu v ose y (rovina XY)
l_{yz}	[mm]	Vzdálenost deformovaného pinu v ose y (rovina ZY)
l_z	[mm]	Vzdálenost deformovaného pinu v ose z (rovina ZY)
m_{nD}	[mm]	Normální modul v dotyku
m_{nO}	[mm]	Normální modul v ohybu
m_{tR}	[mm]	Přepočítaný čelní modul
n_h	[min ⁻¹]	Otáčky kola stálého převodu
n_L	[min ⁻¹]	Otáčky vnitřního nebo vnějšího kroužku ložiska
$n_{generátor}$	[min ⁻¹]	Otáčky generátoru
n_k	[min ⁻¹]	Otáčky korunového kola
n_p	[min ⁻¹]	Otáčky planetového kola
n_r	[min ⁻¹]	Otáčky unašeče
n_{rotor}	[min ⁻¹]	Provozní otáčky rotoru
n_s	[min ⁻¹]	Otáčky satelitu
p_{0r1}	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj prvního unašeče
p_{r1}	[MPa]	Tak na bocích drážek prvního unašeče
p_{r1D}	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek prvního unašeče
r_s	[mm]	Nedeformovaný největší průměr rukávu

s_1	[m]	Vzdálenost tíhové síly
\vec{v}	[m·s ⁻¹]	Vektor rychlosti větru
$v_{obvodová}$	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost
z_h	[-]	Počet zubů kola stálého převodu
z_{hR}	[-]	Skutečný počet zubů kola stálého převodu
z_c	[-]	Počet zubů vloženého kola c
z_k	[-]	Počet zubů korunového kola
z_p	[-]	Počet zubů planetového kola
z_{r1}	[-]	Počet drážek prvního unašeče
z_s	[-]	Počet zubů satelitu
z_x	[-]	Počet zubů vstupního kola x
z_y	[-]	Počet zubů výstupního kola z
Δv_{yx}	[mm]	Celkové přiblížení rukávu (rovina XY)
Δv_{yz}	[mm]	Celkové přiblížení rukávu (rovina ZY)
Δ_x	[mm]	Průhyb v ose x
Δy_x	[mm]	Velikost rozdílu deformovaného pinu vůči nedeformovanému
Δy_z	[mm]	Velikost rozdílu deformovaného pinu vůči nedeformovanému
Δ_z	[mm]	Průhyb v ose z
Δ_{zF}	[mm]	Průhyb pinu od tíhové síly (rovina ZY)
Δ_{zM}	[mm]	Průhyb pinu od točivého momentu (rovina ZY)
α_F	[rad]	Úhel natočení pinu od tíhové síly (rovina ZY)
α_M	[rad]	Úhel natočení pinu od momentu (rovina ZY)
α_n	[°]	Úhel záběru
α_t	[°]	Čelní úhel záběru
α_x	[rad]	Úhel natočení pinu (rovina XY)
α_z	[rad]	Úhel natočení pinu (rovina ZY)
β_R	[°]	Přepočítaný úhel sklonu zubu
β_v	[°]	Úhel nabíhajícího proudu vzduchu
γ_x	[rad]	Úhel natočení pinu v ose x (rovina XY)
γ_z	[rad]	Úhel natočení pinu v ose z (rovina ZY)
ε_γ	[-]	Celkový součinitel záběru
ρ_{vzduch}	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu
σ_{F_h}	[MPa]	Napětí v ohybu kola stálého převodu v oblasti paty zubu

σ_{F_p}	[MPa]	Napětí v ohybu planetového kola v oblasti paty zubu
σ_{F_s}	[MPa]	Napětí v ohybu satelitu v oblasti paty zubu
σ_{F0_h}	[MPa]	Nominální napětí v ohybu hnacího kola v oblasti paty zubu
σ_{F0_p}	[MPa]	Nominální napětí v ohybu planetového kola v oblasti paty zubu
σ_{F0_s}	[MPa]	Nominální napětí v ohybu satelitu v oblasti paty zubu
σ_{FP_h}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu kola stálého převodu v oblasti paty zubu
σ_{FP_p}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu planetového kola v oblasti paty zubu
σ_{FP_s}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu satelitu v oblasti paty zubu
σ_F	[MPa]	Napětí v ohybu v oblasti paty zubu
σ_{F0}	[MPa]	Nominální napětí v ohybu v oblasti paty zubu
σ_{FP}	[MPa]	Přípustné napětí pro ohyb
σ_{FP}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu v oblasti paty zubu
σ_{Flimb}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{H0}	[MPa]	Nominální napětí v dotyku
σ_{H1}	[MPa]	Napětí v dotyku
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí pro dotyk
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
σ_{Hlimb}	[MPa]	Mez únavy v dotyku
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí pinu
σ_{oD}	[MPa]	Dovolené ohybového napětí pinu
ψ_F	[-]	Relativní šířka ozubení v ohybu
ψ_H	[-]	Relativní šířka ozubení v dotyku
ω_r	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost unašeče
ω_{sr}	[rad·s ⁻¹]	Relativní úhlová rychlost satelitu
ω_v	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost rotoru
ω'_x	[rad·s ⁻¹]	Relativní úhlová rychlost členu x vůči unašeči
ω_x	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost vstupního členu x
ω_{xz}	[rad·s ⁻¹]	Relativní úhlová rychlost členu x vůči členu y
ω'_y	[rad·s ⁻¹]	Relativní úhlová rychlost členu y vůči unašeči
ω_y	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost výstupního členu y
ω_{yz}	[rad·s ⁻¹]	Relativní úhlová rychlost členu y vůči členu x
ω_z	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost zastaveného členu z
h	[mm]	Výška zubu

E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Výsledná síla lopatky rotoru
F	[N]	Obvodová síla v ozubení
K	[-]	Součinitel výpočtového momentu
L_{10h}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska
P	[kN]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
R	[m]	Poloměr rotoru
Re_p	[MPa]	Mez kluzu pinu
Ra	[μm]	Textura povrchu boků zubů
Re	[MPa]	Mez kluzu
Rm	[MPa]	Mez pevnosti
S	[-]	Podmínka smontovatelnosti planetového soukolí
SR	[-]	Koeficient rychloběžnosti
X	[-]	Součinitel radiálního zatížení
Y	[-]	Součinitel axiálního zatížení
b	[m]	Délka tětiny
f	[Hz]	Frekvence generátoru
j	[-]	Počet vnějších záběrů
np	[-]	Počet pólů generátoru
p	[-]	Exponent trvanlivosti
q	[-]	Počet satelitů
v	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Rychlost větru
w	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	Rychlost nabíhajícího proudu vzduchu
α	[°]	Úhel náběhu
β	[°]	Úhel skonu zubu šikmého ozubení
μ	[-]	Poissonova konstanta

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1. – Výpočet základních parametrů převodového ústrojí	Strana P1
Příloha 2. – Kinematický výpočet převodového ústrojí	Strana P3
Příloha 3. – Výpočet ozubení	Strana P7
– Výpočet normálního modulu	
– Výpočet geometrie ozubení	
– Silové poměry v ozubení	
– Pevnostní výpočet ozubení	
Příloha 4. – Silový rozbor	Strana P33
Příloha 5. – Výpočet ložisek	Strana P42
Příloha 6. – Konstrukční výpočty	Strana P53
– Kontrolní výpočet konstrukce flexible pin	
– Pevnostní výpočet konstrukce flexible pin	
– Výpočet drážkování	
Příloha 7. – Výpočet zubových frekvencí jednotlivých soukolí	Strana P57
Příloha 8. – Snímky výsledného konstrukčního návrhu převodového ústrojí	Strana P58
Příloha 9. – Snímky výpočtové kontroly metodou konečných prvků	Strana P69
– Snímky pevnostní kontroly šroubů prvního korunového kola	
– Snímky modální analýzy skříně převodového ústrojí	
Příloha 10. – MATLAB kódy	
– Vypocet_zakladnich_parametru_prevodoveho_ustroji.m	
– Vypocet_konstrukcnich_parametru_prevodoveho_ustroji.m	