

	DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4)	DIN
	Diese Norm ist zugleich eine VDE-Bestimmung im Sinne von VDE 0022. Sie ist nach Durchführung des vom VDE-Präsidium beschlossenen Genehmigungsverfahrens unter der oben angeführten Nummer in das VDE-Vorschriftenwerk aufgenommen und in der „etz Elektrotechnik + Automation“ bekannt gegeben worden.	VDE

ICS 27.180

Einsprüche bis 2010-07-31

Entwurf

**Windturbinen –
Teil 4: Auslegungsanforderungen für Getriebe für Windturbinen
(IEC 88/354/CD:2009)**

Wind turbines –
Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes
(IEC 88/354/CD:2009)

Aérogénérateurs –
Partie 4: Exigences de conception pour boîtes de vitesses pour aérogénérateurs
(CEI 88/354/CD:2009)

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2010-05-10 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise als Datei per E-Mail an **dke@vde.com** in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter **www.dke.de/stellungnahme** abgerufen werden
- oder in Papierform an die DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE, Stresemannallee 15, 60596 Frankfurt am Main.

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevante Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 278 Seiten

DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE

Beginn der Gültigkeit

Diese Norm gilt ab ...

Inhalt

	Seite
Einleitung	10
1 Anwendungsbereich	10
2 Normative Verweisungen	10
3 Begriffe	12
4 Symbole und Abkürzungen	18
4.1 Symbole und Einheiten	18
4.2 Abkürzungen	22
5 Zuverlässigkeitsgerechter Entwurf (Design for Reliability)	23
5.1 Betriebslebensdauer und Zuverlässigkeit	23
5.2 Entwurfsprozess	24
6 Betriebsbedingungen für den Antriebsstrang und Belastungen am Antriebsstrang	27
6.1 Zuverlässigkeit von Lastannahmen	27
6.2 Betriebsbedingungen für den Antriebsstrang	27
6.3 Betriebsbedingungen	31
6.4 Kundendienst- und Wartungsanforderungen	32
6.5 Analyse des Antriebsstranges	32
7 Entwurf, Bemessungsdaten und Herstellungsanforderungen für das Getriebe	33
7.1 Betrachtungen zur Getriebeauslegung	33
7.2 Stirnräder	33
7.3 Lager	38
7.4 Wellen, Federn, Schiebekeile und Befestigungsmittel	48
7.5 Konstruktionselemente	50
7.6 Schmierung	60
8 Verifizierung und Validierung des Entwurfs	67
8.1 Prüfplanung	67
8.2 Werkstatt-Prototypprüfung	68
8.3 Feldprüfung	69
8.4 Prüfungen bei der Serienfertigung	71
8.5 Prüfung der Widerstandsfähigkeit	72
8.6 Temperatur und Reinheit von Schmierstoffen	72
8.7 Lagerspezifische Validierung	72
8.8 Prüfdokumentation	73
9 Betriebs-, Kundendienst- und Wartungsanforderungen	73
9.1 Kundendienst- und Wartungsanforderungen	73
9.2 Inspektionsanforderungen	73
9.3 Inbetriebnahme und Einlauf	74
9.4 Transport	74
9.5 Reparatur	74
9.6 Montage und Austausch	74
9.7 Zustandsüberwachung	74
9.8 Schmierstoff	75
9.9 Betriebs- und Wartungsdokumentation	75

	Seite
Anhang A (informativ) Belastungen und Spezifikation des Antriebsstranges.....	76
A.1 Einleitung	76
A.2 Allgemeine Architektur des Antriebsstranges von Windturbinen.....	76
A.3 Schnittstellendefinitionen	77
A.4 Geforderte technische Daten an der Schnittstelle	82
Anhang B (informativ) Betrachtungen zum Entwurf und zur Herstellung von Getrieben.....	86
B.1 Allgemeines zum Getriebe	86
B.2 Stirnräder	86
B.3 Sauberkeit der Getriebebaugruppe	87
Anhang C (informativ) Betrachtungen zur Getriebeauslegung	88
C.1 Vorauswahl von Lagern	88
C.2 Methode zur Verringerung der Last-Bins.....	88
C.3 Berechnung des Auflagedruckes.....	92
C.4 Berechnung der Schmierfilmdicke	98
C.5 Dokumentation der Lagerbemessung.....	100
C.6 Lagerarten.....	100
C.7 Lageranordnungen.....	104
Anhang D (informativ) Betrachtungen zu Konstruktionselementen von Getrieben	114
D.1 Einleitung	114
D.2 Durchbiegungsanalyse	114
D.3 Werkstoffeigenschaften	114
D.4 Globale und lokale Ausfälle	115
D.5 Einfluss der Mittelspannung.....	115
Anhang E (informativ) Empfehlungen für die Leistungsfähigkeit von Schmierstoffen in Windturbinenanwendungen	117
E.1 Zweck.....	117
E.2 Physikalische Kennwerte von Schmierstoffen	117
E.3 Leistungskennwerte von Schmierstoffen	120
E.4 Empfehlungen für die Lebensdauer und den Zustand von Schmierstoffen	124
Anhang F (informativ) Dokumentation der Verifizierung des Entwurf.....	126
F.1 Dokumentation der Verifizierung des Entwurfs.....	126
Anhang G (informativ) Nachweisprüfung für den Entwurf.....	130
G.1 Zweck.....	130
G.2 Literaturhinweise und Verweisungen für die Verifizierung des Lastfaktors K_f für die Stirnradbemessung.....	130
Anhang H (informativ) Literaturhinweise	132
H.1 Referenzdokumente.....	132
H.2 Hintergrundnormen	132
H.3 Informative Verweisungen	133
 Bild 1 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Parallelwellengetrieben.....	 15
Bild 2 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit einer Planetenstufe	16
Bild 3 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit zwei Planetenstufen	17
Bild 4 – Ablaufplan des Entwurfsprozesses.....	26
Bild 5 – Beispiele für die Auswahlkriterien für Lager.....	41
Bild 6 – Blindeinrichtung des Lagers.....	44

	Seite
Bild 7 – Definition des Profilfaktors $n_{pl,\sigma}$ eines eingekerbten Bauteils	53
Bild 8 – Idealisierte elastisch-plastische Verfestigungskurve	54
Bild 9 – Synthetische Spannungs-Wöhlerkurve (abgeleitet von Haibach, 2006)	57
Bild A.1 – Modularer Antriebsstrang	76
Bild A.2 – Modularer Antriebsstrang mit Dreipunktaufhängung	77
Bild A.3 – Integrierter Antriebsstrang	77
Bild A.4 – Referenzsystem für einen modularen Antriebsstrang	79
Bild A.5 – Rückansicht eines Antriebsstranges	80
Bild A.6 – Referenzsystem für einen modularen Antriebsstrang mit Dreipunktaufhängung	81
Bild A.7 – Referenzsystem für einen integrierten Antriebsstrang	82
Bild A.8 – Beispiel für eine Rainflow-Klassierung	84
Bild A.9 – Beispiel für die Verteilung der Belastungsdrehzahl (LRD)	85
Bild C.1 – Verringerung der Last-Bins durch Zusammenfassung benachbarter Last-Bins	89
Bild C.2 – Index der verbrauchten Lebensdauer (CLI)	91
Bild C.3 – Verteilung der Zeitanteile	91
Bild C.4 – Auswirkungen des Spiels und der Vorspannung auf die Druckverteilung in Radialkugellagern	94
Bild C.5 – Bezeichnungssystem für die Lagerkrümmung	95
Bild C.6 – Spannungsverteilung über der elliptischen Kontaktfläche	96
Bild C.7 – Beispiele für Fest- und Loslageranordnungen	105
Bild C.8 – Beispiele für Festlageranordnungen	105
Bild C.9 – Beispiele für die Aufnahme von axialen Verschiebungen	105
Bild C.10 – Beispiele für Stützlageranordnungen	106
Bild C.11 – Beispiele für paarweise Lageranordnungen	106
Bild D.1 – Lokaler und globaler Ausfall an zwei verschiedenen Kerbradien	115
Bild D.2 – Ausfallstellen für einen lokalen Ausfall (A) und einen globalen Ausfall (B)	115
Bild D.3 – Haigh-Diagramm für die Bewertung des Einflusses der Mittelspannung (Haibach, 2006)	116
Bild E.1 – Viskositätsanforderungen in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit	118
Bild E.2 – Prüfvorrichtung für die Bewertung der Filtrierbarkeit	123
 Tabelle 1 – Eingriffslastfaktor K_γ für Planetenstufen	 35
Tabelle 2 – Geforderte Stirnradgenauigkeit	37
Tabelle 3 – Temperaturgradienten für die Berechnung des Betriebsspiels	43
Tabelle 4 – Temperatur des Lagerschmierstoffes zur Berechnung der relativen Viskosität κ	45
Tabelle 5 – Leitwerte für die maximale Kontaktspannung bei der Miner-Summe der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung	47
Tabelle 6 – Mindestsicherheitsbeiwerte für die verschiedenen Verfahren	48
Tabelle 7 – Teilsicherheitsbeiwerte für Werkstoffe	52
Tabelle 8 – Teilsicherheitsbeiwerte γ_m für synthetische Spannungs-Wöhlerkurven für Gusseisen	58
Tabelle 9 – Empfohlene Reinheitsgrade	65
Tabelle A.1 – Für Belastungen von Windturbinen verwendete Koordinatensysteme (Muster)	78
Tabelle A.2 – Elemente des Antriebsstranges und lokale Koordinatensysteme	78
Tabelle A.3 – Schnittstellenmaße für Elemente des Antriebsstranges	79
Tabelle A.4 – Schnittstellenanforderungen für einen modularen Antriebsstrang	80
Tabelle A.5 – Schnittstellenanforderungen für einen modularen Antriebsstrang mit Dreipunktaufhängung	81
Tabelle A.6 – Schnittstellenanforderungen für einen integrierten Antriebsstrang	82

	Seite
Tabelle A.7 – Technische Daten und erforderliche Beschreibungen der Bemessungsbelastung.....	83
Tabelle A.8 – Beispiel für eine Rainflow-Matrix	83
Tabelle A.9 – Beispiel für eine Extremlastmatrix	85
Tabelle B.1 – Empfohlene Oberflächenrauigkeit der Verzahnung.....	86
Tabelle C.1 – Leitwerte für die nominelle Lebensdauer L_{h10} für die Vorauswahl von Lagern und für Konstruktionszwecke	88
Tabelle C.2 – Faktoren für statisch beanspruchte Radiallager	93
Tabelle C.3 – Lagerarten für zusammengesetzte Lasten mit zweiseitig wirkenden Axiallasten	101
Tabelle C.4 – Lagerarten für zusammengesetzte Lasten mit einseitig wirkenden Axiallasten.....	102
Tabelle C.5 – Lagerarten für reine Radiallasten	103
Tabelle C.6 – Lagerarten für Axiallasten.....	104
Tabelle C.7 – Legende zur Lagerauswahl	107
Tabelle C.8 – Lagerauswahl; langsamlaufende Welle (LSS)/Planetenradträger	109
Tabelle C.9 – Lagerauswahl; langsamlaufende Zwischenwelle (LSIS)	110
Tabelle C.10 – Lagerauswahl; schnelllaufende Zwischenwelle (HSIS).....	111
Tabelle C.11 – Lagerauswahl; schnelllaufende Welle (HSS)	112
Tabelle C.12 – Lagerauswahl; Planetenlager	113
Tabelle D.1 – Typische Werkstoffeigenschaften.....	114
Tabelle E.1 – Geschätzte Viskositätsgrade für Fluids mit $VI = 90$	118
Tabelle E.2 – Geschätzte Viskositätsgrade für Fluids mit $VI = 120$	119
Tabelle E.3 – Geschätzte Viskositätsgrade für Fluids mit $VI = 160$	119
Tabelle E.4 – Geschätzte Viskositätsgrade für Fluids mit $VI = 240$	120
Tabelle E.5 – Genormte Prüfverfahren für die Bewertung von Fluids für Windturbinen (Neuöl).....	121
Tabelle E.6 – Nicht genormte Prüfverfahren für die Bewertung der Leistungsfähigkeit von Schmierstoffen (Neuöl)	122
Tabelle E.7 – Leitfaden für die Grenzwerte von Schmierstoffparametern	125
Tabelle F.1 – Dokumentation der Entwurfvalidierung und -verifizierung	126

Nationales Vorwort

Das internationale Dokument IEC 88/354/CD:2009 „Wind turbines – Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes“ (CD, en: Committee Draft) ist unverändert in diesen Norm-Entwurf übernommen worden. Dieser Norm-Entwurf enthält eine noch nicht autorisierte deutsche Übersetzung.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung des CD entsprechend der diesbezüglich durch die IEC erteilten Erlaubnis beigefügt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen IEC-Text.

Das internationale Dokument wurde vom TC 88 „Wind turbine systems“ der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) erarbeitet und den nationalen Komitees zur Stellungnahme vorgelegt.

Die IEC und das Europäische Komitee für Elektrotechnische Normung (CENELEC) haben vereinbart, dass ein auf IEC-Ebene erarbeiteter Entwurf für eine Internationale Norm zeitgleich (parallel) bei IEC und CENELEC zur Umfrage (CDV-Stadium) und Abstimmung als FDIS (en: Final Draft International Standard) bzw. Schluss-Entwurf für eine Europäische Norm gestellt wird, um eine Beschleunigung und Straffung der Normungsarbeit zu erreichen. Dokumente, die bei CENELEC als Europäische Norm angenommen und ratifiziert werden, sind unverändert als Deutsche Normen zu übernehmen.

Da der Abstimmungszeitraum für einen FDIS bzw. Schluss-Entwurf prEN nur 2 Monate beträgt, und dann keine sachlichen Stellungnahmen mehr abgegeben werden können, sondern nur noch eine „JA/NEIN“-Entscheidung möglich ist, wobei eine „NEIN“-Entscheidung fundiert begründet werden muss, wird bereits der CD als DIN-Norm-Entwurf veröffentlicht, um die Stellungnahmen aus der Öffentlichkeit frühzeitig berücksichtigen zu können.

Für diesen Norm-Entwurf ist das nationale Arbeitsgremium K 383 „Windenergieanlagen“ der DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE (www.dke.de) zuständig.

Nationaler Anhang NA (informativ)

Zusammenhang mit Europäischen und Internationalen Normen

Für den Fall einer undatierten Verweisung im normativen Text (Verweisung auf eine Norm ohne Angabe des Ausgabedatums und ohne Hinweis auf eine Abschnittsnummer, eine Tabelle, ein Bild usw.) bezieht sich die Verweisung auf die jeweils neueste gültige Ausgabe der in Bezug genommenen Norm.

Für den Fall einer datierten Verweisung im normativen Text bezieht sich die Verweisung immer auf die in Bezug genommene Ausgabe der Norm.

Eine Information über den Zusammenhang der zitierten Normen mit den entsprechenden Deutschen Normen ist in Tabelle NA.1 wiedergegeben.

Tabelle NA.1

Europäische Norm	Internationale Norm	Deutsche Norm	Klassifikation im VDE-Vorschriftenwerk
Normen der Reihe EN 1993:2002	–	Normen der Reihe DIN EN 1993	–
–	IEC 60050-415:1999	¹⁾	–
EN 61400-1:2005	IEC 61400-1:2005	DIN EN 61400-1 (VDE 0127-1):2006-07	VDE 0127-1

¹⁾ „Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch – Deutsche Ausgabe“, im Rahmen der Datenbankanwendung DIN-TERM zu beziehen über Beuth Verlag.

Tabelle NA.1 (fortgesetzt)

Europäische Norm	Internationale Norm	Deutsche Norm	Klassifikation im VDE-Vorschriftenwerk
EN 61400-3:2009	IEC 61400-3:2009	DIN EN 61400-3 (VDE 0127-3):2010-01	VDE 0127-3
–	IEC/TS 61400-13:2001	–	–
–	IEC 61400-22:2010	–	–
–	ISO 76:2006	DIN ISO 76:2009-01	–
–	ISO 281:2007	DIN ISO 281:2009-01	–
–	ISO 683:1999	–	–
–	ISO 1122-1:1998	–	–
–	ISO/TR 1281-1:2008	–	–
–	ISO/TR 1281-2:2008	–	–
–	ISO 1328-1:1995	–	–
–	ISO 1382-2:1997	–	–
EN ISO 2160:1998	ISO 2160:1998	DIN EN ISO 2160:1999-04	–
EN ISO 4287:1998 + A1:2009	ISO 4287:1997 + A1:2009	DIN EN ISO 4287:2009-11	–
EN ISO 4288:1997	ISO 4288:1996	DIN EN ISO 4288:1998-04	–
–	ISO 4406:1999	–	–
–	ISO 5725-1:1994	DIN ISO 5725-1:1997-11	–
–	ISO 6336-1:2006	–	–
–	ISO 6336-2:2006	–	–
–	ISO 6336-3:2006	–	–
–	ISO 6336-5:2003	–	–
–	ISO 6336-6:2006	–	–
–	ISO 7120:1987	DIN ISO 7120:2000-05	–
–	ISO 8579-1:2002	–	–
–	ISO 8579-2:1993	–	–
–	ISO 10474:1991	–	–
–	ISO 10825:1995	–	–
–	ISO 11007:1997	–	–
–	ISO 13226:2005	DIN ISO 13226:2006-10	–
–	ISO 13357-1:2002	DIN ISO 13357-1:2009-04	–
–	ISO 13357-2:2005	DIN ISO 13357-2:2008-09	–
–	ISO/TR 13593:1999	–	–
–	ISO/TR 13989-1:2000	–	–
–	ISO/TR 13989-2:2000	–	–
–	ISO 14104:1995	–	–

Tabelle NA.1 (fortgesetzt)

Europäische Norm	Internationale Norm	Deutsche Norm	Klassifikation im VDE-Vorschriftenwerk
–	ISO/TR 14179-1:2001	–	–
–	ISO/TR 14179-2:2001	–	–
–	ISO 14635-1:2000	DIN ISO 14635-1:2006-05	–
–	ISO 14635-2:2004	DIN ISO 14635-2:2010-01	–
–	ISO 15243:2004	–	–
–	ISO/TR 16281:2008	E DIN 26281:2010-02	–
–	ISO 21771:2007	E DIN ISO 21771:2009-10,	–
–	–	DIN 743-1:2000-10	–
–	–	DIN 743-2:2000-10	–
–	–	DIN 743-3:2000-10	–
–	–	DIN 3960:1987-03	–
–	–	DIN 3964:1980-11	–
–	–	DIN 7190:2001-02	–
–	–	DIN 45667:1969-10	–
–	–	DIN 51819-1:1999-12	–

Nationaler Anhang NB (informativ)

Literaturhinweise

DIN 743-1:2000-10, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 1: Einführung, Grundlagen*

DIN 743-2:2000-10, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen*

DIN 743-3:2000-10, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte*

DIN 3960:1987-03, *Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung*

DIN 3964:1980-11, *Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe*

DIN 7190:2001-02, *Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*

E DIN 26281:2010-02, *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008)*

DIN 45667:1969-10, *Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen*

DIN 51819-1:1999-12, *Prüfung von Schmierstoffen – Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlager-schmierstoff-Prüfgerät FE8 – Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen*

Normen der Reihe DIN EN 1993-1, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten*

DIN EN 61400-1 (VDE 0127-1):2006-07, *Windenergieanlagen – Teil 1: Auslegungsanforderungen (IEC 61400-1:2005); Deutsche Fassung EN 61400-1:2005*

DIN EN 61400-3 (VDE 0127-3):2010-01, *Windenergieanlagen – Teil 3: Auslegungsanforderungen für Wind-energieanlagen auf offener See (IEC 61400-3:2009); Deutsche Fassung EN 61400-3:2009*

DIN EN ISO 2160:1999-04, *Mineralölerzeugnisse – Korrosionswirkung auf Kupfer – Kupferstreifenprüfung (ISO 2160:1998); Deutsche Fassung EN ISO 2160:1998*

DIN EN ISO 4287:2009-11, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997 + Corrigendum 1:1998 + Corrigendum 2:2005 + Amendment 1:2009); Deutsche Fassung EN ISO 4287:1998 + AC:2008 + A1:2009*

DIN EN ISO 4288:1998-04, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4288:1996); Deutsche Fassung EN ISO 4288:1997*

DIN ISO 76:2009-01, *Wälzlager – Statische Tragzahlen (ISO 76:2006)*

DIN ISO 281:2009-01, *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007)*

DIN ISO 5725-1:1997-11, *Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Messverfahren und Messergebnissen – Teil 1: Allgemeine Grundlagen und Begriffe (ISO 5725-1:1994)*

DIN ISO 7120:2000-05, *Mineralölerzeugnisse und Schmierstoffe – Mineralöle und andere Flüssigkeiten – Bestimmung der Korrosionsschutzeigenschaften in Gegenwart von Wasser (ISO 7120:1987)*

DIN ISO 13226:2006-10, *Elastomere – Standard-Referenz-Elastomere (SREs) zur Charakterisierung der Wirkung von Flüssigkeiten auf Vulkanisate (ISO 13226:2005)*

DIN ISO 13357-1:2009-04, *Mineralölerzeugnisse – Bestimmung der Filtrierbarkeit von Schmierölen – Teil 1: Verfahren für Öle in Gegenwart von Wasser (ISO 13357-1:2002)*

DIN ISO 13357-2:2008-09, *Mineralölerzeugnisse – Bestimmung der Filtrierbarkeit von Schmierölen – Teil 2: Verfahren für Trockenöle (ISO 13357-2:2005)*

DIN ISO 14635-1:2006-05, *Zahnräder – FZG-Prüfverfahren – Teil 1: FZG-Prüfverfahren A/8,3/90 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von Schmierölen (ISO 14635-1:2000)*

DIN ISO 14635-2:2010-01, *Zahnräder – FZG-Prüfverfahren – Teil 2: FZG-Prüfverfahren A10/16, 6R/120 zur Bestimmung der relativen Fresstragfähigkeit von hoch EP-legierten Schmierölen (ISO 14635-2:2004)*

E DIN ISO 21771:2009-10, *Zahnräder – Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung – Bestimmungsgrößen und Geometrie (ISO 21771:2007)*

Windturbinen – Teil 4: Auslegungsanforderungen für Getriebe für Windturbinen

Einleitung

Dieser Teil von IEC 61400 legt die Mindestanforderungen an die Spezifikation, die Auslegung und die Verifizierung von Getrieben in Windturbinen fest. Er stellt keine vollständige Auslegungsvorschrift oder Bedienungsanleitung dar und dient nicht der Sicherstellung des Betriebsverhaltens des montierten Antriebssystems. Die vorliegende Norm soll von erfahrenen Getriebekonstrukteuren angewendet werden, die in der Lage sind, anhand von Kenntnissen über das Betriebsverhalten ähnlicher Konstruktionen und über die Auswirkungen solcher Aspekte wie Schmierung, Durchbiegung, Fertigungstoleranzen, Metallurgie, Restspannung und Systemdynamik angemessene Werte für die einzelnen Faktoren auszuwählen. Sie ist nicht für allgemeines ingenieurtechnisches Personal vorgesehen.

Die Anforderungen dieser Norm dürfen geändert werden, wenn entsprechend nachgewiesen werden kann, dass die Sicherheit und die Zuverlässigkeit des Systems nicht beeinträchtigt werden. Die Einhaltung dieser Norm entbindet keine Person, Organisation oder Firma von der Verantwortung der Befolgung anderer geltender Regelungen.

1 Anwendungsbereich

Diese Anwendungsnorm gilt für geschlossene, die Drehzahl erhöhende Getriebe für Antriebsstränge von Horizontalachs-Windturbinen mit einer Leistungsbemessung von mehr als 500 kW.

Die vorliegende Norm liefert Hintergrundinformationen über die Belastungen, die sich durch die Anwendungen in der Windturbine ergeben, und einen Leitfaden zur Analyse der Belastungen im Zusammenhang mit der Auslegung der Elemente von Getriebe und Getriebekästen.

Zu den in dieser Norm behandelten Getriebeelementen gehören geradverzahnte, schrägverzahnte oder doppelschrägverzahnte Stirnräder und deren Kombinationen in einer parallelen Anordnung oder einer Planetenanordnung im Hauptantriebspfad. Diese Norm gilt nicht für Zapfwellengetriebe.

Die Norm beruht auf Getriebekonstruktionen mit Wälzlagern. Die Verwendung von Gleitlagern ist nach dieser Norm zulässig, deren Anwendung und Bemessung werden jedoch nicht behandelt.

Außerdem ist ein Leitfaden für technische Aspekte von Wellen, Welle-Nabe-Verbindungen und Getriebekästen bis hin zur Entwicklung einer voll integrierten Konstruktion, die den Bedingungen der strengen Betriebsumgebung standhält, enthalten.

Die Schmierung von Getrieben wird im Zusammenhang mit Nachweisprüfungen in der Prototypen- und Serienfertigung behandelt. Abschließend wird ein Leitfaden für Betrieb und Wartung angegeben.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

IEC 61400-22, 2010, *Wind turbine generator systems – Part 1: Conformity testing and certification*

IEC 61400-1, 2005, *Wind turbine generator systems – Part 1: Design requirements*

IEC 61400-3, 2009, *Wind turbines – Part 3: Design requirements for offshore wind turbines*

IEC/TS 61400-13, 2001, *Wind turbine generator systems – Part 13: Measurements of mechanical loads*

IEC 60050-415, 1999, *International Electrotechnical Vocabulary (IEV) – Part 415: Wind turbine generator systems*

ISO 76, 2006, *Rolling bearings – Static load ratings*

ISO 281, 2007, *Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*

ISO 683, 1999, *Heat-treated steels, alloy steels and free-cutting steels*

ISO 1122-1, 1998, *Vocabulary of gear terms – Part 1: Definitions related to geometry*

ISO 1328-1, 1995, *Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth*

- ISO 1328-2, 1997, *Cylindrical gears – ISO system of accuracy – Part 2: Definitions and allowable values of deviations relevant to radial composite deviations and runout information*
- ISO 2160, 1998, *Petroleum products – Corrosiveness to copper – Copper strip test*
- ISO 4287, 1997, *Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method – Terms, definitions and surface texture parameters*
- ISO 4288, 1996, *Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method – Rules and procedures for the assessment of surface texture*
- ISO 4406, 1999, *Hydraulic fluid power – Fluids – Method for coding the level of contamination by solid particles*
- ISO 5725-1, 1994, *Accuracy (trueness and precision) of measurement methods and results – Part 1: General principles and definitions*
- ISO 6336-1, 2006, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors*
- ISO 6336-2, 2006, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*
- ISO 6336-3, 2006, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 3: Calculation of tooth bending strength*
- ISO 6336-5, 2003, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of material*
- ISO 6336-6, 2006, *Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 6: Calculation of service life under variable load*
- ISO 7120, 1987, *Petroleum products and lubricants – Petroleum oils and other fluids – Determination of rust-preventing characteristics in the presence of water*
- ISO 8579-1, 2002, *Acceptance code for gear units – Part 1: Test code for airborne sound*
- ISO 8579-2, 1993, *Acceptance code for gears – Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing*
- ISO 10474, 1991, *Steel and steel products – Inspection documents*
- ISO 11007, 1997, *Petroleum products and lubricants – Determination of rust-prevention characteristics of lubricating greases*
- ISO 13226, 2005, *Rubber – Standard reference elastomers (SREs) for characterizing the effect of liquids on vulcanized rubbers*
- ISO 14104, 1995, *Gears – Surface temper etch inspection after grinding*
- ISO 14635-1, 2000, *Gears – FZG test procedures – Part 1: FZG test method A/8,3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils*
- ISO 14635-2, 2004, *Gears – FZG test procedures – Part 2: FZG step load test A10/16, 6R/120 for relative scuffing load-carrying capacity of high EP oils*
- ISO 15243, 2004, *Rolling bearings – Damage and failures – Terms, characteristics and causes*
- ISO/TR 13593, 1999, *Enclosed gear drives for industrial applications*
- ISO/TR 13989-1, 2000, *Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears – Part 1: Flash temperature method*
- ISO/TR 13989-2, 2000, *Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears – Part 2: Integral temperature method*
- ISO/TR 14179-1, 2001, *Gears – Thermal capacity – Part 1: Rating gear drives with thermal equilibrium at 95° sump temperature*
- ISO/TR 14179-2, 2001, *Gears – Thermal capacity – Part 2: Thermal load carrying capacity*
- ISO/TS 16281, 2008, *Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings*

ANSI/AGMA 6001-D97, *Design and selection of component for enclosed gear drives*

ASTM D2893-04, *Standard test method for oxidation characteristics of extreme pressure lubrication oils*

CEC-L-45-A99, 2008, *Viscosity shear stability of transmission lubricants (taper roller bearing rig)*

DIN 3990-4, 1987, *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Berechnung der Fresstragfähigkeit*

DIN 3964, 1987, *Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe*

DIN 743, 2000, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Teile 1, 2 und 3*

DIN 7190, 2001, *Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*

DIN 45667, 1969, *Klassiervverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen*

DIN 51819-1, 1999, *Prüfung von Schmierstoffen – Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlager-schmierstoff-Prüfgerät FE8*

FVA 54/7, 1993, *Informationsblatt, Grauflecken, Forschungsvereinigung Antriebstechnik*

3 Begriffe

Die folgenden Begriffe gelten zusätzlich zu den in IEC 61400-1 und IEC 60050-415 angegebenen Begriffen. Die Definitionen in der vorliegenden Norm haben Vorrang.

3.1

Lagerhersteller

im Sinne dieser Norm ist der Lagerhersteller oder Lieferant die juristische Instanz, die Lager für Windturbinengetriebe liefert und für die Auslegung und die Einsatzvorbereitung des Lagers verantwortlich ist. Gewöhnlich ist der Lieferant der Lager auch der Hersteller der Lager

3.2

Bezeichnungen für Lagerstellen

die folgenden Abkürzungen werden gewöhnlich zur Festlegung von Lagerstellen benutzt (Wellenbezeichnungen sind in 3.23 festgelegt):

- RS: Rotorseite (gewöhnlich Luv-Seite);
- GS: Generatorseite (gewöhnlich Lee-Seite)

Bei paarweisen Lagern können folgende Bezeichnungen benutzt werden:

- IB: Innenlager (von der Welle aus nach innen gerichtet);
- OB: Außenlager (von der Welle aus nach außen gerichtet)

3.3

Zertifizierungsstelle

die Zertifizierungsstelle führt die Zertifizierung der Konformität des Windturbinengetriebes nach IEC 61400-22 durch

3.4

charakteristische Last

Lastwert, der mit einer festgelegten Wahrscheinlichkeit nicht überschritten wird (siehe auch 3.6 Bemessungsbelastung)

3.5

Betriebslebensdauer

die Betriebslebensdauer ist die festgelegte Dauer, für die der Festigkeitsnachweis durchgeführt werden muss. Bestimmte wartungsfähige Komponenten und Verschleißteile können eine geringere Betriebslebensdauer besitzen, als sie für das gesamte Getriebe festgelegt ist

3.6

Bemessungsbelastung

die Bemessungsbelastung ist definiert als die Belastung, für die die Festigkeit einer Komponente anzugeben ist. Sie setzt sich zusammen aus der charakteristischen Last multipliziert mit dem entsprechenden Teilsicherheitsbeiwert für Lasten, siehe auch IEC 61400-1 und Abschnitt 6

3.7

zweireihige Lager

paarweise Lager mit gemeinsamen Innenringen, Außenringen oder beidem; z. B. sind CRB als zweireihige Lager verfügbar

3.8

Ersatzlast

die Ersatzlast ist die Last, die bei der Wiederholung einer festgelegten Anzahl von Lastspielen den gleichen Schaden verursacht wie die tatsächliche Belastungsschwankung, wenn ein bestimmter Lebensdauerexponent gilt. Bei der Anwendung auf Belastungsbereiche berücksichtigt die Ersatzlast nicht den Mittelspannungspegel der Lastspiele

3.9

Extremlast

die Extremlast ist die Bemessungsbelastung von einer beliebigen, in Betrieb oder im Ruhezustand befindlichen Quelle, die den größten Absolutwert der entsprechenden Lastkomponente darstellt. Diese Komponente kann entweder eine Kraft, ein Moment, ein Drehmoment oder eine Resultierende dieser Komponenten sein. Soweit zutreffend sollten sowohl positive als auch negative Extremwerte festgelegt werden

3.10

Getriebehersteller

im Sinne dieser Norm ist der Getriebehersteller die Instanz, die für die Auslegung des Getriebes und die Festlegung der Herstellungsanforderungen für das Getriebe und von deren Komponenten verantwortlich ist. In der Praxis können an diesem Prozess mehrere juristische Instanzen beteiligt sein, worauf aber in dieser Norm nicht weiter eingegangen wird

3.11

globaler Ausfall

ein globaler Ausfall einer Komponente tritt ein, wenn eine dauerhafte Verformung vorliegt

3.12

Schnittstelle

eine definierte Grenze des Getriebes, die entweder in einer physikalischen Befestigung an einer anderen Unterbaugruppe der Windturbine oder in einem Austauschpfad beispielsweise für Steuersignale, Hydraulikflüssigkeit oder Schmierstoff besteht

3.13

Lastsicherheitsfaktor

LRF

der Lastsicherheitsfaktor ist das Verhältnis zwischen der zulässigen Belastung und der Bemessungsbelastung an einer festgelegten Komponente. Er kann für Bruchfestigkeits- und Betriebsfestigkeitsberechnungen einzeln bestimmt werden

3.14

lokaler Ausfall

ein lokaler Ausfall tritt ein, wenn an einer kritischen Stelle die höchstzulässige Beanspruchung überschritten wird

3.15

lokale Spannungsbestimmung

bei der lokalen Spannungsbestimmung sind die Spannungspegel an den ausfallkritischen Stellen im analysierten Abschnitt oder an der analysierten Komponente zu bestimmen

3.16

Festlager

ein Lager zur Aufnahme von zweiseitig wirkenden Axialkräften. Ein anderer allgemeiner Begriff für diese Anordnung ist „feststehendes Lager“

3.17

Schmierstofflieferant

im Sinne dieser Norm ist der Schmierstofflieferant die juristische Instanz, die über den Hersteller der Windturbine, den Getriebehersteller oder den Betreiber der Windturbine Schmierstoffe für das Windturbinenge triebe liefert. Der Schmierstofflieferant ist für die Leistungsfähigkeit des Schmierstoffes und die Schmierstoffmischung verantwortlich, er stellt aber nicht notwendigerweise alle Komponenten her oder mischt das Endprodukt

3.18

maximale Betriebsbelastung

die maximale Betriebsbelastung ist die höchste Belastung, die durch die bei der Betriebsfestigkeitsanalyse nach den Festlegungen in IEC 61400-1 benutzten Auslegungslastfälle einschließlich des nach IEC 61400-1 geltenden Teilsicherheitsbeiwertes für Lasten bestimmt wird

3.19

Gondel

die Turbinenkonstruktion auf dem Turm, die den Antriebsstrang, den Generator, andere Teilelemente und Teile des Betriebsführungssystems enthält

3.20

Loslager

ein Lager zur Aufnahme ausschließlich von Radiallasten. Ein anderer allgemeiner Begriff für diese Anordnung ist „freibewegliches Lager“

3.21

paarweise Lager

zwei Lager der gleichen Art an der gleichen Stelle, sodass sich ihre radialen Tragfähigkeiten ergänzen und ihre axialen Tragfähigkeiten entgegengesetzt wirken. Beispiele dafür sind zwei TRB oder zwei ACBB in X- oder O-Anordnung (siehe A.3)

3.22

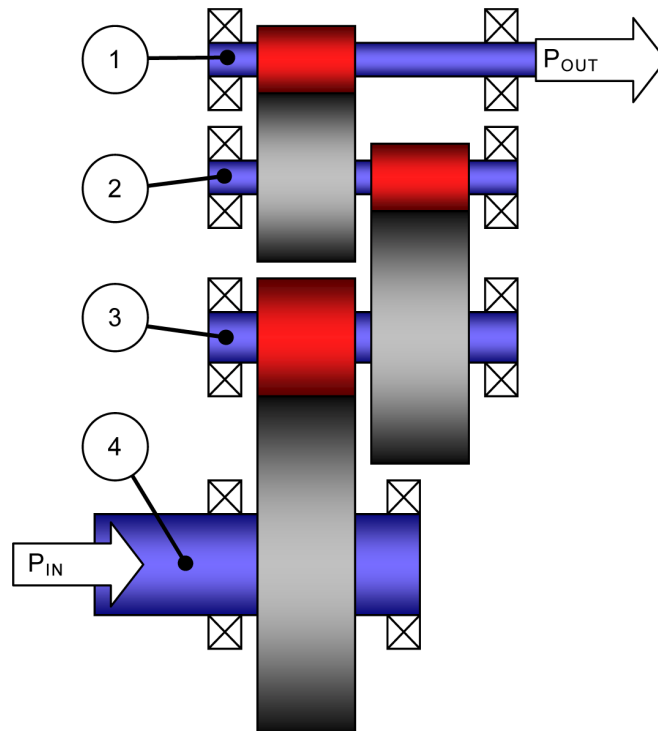
Rainflow-Matrizen

in Rainflow-Matrizen wird die Betriebsfestigkeit durch eine zweidimensionale Matrix mit dem Auftreten der Lastspiele in Abhängigkeit von den Mittelwerten und Amplituden der Lastspiele dargestellt, siehe auch A.4.1

3.23

Wellenbezeichnungen – Beispiele für die typische Architektur eines Windturbinengetriebes

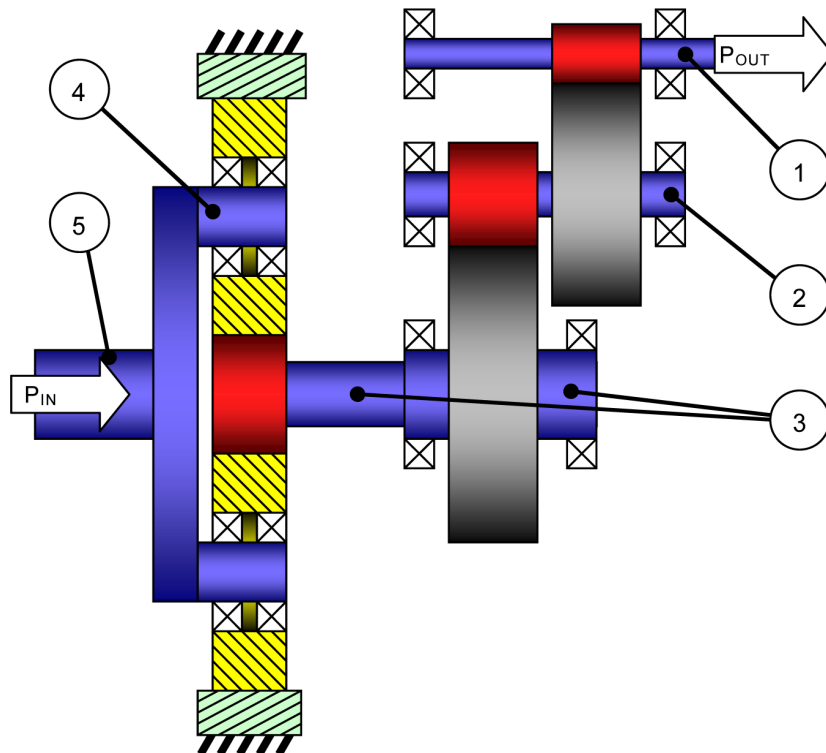
Bild 1 gibt die Bezeichnungen von Wellen in dreistufigen Parallelwellengetrieben an. In vierstufigen Getrieben müssen die Zwischenwellen als „langsamlaufende Zwischenwelle“, „Zwischenwelle mit mittlerer Drehzahl“ und „schnelllaufende Zwischenwelle“ bezeichnet werden.



- 1. HSS schnelllaufende Welle
- 2. HS-IS schnelllaufende Zwischenwelle
- 3. LS-IS langsamlaufende Zwischenwelle
- 4. LSS langsamlaufende Welle
- P_{IN} Eingangsleistung
- P_{OUT} Ausgangsleistung

Bild 1 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Parallelwellengetrieben

Bild 2 gibt die Bezeichnungen von Wellen in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit einer Planetenstufe an. In vierstufigen Getrieben müssen die Zwischenwellen als „langsamlaufende Zwischenwelle“, „Zwischenwelle mit mittlerer Drehzahl“ und „schnelllaufende Zwischenwelle“ bezeichnet werden.



- 1. HSS schnelllaufende Welle
- 2. HS-IS schnelllaufende Zwischenwelle
- 3. LS-IS langsamlaufende Zwischenwelle
- 4. PS Planetenwelle
- 5. LSS langsamlaufende Welle
- P_{IN} Eingangsleistung
- P_{OUT} Ausgangsleistung

Bild 2 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit einer Planetenstufe

Bild 3 gibt die Bezeichnungen von Wellen in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit zwei Planetenstufen an.

3.24

Zeitreihen

die Zeitreihen sind eine Folge von Zeitabläufen von Belastungen, die die unterschiedlichen Betriebsbereiche der Windturbine beschreiben. Diese Zeitreihen zusammen mit ihrem entsprechenden Auftreten legen den Belastungsverlauf während der gesamten Betriebslebensdauer fest, siehe 5.1

3.25

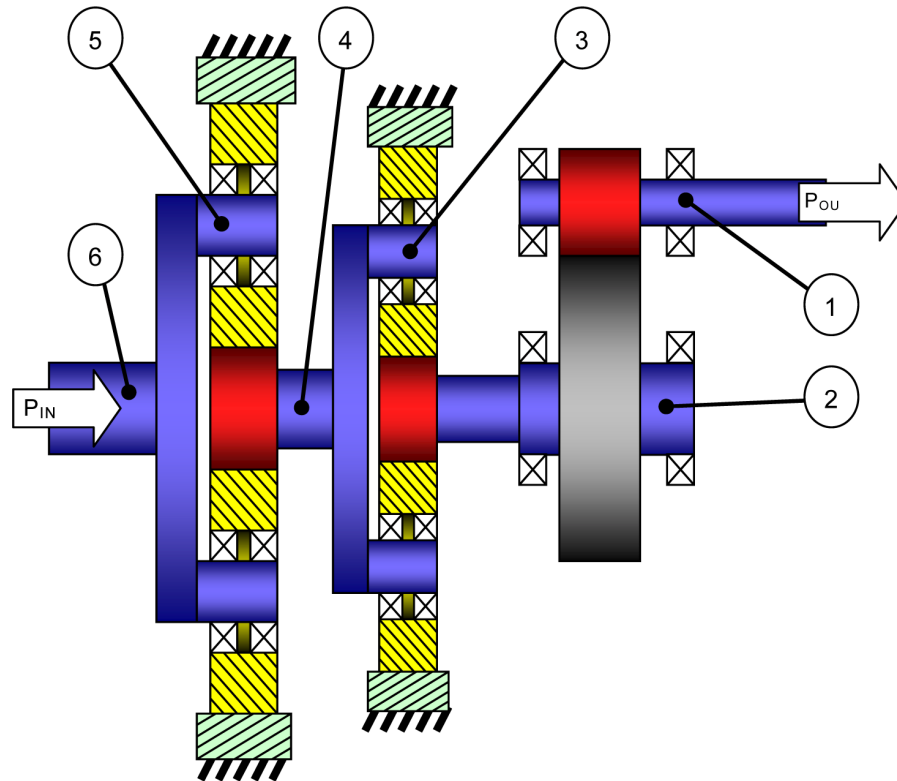
Validierung

in diesem Dokument bezeichnet die Validierung (des Entwurfs) einen verbindlichen Prozess, mit dem der offensichtliche Nachweis dafür erbracht wird, dass eine Entwurfslösung die festgelegten Anforderungen erfüllt

3.26

Verifizierung

in diesem Dokument bezeichnet die Verifizierung (des Entwurfs) einen verbindlichen Prozess, mit dem der offensichtliche Nachweis dafür erbracht wird, dass eine Entwurfslösung die festgelegten Anforderungen erfüllt



- 1. HSS schnelllaufende Welle
- 2. HS-IS schnelllaufende Zwischenwelle
- 3. IS-PS Planetenwelle mit Zwischendrehzahl
- 4. ISS Welle mit Zwischendrehzahl
- 5. LS-PS langsamlaufende Planetenwelle
- 6. LSS langsamlaufende Welle
- P_{IN} Eingangsleistung
- P_{OUT} Ausgangsleistung

Bild 3 – Wellenbezeichnung in dreistufigen Hybridgetrieben mit Planetenrädern und schrägverzahnten Stirnrädern mit zwei Planetenstufen

3.27

Hersteller der Windturbine

im Sinne dieser Norm ist der Hersteller der Windturbine die Instanz, die für die Festlegung der Anforderungen an das nach dieser Norm ausgelegte Getriebe verantwortlich ist. Gewöhnlich konstruiert der Hersteller die Windturbine, stellt sie her und vermarktet sie

3.28

Betreiber der Windturbine

im Sinne dieser Norm beschafft der Betreiber die Windturbine und ist für den Betrieb der Windturbine verantwortlich. In der Praxis darf der Betreiber verschiedene juristische Instanzen vertraglich für den Betrieb, den Kundendienst und die Wartung der Windturbine verpflichten. Auf diese Aufteilung wird in der vorliegenden Norm nicht weiter eingegangen

4 Symbole und Abkürzungen

4.1 Symbole und Einheiten

Kurzzeichen	Beschreibung	Einheit
a	Beschleunigung	mm/s ²
a	Maß für die Hertzsche Druckellipse	mm
a_1	Faktor der Ausfallwahrscheinlichkeit	—
A_3	Bruchdehnung	%
A_5	Bruchdehnung	%
b	Maß für die Hertzsche Druckellipse	mm
c	Steifigkeit	N/mm Nm/rad
c	spezifische Spannung	MPa/N MPa/Nm
C	nominelle dynamische Tragzahl eines Lagers	N
CLI_i	verbrauchte Lebensdauer beim i -ten Lastpegel	%
$c(s)$	spezifische elastische Spannung am Ort s	MPa/N MPa/Nm
$C_{\delta L}$	Elastizitätskonstante eines Lagers	—
C_0	nominelle statische Tragzahl	N
$c_{ij,a}(s)$	Amplitude des elastischen Spannungstensors am Ort s	MPa/N MPa/Nm
$c_{ij,k}(s)$	elastischer Spannungstensor am Ort s für die spezifische Belastung k	MPa/N MPa/Nm
$c_{ij,m}(s)$	Mittelwert des elastischen Spannungstensors am Ort s	MPa/N MPa/Nm
$c_{ij,pre}(s)$	elastischer Spannungstensor für eine Vorspannung am Ort s	MPa/N MPa/Nm
C_T	Kontaktverkürzungsfaktor	—
d	Dämpfungsanstieg	
D	akkumulierter Schaden	—
D_i	vom Lastspiel i verursachter Schaden	—
D_{pw}	Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper in einem Lager	mm
e	Lagerkonstante (Axiallastfaktor)	—

Kurzzeichen	Beschreibung	Einheit
e_C	Schmierungsparameter	–
E	Elastizitätsmodul (Youngscher Modul)	MPa
F	Kraft	N
$f_{\Sigma\delta}$	Neigungstoleranz	mm
$f_{\Sigma\gamma}$	resultierende Eingriffsversetzung, die durch Abweichungen der Wellenausrichtung von der idealen Achse, die in die Zahnbreite hineinragt, verursacht wird	mm
$f_{\Sigma\beta}$	Schränkungstoleranz	mm
F_a	Axialbelastung des Lagers	N
$f_{H\beta}$	Zahnschrägenabweichung des Stirnrades	mm
f_{ma}	Eingriffsversetzung aufgrund von Fertigungsabweichungen	mm
F_r	Radialbelastung des Lagers	N
G_r	Radialspiel eines Lagers	mm
J	Massenträgheitsmoment mit dem Index der entsprechenden Achse x, y, z	kg m ²
k	Neigungsexponent der Spannungs-Wöhlerkurve	–
k	Faktor des Traganteils für den maximal belasteten Wälzkörper	–
K_γ	Eingriffslastfaktor	–
$K_{F\alpha}$	transversaler Lastfaktor (Biegespannung)	–
$K_{H\beta}$	Flankenlastfaktor (Kontaktspannung)	–
$K_{H\alpha}$	transversaler Lastfaktor (Kontaktspannung)	–
K_{Ic}	Verhältnis des maximalen Kontaktdruckes zum Kontaktdruck bei Linienkontakt ohne Versetzung	–
K_m	Verhältnis des maximalen Kontaktdruckes mit Versetzung zum maximalen Kontaktdruck ohne Versetzung	–
K_v	Dynamikfaktor	–
L	Belastungswert	N oder Nm
$L_{10mr,i}$	modifizierte nominelle Referenzlebensdauer beim Lastpegel i und 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit, Zuverlässigkeit, in 10 ⁶ Umdrehungen	–
L_a	Belastungsamplitude	N oder Nm
$L_{a,eq}$	äquivalente Belastungsamplitude	N oder Nm
L_e	Grenze der elastischen Belastung	N oder Nm
L_{h10}	nominelle Lebensdauer	h
$L_k(t)$	zeitabhängige Lastkomponente k einer Zeitreihe	N oder Nm
L_{nmr}	modifizierte nominelle Referenzlebensdauer bei der Ausfallwahrscheinlichkeit n, in 10 ⁶ Umdrehungen	–
L_{nr}	nominelle Referenzlebensdauer bei der Ausfallwahrscheinlichkeit n, in 10 ⁶ Umdrehungen	
L_p	Gesamt-Streckgrenze oder plastifizierte Belastungsgrenze	N oder Nm
LRF_f	Lastsicherheitsfaktor für die Betriebsfestigkeit	–
LRF_u	Lastsicherheitsfaktor für die Traglast	–
L_{we}	wirksame Wälzkörperlänge	mm
m	Masse	kg

Kurzzeichen	Beschreibung	Einheit
m	Anzahl der Bins in einem Lastspektrum	–
M	Moment	Nm
m_n	Zahnmodul im Normalschnitt	mm
n	Ausfallwahrscheinlichkeit	%
n	Drehzahl	min ⁻¹
$n_{eq,j}$	äquivalente Drehzahl in j-ten Bin eines Lastspektrums	min ⁻¹
$n_{i,j}$	Anzahl der Lastspiele beim i-ten oder j-ten Lastpegel	–
N	Anzahl der Lastspiele in der charakteristischen Spannungs-Zeit-Kurve	–
N_D	Anzahl der Lastspiele am Knie der charakteristischen Spannungs-Zeit-Kurve des Prüflings bei Prüfungen mit konstanter Amplitude	–
N_i	ertragbare Anzahl von Lastspielen beim i-ten Lastpegel, abgeleitet aus der Spannungs-Wöhler-kurve	–
N_i	Anzahl des Auftretens von Lastspiel i während der gesamten Betriebslebensdauer	–
N_L	Referenzanzahl von Lastspielen	–
$n_{pl,\sigma,GF}$	Profilfaktor für die lokale Spannung bei einem globalen Ausfall bezogen auf R_p	–
$n_{pl,\sigma,LF}$	Profilfaktor für die lokale Spannung bei einem lokalen Ausfall bezogen auf R_p	–
n_{ref}	Referenzanzahl der Lastspiele	–
p	Exponent in der Gleichung der Lagerlebensdauer	–
P	äquivalente dynamische Lagerbelastung	N
$P_{i,j}$	Lastpegel des i-ten oder j-ten Bins eines Lastspektrums	N
p_0	Kontaktdruck des Lagers bei Punktkontakt	MPa
P_0	äquivalente statische Lagerbelastung	N
P_{el}	elektrische Leistung des Generators	kW
p_{line}	Kontaktdruck des Lagers bei Linienkontakt	MPa
p_{max}	maximaler Kontaktdruck	MPa
Q	maximale Belastung eines einzelnen Wälzkörpers für ein spielfreies Lager	N
q_i	Zeit-, Lastspiel- oder Umdrehungsanteil beim i-ten Lastpegel	–
Q_{oil}	Ölmenge	l
R	Spannungsverhältnis	–
r_{12}	Krümmungsradius	mm
r_{22}	Krümmungsradius	mm
R_a	arithmetischer Mittelwert der Rauigkeit	µm
R_m	Zugfestigkeit	MPa
R_p	Streckgrenze (Bruchgrenze oder Dehngrenze bei einer bleibenden Formänderung von 0,2 %)	MPa
R_z	mittlere Rautiefe (nach ISO 4287/ISO 4288)	µm
s	Gang	mm
s	Wortvariable (Lage)	–
S	Kontaktschmiegung	–

Kurzzeichen	Beschreibung	Einheit
S_0	statischer Sicherheitsbeiwert (Lager)	—
s_B	Sicherheitsbeiwert für Fressverschleiß	—
s_F	Sicherheitsbeiwert für Zahnbruch	—
s_H	Sicherheitsbeiwert für Grübchenbildung	—
t	Zeit als Variable	—
VI	Viskositätsindex	—
v_t	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
X_0	Lagerkonstante	—
Y_0	Lagerkonstante	—
Y_{NT}	Lebensdauerbeiwert für die Zahnfußbeanspruchung bei Referenzprüfbedingungen	—
Y_{Sg}	Spannungskorrekturfaktor für Stirnräder mit Kerben in den Hohlkehlen	—
Z	Gesamtzahl der Wälzkörper	—
Z_{NT}	Lebensdauerbeiwert für die Kontaktspannung bei Referenzprüfbedingungen	—
α	Rotationswinkel	°
α_0	Nennkontaktwinkel des Lagers	°
δ	Durchbiegung	mm
ε_{lim}	Grenzwert der elastisch-plastischen Kerbspannung	%
σ	Spannung (wahre Spannung)	MPa
γ_f	Teilsicherheitsbeiwert für Lasten	—
γ_m	Teilsicherheitsbeiwert für Werkstoffe	—
γ_n	Teilsicherheitsbeiwert für die Folgen eines Versagens	—
κ	relative Viskosität	—
μ	Hertzscher Hilfsparameter	—
ν	Hertzscher Hilfsparameter	—
ν_{40}	kinematische Viskosität bei 40 °C	mm ² /s
ρ_{11}	Krümmungsfaktor	—
ρ_{12}	Krümmungsfaktor	—
ρ_{21}	Krümmungsfaktor	—
ρ_{22}	Krümmungsfaktor	—
σ_a	Amplitude des eintretenden Spannungswechsels	MPa
σ_A	Auslegungswert der Betriebsfestigkeit einer Komponente bei N_D Lastspielen	MPa
$\sigma_{a,eq}$	äquivalente Spannungsamplitude	MPa
$\sigma_{a,R}$	Wert von σ_a für einen Spannungswechsel mit dem kleinsten/größten Verhältnis R	MPa
$\sigma_{A,R}$	Wert von σ_A für Lastspiele mit dem kleinsten/größten Verhältnis R	MPa
σ_D	charakteristische Betriebsfestigkeit eines Prüflings bei N_D Lastspielen	MPa
$\sigma_{D,R}$	Wert von σ_D aus Prüfungen mit dem kleinsten/größten Verhältnis R	MPa
σ_{el}	lineare elastische Spannung	MPa
σ_{FE}	Dauerfestigkeit (Biegung)	MPa

Kurzzeichen	Beschreibung	Einheit
$\sigma_{H\ lim}$	Dauerfestigkeit (Kontaktspannung)	MPa
σ_I	maximale Hauptspannung	MPa
σ_{III}	minimale Hauptspannung	MPa
$\sigma_{ij,a}(s)$	Amplitude des elastischen Spannungstensors am Ort s	MPa
$\sigma_{ij,m}(s)$	Mittelwert des elastischen Spannungstensors am Ort s	MPa
σ_{lim}	Grenzspannungspegel	MPa
σ_{max}	maximale elastische Spannung	MPa
σ_{prin}	maximale absolute Hauptspannung	MPa
$e_{\sigma ij}(s,t)$	elastischer Spannungstensor am Ort s und zum Zeitpunkt t	MPa
τ	Hertzscher Hilfsparameter	–
θ_L	Wellenneigungswinkel durch Lagerversetzung	°
$\Sigma\rho_{line}$	Ersatzkrümmung für Linienkontakt	–
$\Sigma\rho_{point}$	Ersatzkrümmung für Punktkontakt	–

4.2 Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
ACBB	Schräggugellager (angular contact ball bearing)
AGMA	American Gear Manufacturers Association
ANSI	American National Standards Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
CEC	Kommission der Europäischen Union (Commission of the European Communities)
CRB	Zylinderrollenlager (cylindrical roller bearing)
CTRB	Axial-Zylinderrollenlager (cylindrical roller thrust bearing)
DGBB	Rillenkugellager (deep groove ball bearing)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLC	Auslegungslastfall nach IEC 61400-1 (design load case)
DR ACBB	zweireihiges Schräggugellager (double-row angular contact ball bearing)
DR CRB	zweireihiges Zylinderrollenlager (double-row cylindrical roller bearing)
DR FCCRB	zweireihiges vollrolliges Zylinderrollenlager (double-row full complement cylindrical roller bearing)
DR TRB	zweireihiges Kegelrollenlager (double-row tapered roller bearing)
EHL	elastohydrodynamische Schmierung (elasto-hydrodynamic lubrication)
FCCRB	vollrolliges Zylinderrollenlager (full complement cylindrical roller bearing)
FEA	Finite-Elemente-Analyse (Finite Element Analysis)
FMEA	Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (Failure Mode- and Effect Analysis)
FPCBB	Vierpunkt-Kugellager (four-point contact ball bearing)
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau der TU München
GS	Generatorseite (gewöhnlich Lee-Seite) (generator side)
HS-IS	schnelllaufende Zwischenwelle (high-speed intermediate shaft)
HSS	schnelllaufende Welle (high-speed shaft)
IEC	Internationale Elektrotechnische Kommission (International Electrotechnical Commission)

Abkürzung	Beschreibung
ISO	Internationalen Organisation für Normung (International Organization for Standardization)
IS-SUN	zentrales Ritzel mit Zwischendrehzahl (Welle) (intermediate-speed sun gear)
LDD	Verteilung der Belastungsdauer (Histogramm) (load duration distribution)
LRD	Verteilung der Belastungsdrehzahl (Histogramm) (load revolution distribution)
LS-IS	langsamlaufende Zwischenwelle (low-speed intermediate shaft)
LS-PS	langsamlaufende Planetenwelle (oder -achse) (low-speed planet shaft)
LSS	langsamlaufende Welle (low-speed shaft)
LS-SUN	langsamlaufendes zentrales Ritzel (Welle) (low-speed sun gear)
NPT	NPT-Rohrgewinde (National Pipe Thread)
PAG	Polyalkylenglykol oder Polyglykol (poly-alkylene-glycol), synthetische Schmierstoffe
PAO	Poly-Alpha-Olefin, vollsynthetische paraffinhaltige Schmierstoffe auf der Basis von synthetischen Kohlenwasserstoffen
PS	Planetenwelle (oder -achse) (planet shaft)
PTO	Zapfwellenantriebe (power take-off), zusätzliche Antriebswellen für den Antrieb von Hilfseinrichtungen wie Ölpumpen
RFC	Rainflow-Klassierung (rainflow count)
RMS	quadratischer Mittelwert (root mean square)
RS	Rotorseite (gewöhnlich Luv-Seite) (rotor side)
SRB	Tonnenlager (spherical roller bearing)
STRB	Axial-Pendelrollenlager (spherical roller thrust bearing)
TCT	Methode der Kontaktflächentemperatur, (Total Contact Temperature method) (Methode nach Blok)
TIFF	Ermüdungsbruch der Zahninnenseite (tooth interior fatigue fracture)
TORB	Toroidal-Rollenlager (toroidal roller bearing)
TRB	Kegelrollenlager (tapered roller bearing)
VG	Viskositätsgrad (viscosity grade)
WEA	Windenergieanlage

5 Zuverlässigkeitsgerechter Entwurf (Design for Reliability)

5.1 Betriebslebensdauer und Zuverlässigkeit

Der Entwurf eines Windturbinengetriebes zielt auf eine hohe Verfügbarkeit und auf eine Zuverlässigkeit ab, durch die die Wartungs- und Reparaturkosten während der Betriebslebensdauer begrenzt werden können. Die Betriebslebensdauer sollte mindestens der für die Windturbine entsprechen. Die Betriebslebensdauer einer Windturbine ist in IEC 61400-1 für die Windturbinenklassen I bis III mit mindestens 20 Jahren festgelegt.

IEC 61400-1 definiert Komponentenklassen als eine Funktion von möglichen Folgen eines Versagens (γ_n). Das Getriebe gehört zu Komponenten der Klasse 2, d. h. zu Konstruktionsteilen, die bei einem Ausfall nicht sicher sind („non fail-safe“), und deren Ausfall zum Ausfall eines Hauptteils der Windturbine führen kann. Ein Windturbinengetriebe besteht aus Teilen zur Übertragung eines Drehmomentes wie Stirnrädern, Ritzeln, Wellen und Kupplungen, aus Maschinenelementen wie Lagern, aus tragenden Konstruktionselementen wie Drehmomentstützen oder Gehäusen und aus Schraubverbindungen. Die verschiedenen Komponenten werden unter Anwendung bauteilspezifischer Konstruktionsnormen wie ISO 76 und ISO 281 für Wälzlager oder ISO 6336 für Stirnräder ausgelegt. Diese Normen gelten im Allgemeinen für verschiedene Anwendungen und setzen keine bestimmten Sicherheitsbeiwerte oder Betriebslebensdauern fest, die die Anforderungen von spezifischen Anwendungen erfüllen müssen. In den einschlägigen Bauteilnormen werden unterschiedliche Maße für die Zuverlässigkeit benutzt, die das Erzielen eines gemeinsamen Niveaus der Zuverlässigkeit in einem Gesamtsystem wie einem Windturbinengetriebe erschweren.

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

Beim Vergleich verschiedener Konstruktionen unter identischen Umgebungsbedingungen ergibt sich, dass die Systemzuverlässigkeit einer Getriebeauslegung durch viele Parameter beeinflusst wird wie:

- der Anzahl der Komponenten;
- dem Zuverlässigkeitsziel jeder einzelnen Komponente;
- der Unsicherheit der Werkstoffeigenschaften beim angegebenen Größenbereich und Zuverlässigkeitsziel;
- der Wahrscheinlichkeit von allgemeinen Werkstoffabweichungen wie Rissen, Poren oder Einschlüssen;
- der Fähigkeit des angewendeten Fertigungsprozesses, die Teile in Übereinstimmung mit den Festlegungen herzustellen;
- der Widerstandsfähigkeit der Konstruktion gegen Schwankungen in den Umgebungsbedingungen oder der Fähigkeit der Konstruktion zur Anpassung an solche Schwankungen; und
- der Widerstandsfähigkeit der Konstruktion gegen Schwankungen des Werkstoffes und in der Fertigung.

Es sollte beachtet werden, dass die Systemzuverlässigkeit des Getriebes in hohem Grad von der Komponente mit der geringsten Lebensdauer oder Zuverlässigkeit bestimmt wird.

Diese Parameter sind abhängig voneinander. Die Wahrscheinlichkeit von Werkstoff- und Fertigungsabweichungen steigt beispielsweise mit der Größe an. Antriebsstränge in einem verteilten Antriebspfad wie Planetenradsätzen bestehen gewöhnlich aus kleineren Komponenten, sodass die Einzelzuverlässigkeit steigt. Gleichzeitig hat die größere Zahl von Komponenten eine nachteilige Auswirkung auf die Systemzuverlässigkeit.

Alle diese Aspekte müssen bei der Auswahl des Getriebekonzeptes und bei der Entscheidung für die entsprechenden anwendungsspezifischen Mindestsicherheitsbeiwerte oder die Betriebslebensdauer berücksichtigt werden. Die stärkste Antriebskraft für die Anpassung der Zuverlässigkeit zwischen den verschiedenen Komponenten, um die geforderte Systemzuverlässigkeit zu erreichen, ist die Erfahrung.

Die Verfügbarkeit und die Zuverlässigkeit des Getriebes dürfen durch planmäßige Wartung und sogar durch planmäßigen Austausch von Komponenten gesteigert werden. Komponenten mit einer geringeren Betriebslebensdauer als sie für das gesamte Getriebe festgelegt ist, müssen wartungsfähig oder austauschbar sein. Zustandsüberwachungssysteme dürfen die Verfügbarkeit weiter steigern, da sie in bestimmten Fällen Ausfälle rechtzeitig erkennen und damit eine Reparaturplanung möglich machen.

5.2 Entwurfsprozess

Die Auslegung eines Antriebsstranges für eine Windturbine ist ein iterativer Prozess, der Eingabedaten des Herstellers der Windturbine, des Getriebeherstellers, des Lagerherstellers und des Schmierstofflieferanten einbindet. Es ist unbedingt empfehlenswert, alle am Entwurfsprozess Beteiligten möglichst früh einzubeziehen, damit die bestmögliche Auslegung erzielt wird. Der in Bild 4 gezeigte Ablaufplan des Entwurfsprozesses kann als Ausgangspunkt dienen.

Im Entwurfsprozess sollte jede Gruppe in eine kritische Systemanalyse (wie eine Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA)) einbezogen werden, um Entwurfsannahmen festzulegen, die die richtige Auslegung, Herstellung und den ordnungsgemäßen Betrieb des Getriebes stark beeinflussen. Zur Beschreibung und Wichtung von Elementen, die das Risiko und die Zuverlässigkeit beeinflussen, muss ein dokumentierter systematischer Prozess zwischen Getriebehersteller und Hersteller der Windturbine vereinbart werden. Bei Änderungen des Entwurfs müssen nur die geänderten Komponenten und deren Auswirkungen auf das System behandelt werden. Die Systemanalyse sollte umfassen:

- zutreffende Auslegungslastfälle;
- Systemarchitektur;
- Schnittstellen;
- Schnittstellenanforderungen;
- Funktionsanforderungen für jedes Element;
- mögliche Ausfallarten;
- mögliche Folgen eines Versagens;
- Komponenten mit begrenzter Lebensdauer;
- Schmierung und Kühlung;

- Anforderungen an die Qualität der Herstellung;
- Kundendienst und Wartung;
- Überwachung;
- Transport;
- Errichtung;
- Inbetriebnahme.

Der erste Schritt im Entwurfsprozess für eine Windturbine umfasst die Auswahl von Rotorausführung, Aufbau des Antriebsstranges, Methoden zur Begrenzung von Drehmoment und Leistung und Architektur des Betriebsführungssystems. Der Rotor wandelt Wind in Drehmomentbelastungen und andere Belastungen um, die anderen Entwurfsentscheidungen können den konzeptionellen Anfangsentwurf des Antriebsstranges aber maßgeblich mitbestimmen. Eine einleitende Analyse der Rotorausführung und des Entwurfs des Betriebsführungssystems führt zu einer ersten Iteration des Getriebekonzeptes, des Entwurfsumfanges und der Betriebskennwerte einschließlich der Systembelastungen.

Dieses Getriebekonzept bildet die Basis für ein Modell des Antriebsstranges einschließlich der entsprechenden Schnittstellen und Schnittstellenannahmen, wie in 6.2.1 und Abschnitt 0 angegeben. Auf der Grundlage dieser Beschreibung können nach IEC 61400-1 entsprechende Auslegungslastfälle (DLC) festgelegt und genauere Lastberechnungen durchgeführt werden, die die Bemessungsbelastungen an den festgelegten Schnittstellen ergeben (6.2.4). Wenn die Belastung der Windturbine maßgeblich vom Betriebsführungssystem beeinflusst wird, müssen bei dieser Analyse die Steuerungsvorgänge an Lasten berücksichtigt werden. Die resultierenden Bemessungsbelastungen umfassen gewöhnlich Simulationen von Zeitreihen für viele Bedingungen. Diese können dann zu Extremlasttabellen, Betriebsfestigkeitsspektren in Form von Rainflow-Matrizen oder Histogrammen von Belastungsdauern und anderen Beschreibungen von Betriebskennwerten verarbeitet werden (6.2.5).

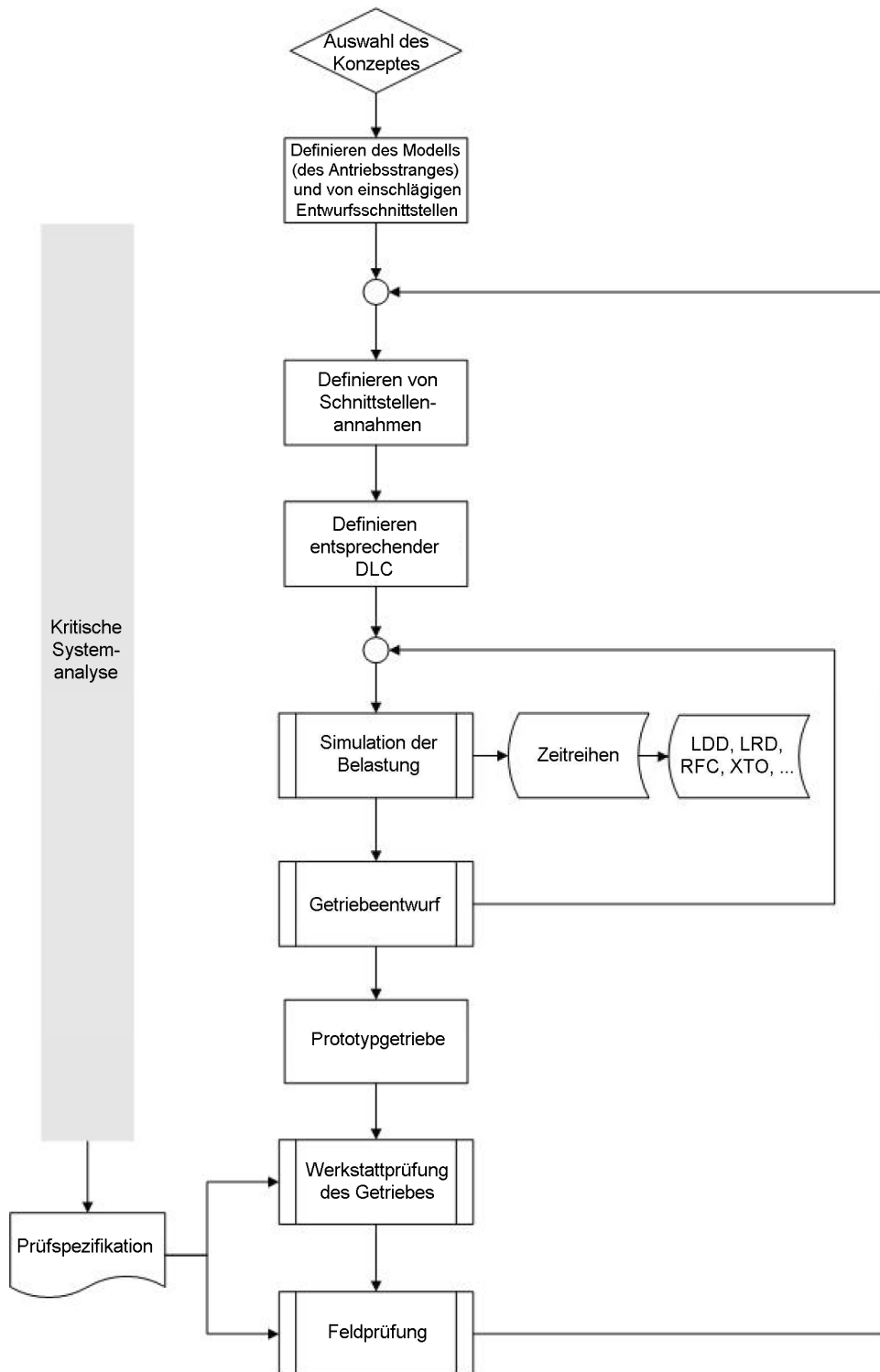


Bild 4 – Ablaufplan des Entwurfsprozesses

Wenn die Belastungen und Betriebskennwerte beschrieben und festgelegt sind, kann ein erster Entwurf des Getriebes durchgeführt werden. Da die jeweiligen Einzelheiten der Getriebeauslegung das dynamische Verhalten der Turbine beeinflussen, müssen für bestimmte Bewegungen, Durchbiegungen und andere dynamische Reaktionen an den Schnittstellen Schätzungen und Annahmen getroffen werden. Diese können beispielsweise aus früheren Auslegungen von Windturbinen abgeleitet werden. Diese Schätzungen sollten in einer nachfolgenden Prüfung bestätigt werden und die Ergebnisse müssen in weitere Simulationen einbezogen werden.

Der erste Entwurf führt zu einem oder mehreren Prototypen von Getrieben. Der Prototypentwurf sollte in einem Prüfstand z. B. beim Hersteller des Getriebes wie in 8.2 beschrieben intensiv überprüft werden.

Die Prüfspezifikation beruht dabei auf den Bemessungsbelastungen sowie auf einer Validierung des Entwurfs, wobei die Unsicherheiten des Entwurfs berücksichtigt werden müssen, die gemeinsam von den Herstellern von Windturbine, Getriebe und Lagern bestimmt werden. Die Ergebnisse der Werkstattprüfung des Prototyps sollten in einem Prüfbericht veröffentlicht werden, der in die Bewertung der Konstruktionsbasis nach IEC 61400-22 aufgenommen werden kann. Wenn Prüfungen von Teilkomponenten oder Teilsystemen sachdienlich sind (z. B. Lösungen für Lager, Schmierungssysteme usw.), finden diese gewöhnlich in Werkstattprüfungen parallel zum Entwurfsprozess statt.

Sämtlichen Prüfungen muss eine integrierte Entwurfsprüfung folgen.

Nach der Werkstattprüfung des Prototyps (und der sich daraus ergebenden Entwurfsprüfung) muss eine Feldprüfung in einer Windturbine stattfinden. In die Prüfspezifikation für die Feldprüfung müssen Eingabedaten von Getriebe- und Lagerherstellern einbezogen werden, es wird aber dringend empfohlen, in die Feldprüfung nur Elemente einzubeziehen, die für das Getriebe als ein Teil einer Windturbine sachdienlich sind. In die Typprüfung nach IEC 61400-22 sollte ein Bericht mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Feldprüfung aufgenommen werden.

Im Allgemeinen werden Windturbinen aus der Erstproduktion an verschiedenen Orten eingesetzt, damit aus ausgedehnten Laufzeitperioden Betriebserfahrungen gesammelt und der ordnungsgemäße Betrieb überprüft werden können.

Wenn die Ergebnisse der Werkstattprüfungen sowie der Feldprüfungen tragfähig sind, kann eine Prüfspezifikation für die genormte Prüfung in der Serienfertigung des Getriebetyps festgelegt werden. Für eine Beschreibung der Prüfanforderungen sollte ein vorläufiger Prüfplan für die Serienfertigung aufgestellt werden (siehe 8.4).

6 Betriebsbedingungen für den Antriebsstrang und Belastungen am Antriebsstrang

6.1 Zuverlässigkeit von Lastannahmen

Die Betriebsfestigkeits- und Tragfähigkeitsfunktionen für eine gegebene Komponente müssen mit den in IEC 61400-1 und 61400-3 angegebenen Widerstandsfunktionen verglichen werden, wobei die richtigen Teilsicherheitsbeiwerte für Lasten, Materialien und Folgen eines Versagens berücksichtigt werden müssen.

Die Belastung muss nach der Beschreibung in IEC 61400-22, 8.3, mit Belastungsmessungen an einer Windturbine bestätigt werden.

6.2 Betriebsbedingungen für den Antriebsstrang

Der erste Schritt bei der Auslegung und der Spezifikation eines Windturbinengetriebes ist die genaue Beschreibung der Schnittstellen zwischen Getriebe und Windturbine (6.2.1). Der Hersteller der Windturbine muss dann beschreiben, welche Belastungen, Bewegungen und Prozesse über diese Schnittstellen übertragen werden (Abschnitt 0). Abschließend müssen die Belastungsberechnungen für diese Schnittstellen zusammengefasst werden (6.2.5).

6.2.1 Definition der Schnittstellen

Das nach dieser Norm auszulegende Getriebe ist gewöhnlich mit folgenden Komponenten der Windturbine physikalisch verbunden:

- Hauptantriebswelle der Windturbine an der langsamlaufenden Welle des Getriebes;
- Generator an der schnelllaufenden Welle, gewöhnlich mit einer Kupplung;
- Maschinenträger der Gondel über die Drehmomentstütze;
- Übertragungsmechanismus der Rotorblattsteuerung (z. B. Schleifringe, Stellglieder, Hydraulik usw.);
- mechanische Bremse, die gewöhnlich mit der schnelllaufenden Welle gekoppelt ist.

Die gemeinsamen Schnittstellen zwischen diesen Windturbinenkomponenten und dem Getriebe sollten gut aneinander angepasst sein und sie sollten über ihre definierten Grenzen Kräfte, Momente und Bewegungen aufnehmen, übertragen oder anderweitig zulassen. Die für eine geeignete Spezifikation der Getriebe-

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

auslegung an diesen Schnittstellen erforderlichen Informationen ändern sich mit den verschiedenen Konfigurationen der Windturbine.

Darüber hinaus benötigen bestimmte Systeme im Getriebe Rückmeldungen über andere Schnittstellenarten einschließlich von:

- Komponenten äußerer Schmierungssysteme wie Fetträume, Pumpen, Kühler, Filter usw.;
- Überwachungssystemen mit Sensoren für Temperatur, Ölzustand, Schwingungen usw.;
- Steuerungsvorgängen wie Heizung.

Alle Schnittstellen müssen in der Entwurfsspezifikation genau definiert und beschrieben werden.

Die Orte dieser Schnittstellen innerhalb des Aufbaus des Antriebsstranges müssen festgelegt werden (Leitfaden siehe Anhang A). Beispiele dafür sind:

- langsamlaufende Getriebewelle;
- schnelllaufende Getriebewelle;
- Getriebeträger;
- Montageflächen der Bremsen;
- andere am Getriebe montierte Stellglieder;
- Öffnungen für Schmierungs- und Kühlsysteme;
- Sensoren.

Als Teil der Schnittstellendefinition müssen Informationen zur Verfügung gestellt werden, die die Geometrie der Schnittstellen genau beschreiben, z. B.:

- Maßhülle für das Getriebe;
- Anordnung der Komponenten des Antriebsstranges;
- Geometrie und Maße von zugehörigen Komponenten wie Kupplungen, Einzelheiten des Trägers, Wellen, Schraubverbindungen, Schmierungssystem usw.

Empfohlene Schnittstellendefinitionen für allgemeine Konfigurationen von Windturbinen können Anhang A entnommen werden.

6.2.2 Festgelegte Anforderungen über Schnittstellen hinaus

Für den ausgewählten Aufbau des Antriebsstranges muss Folgendes angegeben werden:

- Kräfte und Momente;
- Drehzahl;
- Bewegungen/Beschleunigungen;
- Durchbiegungen;
- Temperaturen;
- Durchfluss, Temperatur und Druck des Schmierstoffes;
- Versetzungs- oder Axialitätstoleranzen (in Bezug auf Montageelemente usw.).

Einige dieser Informationen stehen möglicherweise vor dem Abschluss des Entwurfs der Windturbine – einschließlich des Getriebes – nicht zur Verfügung. Deshalb müssen für erste Berechnungen der Getriebeauslegung geeignete Annahmen getroffen werden, die beispielsweise auf früheren Entwürfen von Windturbinen beruhen. Alle in diesem Prozess getroffenen Annahmen müssen als Eingabewert für die endgültige Verifizierung des Systems dokumentiert werden. Es kann sinnvoll sein, früh im Entwurfsprozess Empfindlichkeitsstudien durchzuführen, um ein Verständnis für mögliche Folgen falscher Annahmen zu entwickeln.

6.2.3 Eingabedaten für Belastungssimulationen von Windturbinen

Für den ausgewählten Aufbau des Antriebsstranges muss Folgendes angegeben werden:

- Beschreibung des Modells des Antriebsstranges, das zur Berechnung der globalen Belastung von Windturbinen benutzt wird;

- Annahmen für eine Menge von ersten Entwurfsparametern, die die Getriebekomponenten in den Simulationen beschreiben, z. B.:
 - Übersetzungsverhältnis;
 - Massen;
 - Schwerpunkt;
 - Massenträgheitsmoment $J_{x,y,x}$;
 - Steifigkeit;
 - Dämpfungsmerkmale;
- das Koordinatenreferenzsystem und die Referenzpunkte für den Austausch von Schnittstelleninformationen (siehe Anhang A);
- Informationen, die für die Beschreibung des einschlägigen Betriebs und der Reaktionen an jeder dieser Schnittstellen notwendig sind (siehe A.4), z. B.:
 - Kräfte $F_{x,y,z}$;
 - Momente $M_{x,y,z}$;
 - Drehzahlen n_i ;
 - Gänge $s_{x,y,z}$;
 - Verlagerungen;
 - (Axialitäts-)Versetzung;
 - Durchbiegungen $\delta_{x,y,z}$;
 - Beschleunigungen $a_{x,y,z}$;
 - Temperaturen;
 - Durchfluss, Temperatur und Druck von Schmierstoffen.
- die Notwendigkeit einer genaueren Simulation des Antriebsstranges und das dafür verwendete Modell (6.5).

6.2.4 Berechnungen der Belastung von Windturbinen

Die einschlägigen Betriebsbedingungen an jeder der vereinbarten Schnittstellen müssen nach IEC 61400-1 und IEC 61400-3 bestimmt werden.

Anhang A enthält einen Leitfaden für besondere Anforderungen an die Simulationsmodelle, die zum Erzielen realistischer Lastannahmen für das Windturbinengetriebe erforderlich sind.

IEC 61400-1 und IEC 61400-3 definieren eine Mindestmenge von Auslegungslastfällen (DLC), die bei der Auslegung einer Windturbine zu berücksichtigen sind. Es ist zu prüfen, ob diese DLC die nachfolgend angegebenen Situationen einbeziehen. Falls nicht, müssen weitere DLC aufgenommen, wenn sie für die Auslegung des Getriebes und seiner Komponenten von Bedeutung sind. Dazu gehören z. B.:

- Situationen, die zu Axialbewegungen bei geringen Belastungen führen;
- Situationen einschließlich von Generatorschaltvorgängen, z. B. bei Generatoren mit zwei Drehzahlen;
- Situationen, die zur Umkehrung des Drehmomentes führen;
- Situationen, die zu einer Beschleunigung und Abbremsung des Antriebsstranges führen (z. B. auf der schnelllaufenden Seite, wo durch Bremsereignisse ein Netzverlust oder Schwankungen der Netzfrequenz verursacht werden);
- Situationen bei verminderter Bemessungsleistung, die eventuell zur Umkehrung des Drehmomentes führen können (z. B. schallgedämpfter Betrieb, Blocksicherungsbetrieb);
- Situationen bei Windgeschwindigkeiten unterhalb der Einschaltwindgeschwindigkeit (z. B. Parkstellung);
- Situationen, die durch asymmetrische Belastungen durch mechanische Bremsen verursacht werden (Normal- oder Fehlerbedingung);

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

- Situationen, die durch Tätigkeiten bei der periodischen Wartung entstehen (z. B. Prüfungen des Notabschaltungssystems);
- Situationen, die Lastschwankungen bei Netzereignissen wiedergeben (z. B. Durchfahren einer Unterspannung);
- Situationen, die zu hochfrequenten Eingangssignalen vom Generator oder von einer Turbokupplung führen, wie z. B. Kurzschluss, Kupplungsrutschen und Schalten.

Für eine richtige Untersuchung von einigen dieser Sondersituationen müssen möglicherweise komplizierte dynamische Analysen des Antriebsstranges durchgeführt werden, als sie gegenwärtig in den aeroelastischen Entwurfsvorschriften für Windturbinen zur Verfügung stehen. 6.5 enthält einen weiteren Leitfaden für die Analyse des Antriebsstranges.

Anhang A gibt weitere Informationen zur Betrachtung von getriebespezifischen Belastungssituationen.

Die Zusammenfassung der Belastungsberechnung muss in die Anforderungsspezifikation (Einkaufsspezifikation) aufgenommen werden und muss mindestens umfassen:

- Beschreibung der für den Entwurf des Antriebsstranges geeigneten DLC;
- Dauer des Auftretens;
- Informationen über das Modell für die Berechnung von Belastungen einschließlich des Modells des Antriebsstranges.

6.2.5 Ergebnisse der Belastungsberechnungen für Windturbinen

Die Dokumentation der Belastungsberechnungen für Windturbinen muss Zeitreihen sowie nachträglich verarbeitete Ergebnisse wie nachfolgend beschrieben umfassen. Beispiele für die Dokumentation von Belastungsberechnungen sind im Anhang A angegeben.

6.2.5.1 Zeitreihen

Aus den Belastungsberechnungen für Windturbinen müssen für die Getriebeauslegung sachdienliche Zeitreihen zur Verfügung gestellt werden.

Solche Zeitreihen werden analytisch ermittelt. Sie repräsentieren die Belastungen, denen die Windturbinen unter den in IEC 61400-1 und IEC 61400-3 festgelegten Referenzbedingungen am Standort ausgesetzt sind. Die Unsicherheiten werden durch Teilsicherheitsbeiwerte für Lasten nach den Festlegungen in IEC 61400-1 und IEC 61400-3 wiedergegeben.

Die aus diesen Zeitreihen abgeleitete Betriebsfestigkeit ist gewöhnlich für den Normalbetrieb repräsentativ. Das Herauslösen einzelner Ereignisse oder bestimmter Zeitfolgen deutet das reale Verhalten jedoch nur an. Es ist daher empfehlenswert, jede Bewertung oder Nachverarbeitung der Zeitreihen zwischen dem Hersteller der Windturbine, dem Getriebehersteller und dem Lagerhersteller (soweit zutreffend) abzustimmen.

Extremwerte aus Belastungsberechnungen für Windturbinen während des Normalbetriebs müssen in einigen Fällen durch Extrapolationsverfahren ermittelt werden, die auf Berechnungen der Betriebsfestigkeit angewendet werden, wie es in IEC 61400-1 und IEC 61400-3 beschrieben ist. Infolgedessen stehen für diese Extrapolationen keine Zeitreihen zur Verfügung, sondern nur die Extremwerte der Parameter.

6.2.5.2 Betriebsfestigkeit

Die Betriebsfestigkeit eines Windturbinengetriebes wird anhand von Lastfällen beschrieben, die in IEC 61400-1 und IEC 61400-3 festgelegt sind, d. h. Produktionsbetrieb, Start- und Abschaltvorgänge usw. Das Auftreten jedes Lastfalles muss sorgfältig überprüft werden (siehe auch 6.2.4). Als Leitfaden kann angenommen werden, dass Lastfälle die einmal oder mehrmals im Jahr auftreten, Lastfälle der Betriebsfestigkeit sind.

6.2.5.2.1 Rainflow-Klassierungen (RFC)

Es sind Rainflow-Klassierungen (RFC) zu ermitteln, wie z. B. bei Downing and Socie (1982) oder Matsuishi und Endo (1968) oder in ASTM E1049 angegeben. A.4.1 enthält ein Beispiel für die Darstellung von Rainflow-Zähltabellen.

In der Dokumentation der RFC muss angegeben werden:

- welche DLC bei der Bewertung betrachtet worden sind;
- die Häufigkeit des Auftretens der verschiedenen DLC;

- ob zur Definition der Größen der Lastspiele die Spannweite (Spitze-Spitze) oder die halbe Spannweite (Amplitude) benutzt wurde.

6.2.5.2.2 Verteilung der Belastungsdauer (LDD, LRD)

Aus den simulierten Zeitreihen muss die Häufigkeitsverteilung von mittleren Belastungen abgeleitet werden. ASTM E1049-85 beschreibt dafür geeignete Verfahren. Lastverteilungen werden als Verweildauer (time-at-level) (LDD) oder als Umdrehungsdauer (revolutions-at-level) (LRD) angegeben. Bei Turbinen mit drehzahl-geregeltem Rotor muss in die LDD oder LRD eine dritte Dimension der Wellendrehzahl einbezogen werden. Beispiele für die Darstellung von LDD oder LRD sind im Anhang A angegeben.

Der für jedes Bin angegebene Lastpegel muss der höchste Lastpegel sein, der in diesem Bin vorkommt. Die Breite der Bins muss nicht einheitlich sein. Einige Bins können eine negative Belastung aufweisen. Das Lastspektrum muss außerdem Belastungen aus Leerlauf- und Stillstandszeiten umfassen.

Falls für die Berechnung bestimmter Komponenten die Menge der Bins verringert wird (siehe auch 7.3.8.2 für Lager) muss hinsichtlich von Ermüdungsschäden vorsichtig vorgegangen werden.

Das Lastspektrum wird wahrscheinlich nicht der Betriebslebensdauer entsprechen, selbst wenn Leerlauf einbezogen wird. DLC-Familien und zufällige extreme Ereignisse können sogar dazu führen, dass die Gesamtdauer der Simulation die Betriebslebensdauer überschreitet. Außerdem muss die simulierte Lebensdauer nicht notwendigerweise der Betriebslebensdauer entsprechen, anhand des entsprechenden Anstiegs der Wöhlerkurve können Ersatzlasten extrapoliert werden.

Die Dokumentation der LDD muss angeben:

- welche DLC bei der Bewertung betrachtet worden sind;
- die Häufigkeit des Auftretens der verschiedenen DLC.

Der Hersteller der Windturbine darf vor allem für drehzahlgeregelte Turbinen Werte für das Nenndrehmoment und Nenndrehzahlen festlegen. Diese Werte sind allerdings eine willkürlich Auswahl, die als Referenzwerte aber nicht für alle Auslegungsberechnungen geeignet sind.

6.2.5.3 Extremlasten

Es ist anzugeben, unter welchen Bedingungen Extremlasten auftreten (z. B. bei der Drehung oder ohne Drehung, Produktionsbetrieb, Extrapolation usw.). Extreme Bemessungsbelastungen müssen in Tabellen angegeben werden, Beispiele siehe Anhang A.

Maximalwerte von Wechselbelastungen und der Beschleunigung sollten in statistische Zusammenfassungen aufgenommen und soweit möglich mit belegten Zeitreihen gesondert beschrieben werden. Diese Belastungen können Kräfte, Momente, Drehmomente und daraus Resultierende umfassen.

Diese Belastung können entweder Kräfte, Momente, Drehmomente oder eine daraus Resultierende sein. Die Teilsicherheitsbeiwerte für Lasten müssen nach IEC 61400-1 und IEC 61400-3 einbezogen werden und der Wert muss bei jeder Belastungsspezifikation angegeben werden (Beispiele siehe Anhang A).

6.3 Betriebsbedingungen

6.3.1 Allgemeine Anforderungen

Die in der Spezifikation der Anforderungen für das Getriebe festgelegten Betriebsbedingungen müssen den gesamten Lebenszyklus des Produktes einbeziehen einschließlich von Montage in der Windturbine, Transport, Errichtung, Inbetriebnahme, Betrieb usw. Siehe auch IEC 61400-1 und IEC 61400-3.

6.3.2 Umgebungsbedingungen

Der Hersteller der Windturbine muss festlegen, in welcher Umgebung das Getriebe betrieben werden soll, mindestens mit:

- Temperaturbereichen;
- relativer Feuchte;
- Verunreinigen wie Salz, Staub usw.;
- Einwirkung von Sonnenlicht und Niederschlag;

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

- wenn Wärmetauscher zum Lieferumfang gehören:
 - Umgebungstemperatur außerhalb der Gondel;
 - Temperatur am Kühler;
 - Luftmenge für den Kühler;
 - Luftströmung um das Getriebe zur Kühlung;
 - Luftdichte.

Bei extremen Umgebungsbedingungen sollten außerdem die Häufigkeit des Auftretens und ihre Dauer festgelegt werden.

6.3.3 Betriebsstrategien

Betriebsstrategien, die die Betriebsbedingungen des Getriebes beeinflussen, müssen dokumentiert werden, einschließlich von:

- Anlaufbedingungen bei kaltem Wetter einschließlich entsprechender Belastungen und Drehzahlen;
- Überwachung, Warngrenzen, Alarmgrenzen und Alarmbehandlung;
- Innentemperatur der Gondel.

6.4 Kundendienst- und Wartungsanforderungen

Die Anforderungen an die Betriebsfähigkeit und die Wartung müssen nach Abschnitt 9 festgelegt werden.

6.5 Analyse des Antriebsstranges

Als Mindestanforderung muss eine Analyse des Antriebsstranges (oder müssen Messungen der Drehsteifigkeit) durchgeführt werden, um die vereinfachte Darstellung des aeroelastischen Modells der Windturbine für das Getriebe zu bestätigen (Bestätigung des Wertes der Drehsteifigkeit des Antriebsstranges, der dem Hersteller der Windturbine vom Getriebehersteller übermittelt wird), um die bauteilspezifischen Getriebebelastungen aufgrund einer dynamischen Verstärkung innerhalb des Getriebes nachzuweisen und um den Einfluss von Bedingungen an den Grenzen (Schnittstellen) (siehe 6.2.1) auf die inneren Getriebebelastung zu bewerten. Mögliche dynamische Verstärkungen bei Resonanzen können mit einer Modalanalyse, Berechnungen im Zeitbereich, Berechnungen im Frequenzbereich oder jedem anderem gleichwertigen Verfahren bestimmt werden. In die Analyse müssen zusätzlich zu anderen Frequenzen wie Zahneingriffsfrequenzen, Drehfrequenzen der Getriebewellen und deren Oberschwingungen auch Anregungsgrundfrequenzen und Eigenfrequenzen des Antriebsstranges als Teil der Windturbine einbezogen werden.

Die Dokumentation der Analyse des Antriebsstranges muss mindestens enthalten:

- a) den Wert der Drehsteifigkeit des Antriebsstranges;
- b) Eigenfrequenzen des Antriebsstranges als Teil der Windturbine;
- c) vorhandene Anregungsfrequenzen des Windturbinensystems, Zahneingriffsfrequenzen, Wellenfrequenzen und entsprechende Oberschwingungen;
- d) Steifigkeits-, Massen-, Trägheits- und Dämpfungswerte der maßgeblichen inneren Komponenten;
- e) ein Campbell-Diagramm einschließlich von Hauptanregungen im System und den entsprechenden Eigenfrequenzen des Antriebsstranges.

Zur Analyse vorübergehender dynamischer Belastungen, die innerhalb des Getriebes auftreten, kann ein dynamisches Simulationsmodell des Antriebsstranges im Zeitbereich sinnvoll sein. Die zur Aufstellung eines dynamischen Modells des Antriebsstranges erforderlichen Daten sollten zwischen Getriebe- und Windturbinenhersteller ausgetauscht werden, um die genaue Darstellung des Antriebsstranges sicherzustellen. Darüber hinaus kann auch die Anwendung ausgewählter Zeitreihen des aeroelastischen Modells auf das dynamische Modell des Antriebsstranges nützlich sein, um den Einfluss der dynamischen Bedingungen an den Grenzen (Schnittstellen) (siehe 6.2.1) auf die Belastung des Antriebsstranges zu bewerten. Jedes dynamische Simulationsmodell sollte hinreichend bestätigt werden, um das repräsentative Verhalten des Antriebsstranges im Lieferzustand sicherzustellen.

7 Entwurf, Bemessungsdaten und Herstellungsanforderungen für das Getriebe

7.1 Betrachtungen zur Getriebeauslegung

7.1.1 Wärmeverluste des Getriebes

Die Wärmeverluste des Getriebes sind zu berechnen. Zur Ableitung der innerhalb des Getriebes erzeugten Wärme muss eine ausreichende Kühlleistung zur Verfügung stehen. Die Kühlleistung ist durch Messung nachzuweisen.

7.2 Stirnräder

7.2.1 Betrachtungen zur Zuverlässigkeit von Stirnrädern

Die Tragfähigkeit von Stirnrädern ist nach ISO 6336 unter Anwendung der Dauerfestigkeiten zu berechnen, die mit Prüfreißen an Stirnrädern in FZG-Prüfständen in O-Anordnung (Oberflächentragfähigkeit) oder mit Prüfreißen am Pulsator (Zahnfußfestigkeit) ermittelt werden. Informationen über Prüfstirnräder können ISO 6336-5 entnommen werden.

In Referenzprüfungen nicht einbezogene Einflüsse werden durch Einflussfaktoren berücksichtigt, die gewöhnlich auf Stichproben mit verschiedenen Makro- und Mikrogeometrien von Stirnrädern, mit Schmierstoffen usw. beruhen. Diese Einflüsse sind in ISO 6336-2 und ISO 6336-3 beschrieben.

Die in ISO 6336-5 aufgeführten Dauerfestigkeiten beruhen auf einer Überlebenswahrscheinlichkeit des Prüfstirnrades von 99 %. Insgesamt hängt die Systemzuverlässigkeit nicht nur von den Werkstoffnummern ab, sondern auch von verschiedenen Einflüssen wie:

- Betriebsbedingungen;
- Herstellungsverfahren;
- Qualitätslenkung;
- Wirksamkeit des Schmierungssystem (Ölverteilung, Öleinheit, Kühlung);
- Werkstoffeigenschaften.

Da sich diese Einflüsse gegenseitig beeinflussen (können), kann kein Wert für die Zuverlässigkeit von Stirnrädern bestimmt werden.

Diese Unsicherheiten werden mit den nach dieser Norm geforderten Mindestsicherheitsbeiwerten berücksichtigt. Die ausgewählten Werte sind aus Erfahrungen mit Getrieben von Windturbinen abgeleitet.

7.2.2 Stirnradbemessung

7.2.2.1 Grübchentragfähigkeit und Biegefestigkeit

Die Stirnradbemessung muss nach ISO 6336 erfolgen. Zur Berechnung der Sicherheitsbeiwerte muss nach ISO 6336-6 die Miner-Regel mit dem vom Hersteller der Windturbine gelieferten Lastspektrum angewendet werden. Berechnungen von Sicherheitsbeiwerten beruhen auf einer Zuverlässigkeit von 99 %. Die Lebensdauerbeiwerte Z_{NT} und Y_{NT} müssen unter Anwendung einer doppellogarithmischen Beziehung von 1,0 bei der Referenzanzahl von Lastspielen N_L auf 0,85 bei 10^{10} Lastspielen verringert werden. Die Ermüdungslebensdauern für Grübchenbildung und Biegung müssen eine Mindestanzahl von Stunden betragen, die vom Hersteller der Windturbine festgelegt wird, sie dürfen aber nicht unter der festgelegten Betriebslebensdauer liegen.

Auf einer frühen Entwurfsstufe ist die Stirnradberechnung mit dem äquivalenten Drehmoment zulässig. Weitere Informationen dazu siehe ISO 6336-6.

Außenverzahnungen sollten nur an den Flanken geschliffen werden. Schleifkerben an den Zahnflanken oder in Fußausrundungen können die Biegefestigkeit der Zähne verringern. Eine Schleifkerbe ist eine durch ein Schleifwerkzeug erzeugte Unstetigkeit zwischen dem Beginn der tragenden Zahnflanke und dem Zahnfuß, die die Zahnfußspannung erhöht. Durch eine einwandfreie Gestaltung der Fräse, Wärmebehandlung und richtige Schleifverfahren können Schleifkerben verhindert werden.

Der kleinste Sicherheitsbeiwert für die Grübchentragfähigkeit muss $S_H = 1,25$ betragen. Der kleinste Sicherheitsbeiwert für die Biegefestigkeit muss $S_F = 1,56$ betragen.

7.2.2.2 Fressverschleiß

Berechnungen des Fressverschleißes beruhen auf zwei unterschiedlichen Methoden, und zwar auf der Methode der Kontaktflächentemperatur (Total Contact Temperature, TCT) nach Blok oder auf der Blitztemperaturmethode und auf der Integraltemperaturmethode (Methode der mittleren Strömungstemperatur).

ISO/TR 13989-1 und AGMA 925 beruhen auf der TCT-Methode und führen zu ähnlichen Ergebnissen, obwohl TR 13989-1 einen Sicherheitsbeiwert vorsieht und AGMA 925 ein Ergebnis mit einem Prozentwert Risiko angibt. TR 13989-2 beruht auf der Integraltemperaturmethode.

Der Fressverschleiß muss entweder nach der Methode in TR 13989-1 oder in AGMA 925 und in TR 13989-2 bewertet werden. Alternativ enthält DIN 3990-4 sowohl die Methoden aus TR 13989-1 als auch aus TR 13989-2 (Kontaktflächentemperaturmethode und Integraltemperaturmethode) und kann angewendet werden. Es müssen die ungünstigsten Ergebnisse benutzt werden, die bei Anwendung dieser beiden Methoden erhalten werden. Der Höchstwert für das Risiko des Fressverschleißes beträgt nach AGMA 925 5 %. Der kleinste Sicherheitsbeiwert für TR 13989-1, -2 und DIN 3990-4 ist $S_B = 1,3$.

Die Bemessung des Fressverschleißes muss bei der höchsten Betriebsbelastung und bei Nenndrehzahl erfolgen. Mittlere Strömungstemperatur und Referenzdrehzahl müssen bei Nennbelastung berechnet werden.

Zeitreihen für DLC für die Tragfähigkeitsanalyse sollten für Folgen aufgenommen werden, bei denen das Drehmoment die höchste Betriebsbelastung für eine Dauer überschreitet, die für das Verursachen eines Fressverschleißes ausreicht. Im FZG-Prüfverfahren nach ISO 14635-1 experimentell ermittelte Ergebnisse geben an, dass eine Zeit von mindestens 0,3 s vergehen muss, bevor Fressverschleiß einsetzt. In diesen Fällen sollte für die Bemessung des Fressverschleißes dieser Lastpegel benutzt werden.

Die Fresstragfähigkeit des Öls muss mit der Prüfung des Fressverschleißes FZG A/8,3/90 nach ISO 14635-1 bestimmt werden. Falls die Fressverschleißtemperatur mit FZG-Prüfungen bestimmt wird, muss für die Fressverschleißanalyse eine Stufe niedriger als die Schadenskraftstufe benutzt werden. Falls in Kraftstufe 12 der FZG-Prüfung kein Fressverschleiß auftritt, kann für die Fressverschleißanalyse Klasse 12 benutzt werden.

7.2.2.3 Mikrogrübchenbildung

Mikrogrübchenbildung wird durch Faktoren wie Dicke des Schmierfilms, Werkstoff und Feingefüge, Oberflächenrauigkeit und -beschaffenheit, Kontaktgeometrie, Lastverteilung und Betriebsbedingungen bedingt. Einflussparameter des Schmierstoffes sind die Viskosität des Schmierstoffes, chemische und physikalische Eigenschaften des Grundöls und der Additive. Gegenwärtig steht kein genormtes Verfahren zur Vorausberechnung des Risikos der Mikrogrübchenbildung zur Verfügung. Daher wird eine Überprüfung der Parameter, die die Mikrogrübchenbildung beeinflussen, empfohlen.

7.2.2.4 Statische Festigkeit

Die statische Festigkeit ist nach ISO 6336 bei den Extremwerten des Drehmomentes unter Anwendung der statischen Lebensbeiwerte Y_{NT} und Z_{NT} zu berechnen. Die Mindest-Sicherheitsbeiwerte müssen $s_F > 1,4$ für die Fußtragfähigkeit und $s_H > 1,0$ für die Oberflächentragfähigkeit sein. Zahninnenbruch und eine mögliche Verformung der Verzahnung erfordern weitere Betrachtungen.

7.2.3 Lastfaktoren

Die Lastfaktoren für die Berechnung der Grübchentragfähigkeit und der Biegefestigkeit nach 7.2.2.1 sind nach ISO 6336 abzuleiten. Die folgenden Abschnitte enthalten Anwendungsregeln für die vorliegende Norm.

7.2.3.1 Dynamikfaktor K_v

Der Dynamikfaktor K_v beeinflusst die Stirnradbemessung maßgeblich. K_v wird nach ISO 6336-1, Verfahren B, berechnet. Wenn die Berechnung einen Wert von $K_v < 1,05$ ergibt, muss mindestens $K_v = 1,05$ verwendet werden, sofern nicht ein Nachweis durch Messungen erfolgt. Zum Nachweis der festgelegten Fertigungstoleranzen müssen die Messdaten entsprechend extrapoliert werden (siehe 8.2).

7.2.3.2 Eingriffslastfaktor K_γ

Der Eingriffslastfaktor K_γ beschreibt Abweichungen der Lastaufteilung z. B. in Getrieben mit zweifacher oder mehrfacher Lastaufteilung oder mit Planetenstufen. Bei einer Planetenstufe gelten für die Genauigkeitsklassen bezogen auf die Anzahl der Planeten mindestens die in Tabelle 1 angegebenen Werte.

Tabelle 1 – Eingriffslastfaktor K_γ für Planetenstufen

Anzahl der Planeten	3	4	5	6	7
Eingriffslastfaktor K_γ	1,10	1,25	1,35	1,44	1,47

Niedrigere Werte als in Tabelle 1 angegeben müssen durch Simulation und Messung nachgewiesen werden wie in 8.2.2 beschrieben.

7.2.3.3 Lastverteilungsfaktoren

7.2.3.3.1 Lastverteilungsfaktor $K_{H\beta}$

$K_{H\beta}$ muss durch numerische Analyse nach ISO 6336-1, Verfahren B, bestimmt werden. Der stochastische Einfluss von Fertigungsschwankungen auf die Parallelität der Wellen und die Zahnausrichtung von Ritzel und Stirnrad sollte in den Wert für die Eingriffsversetzung einbezogen werden. Bei Berechnungen der Betriebsfestigkeit muss die Eingriffsversetzung nach Gleichung (1) berechnet werden. Der Extremwert der Eingriffsversetzung wird nach Gleichung (2) berechnet.

$$f_{ma} = \sqrt{f_{H\beta 1}^2 + f_{H\beta 2}^2 + f_{\Sigma\gamma}^2} \quad (1)$$

$$f_{ma} = f_{H\beta 1} + f_{H\beta 2} + f_{\Sigma\gamma} \quad (2)$$

Dabei ist

- f_{ma} die Eingriffsversetzung eines in einem Gehäuse montierten Stirnradsatzes;
- $f_{H\beta 1}$ die Zahnschrägenabweichung des Ritzels;
- $f_{H\beta 2}$ die Zahnschrägenabweichung des Stirnrades;
- $f_{\Sigma\gamma}$ die resultierende Eingriffsversetzung, die durch Abweichungen der Wellenaxialität von der idealen Achse, die in die Zahnbreite hineinragt, verursacht wird.

Die resultierende Eingriffsversetzung $f_{\Sigma\gamma}$, die durch Abweichungen der Wellenaxialität von der idealen Achse verursacht wird, berücksichtigt alle stochastischen Einflüsse auf die relative Parallelität der Wellen, die die Eingriffsversetzung des Zahnradpaares beeinflussen. Bei der Berechnung von $f_{\Sigma\gamma}$ müssen mindestens die folgenden Einflüsse berücksichtigt (und einzeln dokumentiert) werden:

- die Schränkungstoleranz $f_{\Sigma\beta}$ des Gehäuses oder Planetenradträgers nach DIN 3964 einschließlich des Einflusses von im Gehäuse montierten Lauf- oder Lagerbuchsen (soweit zutreffend);
- die Neigungstoleranz $f_{\Sigma\delta}$ des Gehäuses oder Planetenradträgers nach DIN 3964 einschließlich des Einflusses von im Gehäuse montierten Lauf- oder Lagerbuchsen (soweit zutreffend);
- der Einfluss der Axialitätstoleranz des Planetenradträgers einschließlich der Varianz des Lagerspiels und der Lagerdurchbiegung des Planetenradträgers;
- die Varianz des Lagerspiels und der Lagerdurchbiegung unter Last;
- die Varianz der Durchbiegung von Gehäuse und Planetenradträger unter Last.

Wenn keine statistischen Daten zur Verfügung stehen, darf der resultierende Wert für $f_{\Sigma\gamma}$ als quadratischer Mittelwert dieser Einzeleinflüsse bestimmt werden.

Wenn die Kontaktanalyse einen Wert von $K_{H\beta} < 1,15$ ergibt, muss für die Berechnung der Bemessungsdaten $K_{H\beta} = 1,15$ benutzt werden. Das Ergebnis des Berechnungsmodells für die Lastverteilung muss nach der Beschreibung in 8.2 durch Prüfung nachgewiesen werden.

7.2.3.3.2 Transversale Lastfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$

Die transversalen Lastfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$ berücksichtigen die Auswirkungen einer ungleichmäßigen Lastverteilung über mehrere Zahnpaare, die gleichzeitig eingreifen. Wenn die Stirnräder die in Tabelle 2 festgelegte Zahngenauigkeit besitzen, darf für die transversalen Lastfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$ der Wert 1,0 benutzt werden.

7.2.3.3.3 Erweiterte Kontaktanalyse

Die Lastverteilung muss durch eine erweiterte numerische Kontaktanalyse bestimmt werden. Zur Analyse der Lastverteilung entlang der Zahnbreite stehen unzählige Computerprogramme zur Verfügung. Im Entwurfsprozess des Getriebes einer Windturbine muss ein Programm benutzt werden, das die gleichzeitige Analyse der Lastverteilung in Zahnschrägen- (siehe 7.2.3.4.2) und in Profilrichtung (siehe 7.2.3.4.1) ermöglicht, die umfassende Informationen über die lokale Belastung im gesamten Kontaktbereich liefert. Eine solche erweiterte theoretische Kontaktanalyse der Lastverteilung muss mindestens folgende Aspekte berücksichtigen:

- die Lastverteilung in Zahnschrägen- und in Profilrichtung;
- den Einfluss von benachbarten Eingriffen;
- den Einfluss von örtlichen Unstetigkeiten in der Steifigkeit an den Rändern des Kontaktbereiches.

Außerdem müssen Kombinationen von maximaler Betriebsbelastung und extremer Toleranz unter Anwendung von Gleichung (2) mit der resultierenden Kontaktspannung überprüft werden. An den Rändern des Kontaktbereiches muss besondere Sorgfalt gelten, um Spannungsspitzen zu vermeiden.

7.2.3.4 Zahnmodifikation

Zur Verringerung nachteiliger Auswirkungen von Zahnabweichungen, Durchbiegungen und Drehfederung der Zähne, Wellen, Lager, Gehäuse sowie von Fertigungs- und Montagetoleranzen müssen Profil- und Zahnschrägenmodifikationen durchgeführt werden. Eine gute Profil- und Zahnschrägenmodifikation erhöht die Tragfähigkeit und verringert Geräusche. Die Bemessungsbelastung für die Profil- und Zahnschrägenmodifikationen sollte der Lastpegel sein, der am stärksten zur Oberflächenermüdung beiträgt.

7.2.3.4.1 Profilmodifikation

Da die Belastungen von Getrieben in Windturbinen schwanken, muss der Auslegungspunkt für die Profilmodifikation sorgfältig ausgewählt werden, weil diese Modifikation nur für eine Belastung ausgelegt werden kann und eine Übermodifikation nachteilig ist. Bei der Modifikation des Entwurfs müssen Auswirkungen sämtlicher Belastungen, das Risiko von Fressverschleiß, Fertigungsschwankungen, Geräusche und Überdeckungen bei geringen und wechselnden Belastungen berücksichtigt werden.

7.2.3.4.2 Zahnschrägenmodifikation

Da die Belastungen von Getrieben in Windturbinen schwanken, muss der Auslegungspunkt für die Zahnschrägenmodifikation sorgfältig ausgewählt werden, weil die Zahnschrägenmodifikation nur für eine Belastung ausgelegt werden kann und eine Übermodifikation nachteilig ist. Bei der Modifikation des Entwurfs müssen Auswirkungen sämtlicher Belastungen, Fertigungs- und Betriebsschwankungen, die Lastverteilung in Zahnschrägenrichtung und der Schall berücksichtigt werden.

7.2.4 Werkstoffe für Stirnräder

Sämtliche Werkstoffe für Stirnräder und die Verarbeitung müssen mindestens die Anforderungen von ISO 6336-5 erfüllen. Die Dauerfestigkeiten $\sigma_{H\lim}$ und σ_{FE} müssen für die entsprechenden Qualitätsklasse nach ISO 6336-5 ausgewählt werden.

Die wirksame Einsatzhärte tiefe muss nach ISO 6336-5 ausgelegt sein. Zur Vermeidung einer Einsatzhärte-Zerbröckelung dürfen geringere Werte als in ISO 6336-5 empfohlen verwendet werden, sofern diese durch Berechnung und Messung nachgewiesen werden. Für einsatzgehärtete und geschliffene Stirnräder müssen die Vergütungsverwerfungen und die sich ergebenden Schwankungen der Einsatzhärte tiefe durch das Schleifen bewertet werden.

Einsatzgehärtete innenverzahnte Stirnräder weisen bessere Verschleiß Eigenschaften auf als durchgehärtete Stirnräder.

Werkstoffe für PTO-Getriebe sollten ISO 6336-5 entsprechen.

7.2.5 Unter der Oberfläche beginnende Ermüdung

Zusätzlich zu Schäden durch Grübchenbildung nach der Beschreibung in 7.2.2.1 können Zähne durch andere, unter der Oberfläche beginnende Ermüdungserscheinungen beschädigt werden, für die derzeit kein Bemessungsverfahren festgesetzt ist. Der Ursprung dieser Schäden kann im Übergang zwischen der Härte-schicht und dem Kern liegen (vergleiche Einsatzhärte-Zerbröckelung in ISO 10825).

Tiefenschäden können sich auch als Ermüdungsbruch der Zahninnenseite (TIFF) offenbaren, einem Ermüdungsschaden, der durch Kontaktspannungen verursacht wird und zu einem vollständigen oder teilweisen Zahnbruch führt, wobei der Ursprung des Bruches unterhalb der gehärteten Schicht und unter der Übergangszone liegt. Der Ursprung des Bruches liegt im mittleren Teil der Zahnflanke nahe dem Teilkreis, wo der größte Kontaktdruck vorliegt.

7.2.6 Genauigkeit des Stirnrades

Die geometrische Genauigkeit von Stirnradelementen muss ISO 1328-1 entsprechen. Es sind die maximalen Genauigkeitsgrade nach Tabelle 2 zu wählen. Die Genauigkeit des Stirnrades kann sich ändern, wenn das Stirnrad auf seine Welle gesetzt wird. Aus diesem Grund muss die angegebene Spezifikation der Genauigkeit für das montierte Stirnrad gelten. Wenn maximale Genauigkeit gefordert ist, sollte nach der Montage mit der Welle ein Schleifen in Betracht gezogen werden.

Tabelle 2 – Geforderte Stirnradgenauigkeit

Art des Stirnrades	Maximale Genauigkeitsklasse nach ISO 1328-1
außenverzahntes Stirnrad	6
innenverzahntes Stirnrad	7 ¹⁾
¹⁾ Klasse 8 kann für Unrundheiten und die gesamte kumulative Teilkreisabweichung von einsatzgehärteten, innenverzahnten Stirnrädern angewendet werden, die durch Beschränkungen der Prozessfähigkeit verursacht werden.	

7.2.7 Stirnradherstellung

Es sind das Herstellungsverfahren und die Verarbeitung der Stirnradelemente festzulegen.

7.2.7.1 Herstellungsverfahren

Die Zähne sämtlicher außenverzahnter Stirnräder sollten mit Protuberanzfräsen mit einer Werkzeugspitze mit einem Mindestradius von $0,25 \times m_n$ gefräst werden. Der Radius der Werkzeugspitze muss bei den Festigkeitsberechnungen benutzt werden.

Die gesamte Verzahnung sollte an den Zahnköpfen und am gesamten Umriss der Zahnkante Radien oder Abrundungen aufweisen. Die Werte der Abrundungen oder Radien sollten auf den Zeichnungen angegeben sein.

Falls Schleifkerben vorliegen, sollten ihre Auswirkungen auf die Zahnfußtragfähigkeit beurteilt werden. Das bevorzugte Bewertungsverfahren ist eine Analyse der ungünstigsten Kerbe mit FEA oder anderen Verfahren zur Bestimmung der Verringerung der Zahnfußtragfähigkeit unter Berücksichtigung der ungünstigsten Kombination von Ort, Tiefe und Radius der Kerbe. Falls keine FEA oder kein ähnliches Verfahren zur Verfügung steht, muss die Auswirkung der ungünstigsten Kerbe mit dem Faktor Y_{Sg} nach ISO 6336-3, 7.3, bestimmt werden.

Im Entwurfsprozess müssen die Grenzbedingungen für den höchstens zu entfernenden Werkstoff, die Form und den Ort ordnungsgemäß dokumentiert werden, mit denen die geforderte Lebensdauer noch erreicht wird. Sämtliche Stirnräder müssen nach der Herstellung auf die Grenzbedingungen der Auslegung hin überprüft werden und die Ergebnisse sind in den Qualitätsdokumenten aufzuzeichnen. Falls die Ergebnisse außerhalb der Grenzbedingungen liegen und den Sicherheitsbeiwert für Biegung unter $S_F = 1,56$ senken, muss das Stirnrad zurückgewiesen werden.

7.2.7.2 Oberflächenrauigkeit der Verzahnung

Zur Sicherung einer guten Tragfähigkeit benötigen Stirnräder für Windturbinen eine glatte Zahnoberfläche. Glatte Oberflächen sind besonders hinsichtlich der Mikrogrübchentrugfähigkeit wichtig. Bei außenverzahnten Stirnrädern darf die Oberflächenrauigkeit der Flanken höchstens $Ra = 0,8 \mu m$ betragen. Bei innenverzahnten Stirnrädern darf die Oberflächenrauigkeit der Flanken höchstens $Ra = 1,6 \mu m$ betragen. B.2.4 enthält empfohlene Grenzen für die Oberflächenrauigkeit der Verzahnung zur Verringerung des Risikos der Mikrogrübchenbildung.

Aktive Flanken der Verzahnung sollten nach der endgültigen Oberflächenbearbeitung keiner Kugelstrahlung unterzogen werden.

ANMERKUNG Bei geschliffenen Oberflächen beträgt der Wert für R_a etwa $1/6$ des Wertes für R_z . Die angegebenen Anforderungen können folglich in $R_z \leq 4,8 \mu\text{m}$ für außenverzahnte Stirnräder und $R_z \leq 9,6 \mu\text{m}$ für innenverzahnte Stirnräder umgerechnet werden.

7.2.7.3 Prüfung der Oberflächenvergütung nach dem Schleifen

Die Oberflächenvergütung muss überprüft werden. Die Prüfung der Oberflächenvergütung nach dem Schleifen muss anhand eines Probenahmeplanes durchgeführt werden. Die Probenahmehäufigkeit beruht auf der Wirksamkeit der Prozesslenkung und der Rückweisungsrate bei gleichartigen Teilen.

Ein Probenahmeplan mit einer Probenahme unter 100 % muss auf eine formale, dokumentierte Prozessfähigkeitsuntersuchung gestützt werden, die nachweist, dass mit den durchzuführenden spezifischen Prozessen und Schleifverfahren Teile zu 100 % frei von zurückzuweisenden Vergütungen nach dem Schleifen hergestellt werden können.

Ein eingeführtes und zuverlässiges Prüfverfahren ist die Schleifbrandprüfung nach ISO 14104. Zugflanken müssen Stufe B1 oder besser entsprechen. Andere Flanken müssen Stufe B2 entsprechen. Alle anderen Prüfverfahren müssen zwischen dem Hersteller der Windturbine und dem Getriebehersteller vereinbart werden.

7.3 Lager

ANMERKUNG Dieses Kapitel gilt für Wälzlager. Bei der Verwendung von Gleitlagern sollten die Berechnungsverfahren und Anforderungen zwischen Lager- und Getriebehersteller abgestimmt werden.

7.3.1 Betrachtungen zur Zuverlässigkeit von Lagern

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer von Lagern wurde von der ISO z. B. in ISO 76 und ISO 281 genormt.

Die nominelle Lebensdauer von Lagern beruht auf der Prüfung einer großen Anzahl von relativ kleinen Lagern, die unter wohl definierten Bedingungen betrieben werden. Die charakteristische Betriebsfestigkeit wird mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % bestimmt. Bei großen Lagern ist die Anzahl der Prüfungen begrenzt. Die Größe des Lagers wird unter anderem durch statistische Betrachtungen in Bezug auf die Zunahme des beanspruchten Volumens berücksichtigt. Auf der Grundlage erweiterter Prüfungen wurden Verfahren entwickelt, die Schmierungsbedingungen wie die Schmierfilmdicke, Additive und Verunreinigungen berücksichtigen.

Es stehen erweiterte Verfahren zur Verfügung, die die Druckverteilung sowie Durchbiegungen und Toleranzen von Wellen und Gehäusen berücksichtigen. Die Anwendung dieser Verfahren ergibt eine realistischere Vorhersage der tatsächlichen Lagerlebensdauer. Abhängig von den Betriebsbedingungen kann dies sowohl zu einem Anstieg als auch einer Abnahme der berechneten Lagerlebensdauer führen.

Bei den in der vorliegenden Norm festgelegten Anforderungen an die nominelle Lebensdauer von Lagern werden Unsicherheiten von Getrieben für Windturbinen berücksichtigt.

Die Lebensdauer von Lagern kann durch mehrere Ausfallarten begrenzt werden, von denen bei der Berechnung nur wenige berücksichtigt werden können. Da einige der Ausfallarten bei zunehmender Größe kritischer werden (z. B. Anschmierung), sollten Lager nicht unnötig überdimensioniert werden und Lagergröße und -anordnung sollten für die tatsächliche Anwendung sorgfältig ausgewählt werden.

7.3.2 Festlegung der Qualitätsstufen für Stähle für Lager

Zur Erfüllung der Anforderungen von ISO 76 und ISO 281 muss die Stahlqualität für Lager mindestens die Norm ISO 683-17 erfüllen. Maßgebliche Aspekte sind:

- chemische Zusammensetzung;
- Reinheit des Stahls;
- Prozess der Stahlherstellung;
- Vergütung und Feingefüge.

7.3.3 Allgemeine Betrachtungen zum Entwurf

Wälzlager werden für eine Anwendung gewöhnlich anhand der Berechnung der nominellen Lebensdauer in Abhängigkeit von der Ermüdung unter der Oberfläche und der statischen Sicherheit in Abhängigkeit von der plastischen Verformung bei Überlastung ausgewählt. Berechnungsverfahren für diese Kriterien sind weithin bekannt. Bei Getrieben für Windturbinen wurden jedoch andere Ausfallarten beobachtet, die mit diesen beiden Auswahlkriterien nicht berücksichtigt werden. ISO 15243 gibt einen allgemeinen Überblick über Ausfallarten von Lagern, von denen bei Getrieben von Windturbinen in der Vergangenheit viele bereits beobachtet wurden. Die Zerstörung eines Lagers kann infolge einer Kombination der nachfolgend aufgeführten Ausfallarten auftreten.

7.3.3.1 Unter der Oberfläche beginnende Ermüdung (ISO 15243, 5.1.2)

Der Widerstand gegen unter der Oberfläche beginnende Ermüdung, die wie in ISO 15243 beschrieben zu Abblätterungen, Oberflächenausbrüchen oder Grübchenbildung führt, kann nach ISO 281 berechnet werden.

Für die Vorhersage anderer Formen der unter der Oberfläche beginnenden Ermüdung, die im Zusammenhang mit der Bildung von unregelmäßigen Neuhärtungsstrukturen, Haarrissen und dergleichen stehen, gibt es derzeit keine allgemein anerkannten Berechnungsverfahren. Unter der Oberfläche beginnende Ermüdung ist von der Belastung und der Anzahl der Lastspiele abhängig, aber auch die Belastungsgeschwindigkeit, Anfangsschäden durch Durchdrehen und chemische Wechselwirkung mit dem Schmierstoff und/oder Feuchtigkeit können einen Einfluss haben.

7.3.3.2 An der Oberfläche beginnende Ermüdung (ISO 15243, 5.1.3)

An der Oberfläche beginnende Ermüdung wird bei Getrieben für Windturbinen als Oberflächenzerrüttung wie Mikrogrübchenbildung beobachtet. Oberflächenzerrüttung wird durch Faktoren wie Dicke des Schmierfilms, Werkstoff und Feingefüge, Oberflächenrauigkeit und -beschaffenheit, Kontaktgeometrie, Lastverteilung und Betriebsbedingungen bedingt. Einflussparameter des Schmierstoffes sind die Viskosität des Schmierstoffes sowie chemische und physikalische Eigenschaften des Grundöls und der Additive. Gegenwärtig steht kein genormtes Berechnungsverfahren zur Vorausberechnung der Gefahr der Oberflächenzerrüttung zur Verfügung. Daher wird eine Überprüfung der Parameter, die die Oberflächenzerrüttung beeinflussen, empfohlen.

7.3.3.3 Adhäsiver Verschleiß (ISO 15243, 5.2.3)

Unter adhäsivem Verschleiß versteht man die Materialübertragung zwischen zwei Oberflächen unter Entwicklung von Reibungswärme, wobei es manchmal zum Anlassen oder zur neuerlichen Aushärtung der Oberflächen kommt. Er kann als Durchdrehen beobachtet werden, das aufgrund des Verlustes der Mitnahmereibung am Wälzkörper oder aufgrund eines übermäßigen Rutschens des gesamten Wälzkörpersatzes auftritt, wenn die Belastung des Lagers bei hoher Drehzahl unter die Mindestbelastung fällt oder bei hoher Drehbeschleunigung oder Drehschwingung. Durchdrehen wird allgemein durch Lagergröße, Lagerart und Lagerspiel oder Vorspannung bestimmt und durch die Größe und den Ort der Tragzone des Lagers. Adhäsiver Verschleiß kann aufgrund von Mangelschmierung auch an Führungsflanschflächen auftreten.

7.3.3.4 Korrosion durch Feuchtigkeit (ISO 15243, 5.3.2)

Korrosion durch Feuchtigkeit entsteht durch die Einwirkung der Atmosphäre oder das Eindringen von Meerwasser.

7.3.3.5 Reibkorrosion (ISO 15243, 5.3.3)

Reibkorrosion kann als Muldenbildung an den Laufringen des Lagers beobachtet werden. Diese Ausfallart wird gewöhnlich durch Mikrobewegungen über eine lange Dauer verursacht, z. B. wenn eine Windturbine mit angezogener Bremse in Parkstellung steht. Eine andere auftretende Art der Reibkorrosion ist Passflächenkorrosion. Diese Art der Korrosion ist ein Verschleißprozess, der durch die Kombination von Korrosion und Schleifwirkung der Korrosionsabriebprodukte an der Kontaktfläche zwischen zwei belasteten Werkstoffen entsteht, die einer winzigen Relativbewegung durch Schwingungen oder andere Kräfte ausgesetzt sind. Passflächenkorrosion tritt gewöhnlich an Pressverbänden auf, die durch falsche Passung oder durch elastische Verformung von einem oder beiden Körpern, die durch den Pressverband aneinandergefügt sind, Mikrobewegungen ausgesetzt sind. Beide Arten der Reibkorrosion werden bei Feuchtigkeit verstärkt.

7.3.3.6 Überspannung (ISO 15243, 5.4.2)

Schäden durch Überspannung können bei unzureichendem Blitzschutz als Blitzschaden auftreten. Überspannung kann zu einer örtlichen Überhitzung des Werkstoffes führen, was eine Neuhärtung oder kleine Krater im Laufring nach sich ziehen kann.

7.3.3.7 Kriechstrom (ISO 15243, 5.4.3)

Kriechstrom, der sich bei Getrieben von Windturbinen als Riffelbildung zeigt, tritt gewöhnlich bei nah am Generator liegenden Lagern auf. Riffelbildung wird durch die elektrische Leitfähigkeit des Lagerwerkstoffes und des Schmierstoffes und die Erdung der elektrischen Bauteile beeinflusst.

7.3.3.8 Überlastung (ISO 15243, 5.5.2)

Plastische Verformung und Überlastung ist bei Getrieben von Windturbinen nur selten beobachtet worden, am wahrscheinlichsten treten sie aufgrund starker vorübergehender Stoßbelastungen auf. Wenn die tatsächliche Lagerbelastung die in 7.3.8.1 festgelegte statische Sicherheit nicht übersteigt, wird keine plastische Verformung auftreten.

7.3.3.9 Eindrückungen von Teilchen (ISO 15243, 5.5.3)

Diese Teilchen können aus verschiedenen Quellen stammen, wozu äußere Verschmutzung, Stirnrad- und Lagerabrieb, Käfigabrieb oder Teilchen von anderen ausgefallenen Komponenten zählen. Eindrückungen von Teilchen als Anfangsschaden können zu einem Frühausfall in Form eines Ermüdungsbruches führen. Deshalb ist die Erhaltung der Ölreinheit nach den Festlegungen in 7.6.8 ausschlaggebend.

7.3.3.10 Eindrückungen durch die Handhabung (ISO 15243, 5.5.4)

Eindrückungen durch die Handhabung können durch gute Herstellungsverfahren leicht vermieden werden (siehe 7.3.6.4).

7.3.4 Schnittstellenanforderungen für Lager

Der Entwurf der Lageranordnung für ein Windturbinengetriebe erfolgt firmenübergreifend zwischen dem Getriebe- und dem Lagerhersteller. Zur Bearbeitung dieser kritischen Schnittstelle ohne Verlust entscheidender Informationen muss der Getriebehersteller eine genaue Anforderungsspezifikation für die Lageranordnung erstellen. Die folgenden Abschnitte beschreiben den geforderten Mindestinhalt für diese Spezifikation.

7.3.4.1 Definition der Schnittstelle

Für die ausgewählte Lageranordnung muss Folgendes festgelegt werden:

- das Koordinatenreferenzsystem und die Referenzpunkte, die für den Informationsaustausch über Schnittstellen benutzt werden;
- erforderliche umfassende Informationen zur Beschreibung der Schnittstellen zwischen Getriebe und Lagern, z. B.:
 - Anordnung und Maße der Getriebe- und Lageranordnungen im Getriebe;
 - Maße, Maßtoleranzen, Formtoleranzen, Oberflächenhärte und Oberflächenrauigkeit des Wellenzapfendurchmessers;
 - Maße, Maßtoleranzen, Formtoleranzen, Oberflächenhärte und Oberflächenrauigkeit des Gehäusezapfendurchmessers;
 - Maße, Maßtoleranzen, Formtoleranzen und Rauigkeit des Auflagerdurchmessers und der Stützsultern an Wellen, Gehäusen und Abdeckungen;
- die Steifigkeit der Lagerumgebung;
- Zufluss, Druck und Temperatur der Schmierstoffversorgung sowie Schmierstoffablauf;
- Annahmen für eine Menge von Anfangsentwurfsparametern für die Schnittstellen.

Sämtliche Schnittstellendefinitionen und die Anfangsentwurfsannahmen müssen für eine Überprüfung durch die Zertifizierungsstelle dokumentiert werden.

7.3.4.2 Betriebsbedingungen

Für jede der definierten Schnittstellen müssen umfassende Informationen zur Beschreibung der einschlägigen Betriebsbedingungen und des Betriebsverhaltens einschließlich der dynamischen Anregungen zur Verfügung gestellt werden, z. B.:

- Kräfte $F_{x,y,z}$;
- Momente $M_{x,y,z}$;

- Drehzahlen;
- Gänge $s_{x,y,z}$;
- Verlagerungen;
- (Axialitäts-)Versetzung;
- Durchbiegungen $\delta_{x,y,z}$;
- Beschleunigungen $a_{x,y,z}$;
- Temperaturen.

7.3.5 Auswahl von Lagern

Bestimmte in ISO 15243 definierte Ausfallarten können nicht durch analytische Berechnungen vorhergesagt werden. Zur Herabsetzung des Risikos dieser Ausfallarten müssen eine richtige Auswahl des Lagers getroffen und gute Entwurfstechniken eingehalten werden. Einige Entwurfsprinzipien stehen im Widerspruch zu einander, z. B. erhöht ein steigender Durchmesser der Wälzkörper die statische Tragzahl und verringert das Risiko einer plastischen Verformung, gleichzeitig erhöht sich aber auch das Risiko des Durchdrehens und des adhäsiven Verschleißes. Für alle möglichen Ausfallarten müssen daher die Auswirkungen der Entwurfsauswahl oder von Entwurfsänderungen betrachtet werden.

Bild 5 zeigt, wie die Auswahl des Lagers von den verschiedenen Entwurfskriterien beeinflusst wird.

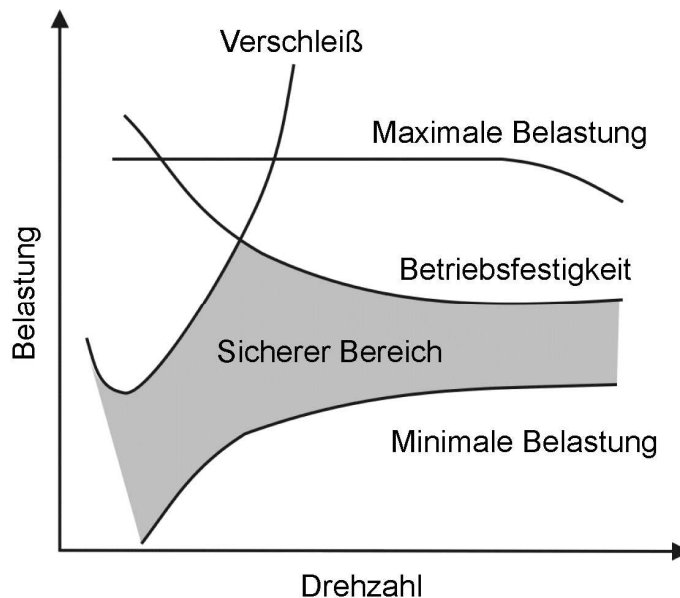


Bild 5 – Beispiele für die Auswahlkriterien für Lager

Der begrenzte Bereich zwischen den Hauptkurven in Bild 5 gibt den sicheren Bereich für die typischen Kriterien an. Es sollte beachtet werden, dass Bild 5 nicht für Entwurfszwecke vorgesehen ist. Die relative Lage der verschiedenen Grenzkurven kann für die unterschiedlichen Lagerkonstruktionen stark abweichen.

Zusätzlich zu den Anforderungen an die nominelle Lebensdauer müssen bei der Lagerauswahl folgende Aspekte betrachtet werden:

- der Wellenstrang;
- die Eignung der ausgewählten Lagerart für den tatsächlichen Ort des Lagers;
- Versetzung;
- Tieflastbedingungen;
- Zentrifugalkräfte;
- Beständigkeit gegen Ablagerungen;
- Wärmeausdehnung;
- Ölversorgungs- und Ölablassbedingungen;

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

- Eigenfrequenzen;
- Traganteil.

Es ist von entscheidender Bedeutung, die Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Lagern zu berücksichtigen, da diese Einfluss auf die Dynamik des kompletten Wellenstranges besitzen.

Im Auswahlprozess des Lagers müssen das vollständige Lastspektrum und Zeitreihen betrachtet werden. Die Art und Weise, in der die Daten für den spezifischen Entwurf und die verschiedenen Ausfallarten berücksichtigt wurden, muss dokumentiert werden.

Beim Entwurf der Anwendung sollte der mögliche Einfluss des elektrischen Stromflusses, das Eindringen von Wasser/Meerwasser usw. berücksichtigt und weitestgehend beseitigt werden.

7.3.5.1 Leitfaden für die Auswahl von Lagern

Anhang C enthält einen Leitfaden für die Auswahl der geeigneten Lagerarten und -anordnungen für ein Windturbinengetriebe. Der Leitfaden darf nicht eine genaue Analyse jedes Lagers und jeder Anordnung in der Entwurfsphase ersetzen. Die Anwendung von Lagerarten oder -anordnungen, die nicht beschrieben sind oder für die keine Erfahrungen vorliegen, bedarf besonderer Sorgfalt.

Empfehlungen für Lager gelten unter folgenden Annahmen:

- das Lager ist nach der vorliegenden Norm und den Empfehlungen des Lagerherstellers angemessen dimensioniert;
- das Lastspektrum für die Lager umfasst alle äußeren und inneren Belastungen;
- das Lager wird nach der vorliegenden Norm und den Empfehlungen des Lagerherstellers ausreichend geschmiert;
- die Konstruktion der angrenzenden Komponenten entspricht der vorliegenden Norm und den Empfehlungen des Lagerherstellers.

Sämtliche Empfehlungen beruhen auf Erfahrungen.

7.3.6 Entwurfsaspekte für Lager

7.3.6.1 Käfige

Lagerkäfige, die die Wälzkörper führen und auch trennen (wie SRB), müssen aus Stahl oder Messing bestehen. Für Lagerkäfige, die die Wälzkörper nur trennen, dürfen andere Käfigwerkstoffe in Betracht gezogen werden, wenn nachgewiesen wird, dass sie über ihre Lebensdauer beständig gegen Alterung durch die Betriebstemperatur und den Schmierstoff sind. Die Eignung anderer Käfigwerkstoffe muss zwischen Kunde, Hersteller der Windturbine und Getriebehersteller vereinbart werden und auf einer umfassenden Bewertung der Felderfahrung beruhen.

7.3.6.2 Betriebsinnenspiel

Das Innenspiel des Lagers muss so bemessen werden, dass starke Pressverbände und große Temperaturdifferenzen aufgefangen werden. Die entsprechende Auswahl muss beim Anlaufen mit der ungünstigsten Toleranzkombination geprüft werden. Das Radialspiel sollte so gewählt werden, dass die Versetzung des Zahneingriffes begrenzt ist. Dies ist bei der langsamlaufenden Welle von Getrieben, auf die die Rotorkräfte wirken, besonders wichtig.

Das bei der Berechnung der erweiterten Lebensdauer verwendete Betriebsspiel muss folgende Effekte berücksichtigen:

- Anfangsspiel des Lagers;
- Passtoleranzen von Welle, Gehäuse und Lagerlaufringen;
- Ausgleich der Passung für die festgelegten Oberflächenbearbeitungen;
- Temperaturgradient zwischen Innen- und Außenring nach Tabelle 3;
- Wärmeausdehnungskoeffizient des Werkstoffes;
- Betriebstemperaturen (siehe Tabelle 4).

Die statische Durchbiegung des Trägers kann das Spiel beeinflussen. Zur Ermittlung des Betriebsspiels sollte eine statistische Toleranzanalyse durchgeführt werden. Steht diese nicht zur Verfügung, muss ein Wert von 2/3 der Summe aller Extremwerte verwendet werden. Darüber hinaus müssen extreme Toleranzkombinationen überprüft werden.

Tabelle 3 gibt typische Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenring an, die bei konstantem Betrieb beobachtet wurden. Höhere Temperaturgradienten können beispielsweise unter Anlaufbedingungen, bei zusätzlicher Luftkühlung oder bei abweichenden Umweltbedingungen wie bei Kälte auftreten und diese Extremwerte können für die Auswahl des Lagerinnenspiels maßgebend sein. Das bei der erweiterten Lebensdauerbemessung verwendete Betriebsspiel und die Annahmen zur Ermittlung dieses Spiels müssen dokumentiert werden.

Tabelle 3 – Temperaturgradienten für die Berechnung des Betriebsspiels

Ort des Lagers	Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring bei konstantem Betrieb als Funktion der Bemessungsleistung der Turbine	
	≥ 500 kW	> 2 MW
schnelllaufende Welle	10 K bis 20 K	15 K bis 30 K
schnelllaufende Zwischenwelle	5 K bis 15 K	10 K bis 20 K
langsamlaufende Zwischenwelle	0 K bis 10 K	5 K bis 15 K
Planet	–5 K bis +5 K	–5 K bis +5 K
langsamlaufende Welle	0 K bis 5 K	5 K bis 10 K

Die Auswahl des Betriebsinnenspiels muss bei der Prototypprüfung des Getriebes überprüft werden. Diese Prüfung kann beispielsweise durch eine Temperaturmessung oder durch Analysen des Laufbildes des Lagers erfolgen.

7.3.6.3 Passungen zwischen Welle und Gehäuse

Die relative Bewegung zwischen den Lagerringen, der Welle und dem Gehäuse kann eine Zerstörung durch adhäsiven Verschleiß wie Passflächenkorrosion oder Fressen verursachen. Außerdem kann die relative Bewegung der Lagerringe die Kinematik des Lagers stören, z. B. wenn einer der Ringe in axialer Richtung versetzt ist. Passungen zwischen Welle und Gehäuse müssen so gewählt werden, dass diese Effekte verhindert oder auf ein Mindestmaß beschränkt werden. Zur Milderung der Auswirkungen dieser Effekte können weitere Maßnahmen erforderlich sein.

Es müssen feste Pressverbände nach den Festlegungen des Lagerherstellers für Anwendungen mit wechselnden Belastungen und verstärkten Schwingungspegeln ausgewählt werden.

Bei rotierenden oder wechselnden Belastungen in Bezug auf die jeweilige Ringdrehung sind feste Lagerpassungen zur Verhinderung einer relativen Bewegung der Lagerringe unzureichend. In diesem Fall muss der Entwurf geeignete zusätzliche Mittel entweder zur Verminderung der relativen Bewegung oder zur Milderung der damit im Zusammenhang stehenden Zerstörung besitzen, z. B. durch Bolzen, axiale Einspannung, Klebstoffe oder geeignete Oberflächenbeschichtungen.

Falls Bolzen angewendet werden, dürfen diese nicht in der Tragzone angeordnet werden. In diesem Fall muss die Spannungskonzentration im Lagerring ausreichend beachtet werden. Ausführung und Anordnung der Bolzen und der zugehörigen Löcher müssen vom Lagerhersteller bestätigt werden.

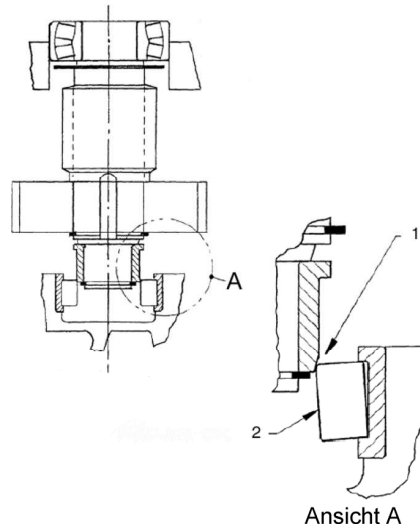
Klebstoffe dürfen nicht als Hauptmittel zur Verhinderung der relativen Bewegung der Lagerringe benutzt werden. Falls Klebstoffe als Zusatzmittel benutzt werden, müssen beim Entwurf entsprechende Prozesse für das Aufbringen der Klebstoffe, für die Montage des Lagers mit dem Klebstoff und für Aushärtungsverfahren festgelegt werden.

Die Passung zwischen Außenringen von Planetenlagern und Planetenbohrungen sollte mit einer Toleranz von mindestens R6 für metrische Lager ausgeführt werden. Abhängig von den Betriebsbedingungen und von der Ausführung der Planetenräder können andere Passungen gefordert werden. Innenringe von Planetenlagern sollten eingespannt werden, um eine Rotation zu verhindern, außer wenn Tonnenlager verwendet werden.

7.3.6.4 Lagereinrichtung

Lager können bei der Einrichtung leicht beschädigt werden. Sie müssen mit den geeigneten Werkzeugen und Techniken eingerichtet werden, sodass die Gefahr einer Zerstörung so gering wie möglich gehalten wird.

Bild 6 zeigt beispielsweise, wie eine Blindeinrichtung von Zylinderrollenlagern besonders riskant sein kann. Eine Blindmontage sollte vermieden werden.



Legende

- 1 Festfressen des Wälzkörpers am Innenlaufing
- 2 Verkanten des Wälzkörpers

Bild 6 – Blindeinrichtung des Lagers

7.3.7 Lagerschmierung

7.3.7.1 Reinheit des Schmierstoffes

Die Öleinheit ist ein maßgeblicher Einflussfaktor für das zuverlässige Betriebsverhalten des Lagers. Moderne Filtersysteme können die höchsten Reinheitsgrade erreichen, die für die Lagerlebensdauer günstig sind. Diese werden bei den Lagerberechnungen nach ISO/TS 16281 durch den Reinheitsfaktor e_C widergespiegelt.

Bei der Berechnung der Lagerlebensdauer für gefilterte Systeme muss ein Öleinheitsgrad von $-/17/14$ nach ISO 4406 verwendet werden, wenn nicht nachgewiesen wird, dass die Reinheit beim Betrieb besser ist (vergleiche Tabelle 18).

Es muss nachgewiesen werden, dass die tatsächlich erreichte Klasse der Öleinheit eine Klasse besser ist als der bei den Lagerberechnungen verwendete Wert und dass das System diesen Öleinheitsgrad einhalten kann, siehe 7.6.8.

7.3.7.2 Schmierstofftemperatur

Die relative Viskosität κ muss bei der Schmierstofftemperatur des Lagers berechnet werden, siehe 7.6.5.3 und Tabelle 4. Die Temperaturen müssen nach den tatsächlich gemessenen Werten eingestellt werden (siehe Abschnitt 0 und 8.3.2). Für die nominelle Lebensdauer des Lagers sollte die relative Viskosität κ nach ISO 281 bestimmt werden. C.4 schlägt genauere Verfahren für den Vergleich von Filmdicken zwischen verschiedenen Schmierstoffen vor.

Die mittlere Strömungstemperatur des Öls ist die eingeschwungene Betriebstemperatur des Öls nach den Festlegungen in 7.6.5.1. Die Öleinlasstemperatur ist die eingeschwungene Temperatur am Einlasskanal des Getriebes. Wenn die mittlere Strömungstemperatur des Öls oder die Öleinlasstemperatur unbekannt ist, sollte eine Temperatur von 5 K unter der vom Hersteller der Windturbine angegebenen Abschalttemperatur benutzt werden.

Tabelle 4 – Temperatur des Lagerschmierstoffes zur Berechnung der relativen Viskosität κ

Ort des Lagers	Schmierstofftemperatur für Lager mit Tauchschmierung, K	Schmierstofftemperatur für Lager mit Druckschmierung, K
schnelllaufende Welle	mittlere Strömungstemperatur des Öls +15 K	Öleinlasstemperatur +5 K
schnelllaufende Zwischenwelle	mittlere Strömungstemperatur des Öls +10 K	Öleinlasstemperatur +5 K
langsamlaufende Zwischenwelle	mittlere Strömungstemperatur des Öls +5 K	Öleinlasstemperatur
Planet	mittlere Strömungstemperatur des Öls +5 K	Öleinlasstemperatur
langsamlaufende Welle	mittlere Strömungstemperatur des Öls	Öleinlasstemperatur

Die Öleinlasstemperatur und die mittlere Strömungstemperatur des Öls müssen bei vom Hersteller der Windturbine durchgeführten Vor-Ort-Prüfungen nachgewiesen werden. Die Ergebnisse des Temperaturnachweises müssen bei der Entwurfsvalidierung erläutert werden (Abschnitt 0).

Getriebehersteller, Hersteller der Windturbine und Lagerhersteller müssen vereinbaren, an welchen Lagern in der Turbine eine Temperaturüberwachung durchgeführt wird. Sie müssen außerdem Grenzwerte für die Abschaltung sowie Handlungen des Steuersystems vereinbaren, falls diese Grenzwerte überschritten werden.

7.3.7.3 Schmierstoffparameter

Schmierstoffparameter werden vom Schmierstoffhersteller zur Verfügung gestellt. Die Werte dürfen nach AGMA 925 oder GFT 3 angenähert werden.

Die Schmierungsbedingungen an den Berührungsstellen des Lagers werden durch die Eigenschaften des Schmierstoffes bestimmt.

Zwei Einflussparameter sind:

- das Viskositätsverhalten als Funktion der Temperatur. Die Viskositätseigenschaften werden vom Öllieferanten bei 40 °C und bei 100 °C jedes Schmierstoffes festgelegt oder bei 40 °C mit VI (Viskositätsindex) angegeben. Die Ölviskosität ist bei PAG gewöhnlich höher als bei PAO und bei diesen wiederum höher als bei Mineralölen.
- das Verhalten des Druck-Viskositätskoeffizienten als Funktion der Temperatur. Der Druck-Viskositätskoeffizient α wird auf der Basis der Viskositätseigenschaften bestimmt, die vom Öllieferanten und in der Norm AGMA 925-A03 zur Verfügung gestellt werden. Der Druck-Viskositätskoeffizient bezieht sich auf das Verhältnis zwischen der Belastung, die auf den Ölfilm in der Tragzone wirkt (Druck), und der Dicke des Ölfilms (Viskosität) bei dieser Belastung, wenn alle anderen Faktoren (Werkstoff, Temperatur, Geometrie, Drehzahl, Belastung) konstant sind. Der Druck-Viskositätskoeffizient als Funktion der Temperatur ist für Mineralöle gewöhnlich höher und steiler als für PAO- und PAG-Schmierstoffe.

Die EHL-Filmdicke, die den Kappa-Wert bestimmt, schwankt mit dem Druck-Viskositätskoeffizienten und der Ölviskosität als Funktion der Temperatur, wenn andere Parameter wie Geometrie, Elastizitätseigenschaften, Drehzahl und Belastung unveränderlich sind.

Es ist zu beachten, dass es im Temperaturbereich zwischen 65 °C und 90 °C, die typische Werte für Getriebekomponenten von Windturbinen darstellen, geringe Unterschiede zwischen PAO und Mineralöl gibt. In der Praxis wird der verstärkte Einfluss der Temperatur auf die Viskosität (höherer VI) von synthetischen Ölen durch den Nachteil des Druck-Viskositätskoeffizienten (geringerer Alpha-Wert) kompensiert. Daher kann die Verwendung der Normviskositätskurven für Mineralöle ($VI = 95$) für viele verschiedene Ölartern (mineralisch und synthetisch) allgemein als sichere Eingabe für die Berechnung von Kappa angesehen werden.

7.3.8 Berechnung der Bemessungsdaten

Lager müssen nach den in 7.3.8.1 und 7.3.8.2 angegebenen Verfahren bemessen werden. Diese Abschnitte enthalten einen empirischen Leitfaden, der aus Felderfahrungen abgeleitet wurde. Die berechneten Lagerlebensdauern gelten für den Vergleich verschiedener Möglichkeiten von Lagern und spiegeln nicht unbedingt die tatsächliche Lagerlebensdauer unter den eigentlichen Betriebsbedingungen wider.

C.5 enthält ein Beispiel für die Dokumentation des Prozesses und der Ergebnisse der Lebensdauerberechnungen.

7.3.8.1 Statische Bemessungsdaten

Der statische Sicherheitsbeiwert eines Lagers muss bei der festgelegten extremen Bemessungsbelastung 2,0 betragen, siehe 6.2.5.3.

Der statische Sicherheitsbeiwert muss mit der tatsächlichen inneren Lastverteilung an einem genauen Modell wie in ISO/TS 16281 berechnet werden. Das Verhältnis s_0 nach ISO 76 liefert eine Näherung.

7.3.8.2 Nominelle Lebensdauer

Die modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} muss nach ISO/TS 16281 berechnet werden. Die zulässige Ausfallwahrscheinlichkeit n muss vom Hersteller der Windturbine angegeben werden, sie muss aber kleiner oder gleich 10 sein. Die berechnete modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} muss der festgelegten Betriebslebensdauer für das Getriebe entsprechen oder diesen Wert übersteigen.

Wenn die kombinierte modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} größer ist als der 10fache Wert der kombinierten nominellen Referenzlebensdauer L_{nr} nach ISO/TS 16281, muss die kombinierte modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} auf $10 \times L_{nr}$ gesetzt werden.

Die Berechnungen müssen Bin-weise mit dem vom Windturbinenhersteller angegebenen Lastspektrum durchgeführt werden. Die kombinierte modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} muss mit Gleichung (3) berechnet werden:

$$L_{nmr} = a_1 \frac{\sum q_i}{\sum \frac{q_i}{L_{10mr,i}}} \quad (3)$$

Dabei ist

- L_{nmr} die kombinierte modifizierte nominelle Referenzlebensdauer in Stunden mit einer Zuverlässigkeit von $(100 - n) \%$;
- n die Zuverlässigkeit angegeben als Prozentwert der Ausfälle;
- a_1 der Faktor der Ausfallwahrscheinlichkeit für die Zuverlässigkeit nach ISO 281;
- $L_{10mr,i}$ die angegliche modifizierte nominelle Referenzlebensdauer für den i-ten Lastpegel mit einer Zuverlässigkeit von 90 % nach ISO/TS 16281;
- q_i der prozentuale Zeitanteil oder der prozentuale Umdrehungsanteil beim i-ten Lastpegel.

Unter Berücksichtigung der Flexibilität der Lagerumgebung kann es erforderlich sein, die Anzahl der Bins im Lastspektrum zu verringern, z. B. zur Vereinfachung der Datenverarbeitung. Das Verfahren der Verringerung der Last-Bins muss zwischen Lagerhersteller, Getriebehersteller und Hersteller der Windturbine vereinbart werden und zusammen mit den Ergebnissen der Lebensdauerberechnung dokumentiert werden. In C.2 werden Verfahren zur Verringerung der Anzahl der Bins in einem gegebenen Lastspektrum vorgeschlagen.

Die modifizierte nominelle Referenzlebensdauer L_{nmr} muss folgende Wirkungen einbeziehen:

- Radial-, Axial- und Momentlasten;
- innere Lagerkonstruktion;
- Betriebsinnenspiel;
- Elastizität von Lagern und Wellen;
- Traganteil der einzelnen Wälzkörper;
- Lastverteilung entlang der Wälzkörperlänge unter Berücksichtigung:
 - der tatsächlichen Wälzkörper- und Laufringprofile;
 - einer Verkürzung des Kontaktes zwischen Kugel und Laufring;
- Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur (siehe 7.3.7.3);
- Wirksamkeit des Additivsystems bei einem geringen κ -Wert nach ISO 281;
- Reinheit des Schmierstoffes beim Betrieb (siehe 7.3.7.1);

- Verlagerung der Getriebebelastung;
- Faktor des Traganteils K_{gamma} ;

und mithilfe des Faktors der Ausfallwahrscheinlichkeit a_1 auf die geforderte Zuverlässigkeit eingestellt werden.

Die Berechnung der modifizierten nominellen Referenzlebensdauer kann außerdem Rechenschaft über die Elastizität der Anordnung ablegen. Erweiterte Berechnungen können darüber hinaus zur Untersuchung der Anfälligkeit des Traganteils und der Lastverteilung gegen Versetzung und Fertigungsschwankungen benutzt werden. Die Ermittlung der Versetzung sollte mit einer statistischen Toleranzanalyse erfolgen. Es muss besonders auf die Vermeidung von übermäßigen Spannungsspitzen an den Wälzkörperenden und von Kontaktverkürzungen geachtet werden.

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer von Planetenlagern muss mit einer konstanten, repräsentativen Verlagerung der Getriebebelastung erfolgen, die der Getriebehersteller angibt. Die Verlagerung ist die Abstandsabweichung von der axialen Mittellage des Stirnrades aufgrund der resultierenden Einwirkung der Belastung. Berechnungen beim äquivalenten Drehmoment, beim größten Drehmoment und beim größten Kippdrehmoment müssen bestätigen, dass die angenommene konstante Verlagerung der Getriebebelastung für das gesamte Lastspektrum repräsentativ ist.

7.3.8.3 Kontaktspannung

Die Kontaktspannung bei der Miner-Summe der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung sollte die in Tabelle 5 angegebenen Werte nicht übersteigen. Die Kontaktspannung wird nach ISO/TS 16281 oder nach C.3 berechnet. Differenzen zwischen diesen Verfahren sollten zwischen Lagerhersteller, Getriebehersteller und Windturbinenhersteller gelöst werden. Die Ergebnisse einer erweiterten Kontaktanalyse nach ISO/TS 16281 werden bevorzugt.

Tabelle 5 – Leitwerte für die maximale Kontaktspannung bei der Miner-Summe der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung

Ort des Lagers	Drehzahlbereich $n \times D_{pw}$	maximale Kontaktspannung p_{max} in MPa
schnelllaufende Welle	150 000 – 430 000	1 300
schnelllaufende Zwischenwelle	25 000 – 220 000	1 650
langsamlaufende Zwischenwelle	10 000 – 60 000	1 650
Zwischenwelle des zentralen Ritzels	10 000 – 60 000	1 650
Zwischenwelle des Planetenrades	20 000 – 150 000	1 500
langsamlaufende Planetenwelle	10 000 – 60 000	1 500
langsamlaufende Welle	5 000 – 15 000	1 650
ANMERKUNGEN:		
1) Diese Leitwerte wurden aus Erfahrungen mit modernen Getriebekonstruktionen abgeleitet, bei denen der Drehzahlindex $n \times D_{pw}$ in den festgelegten Bereichen liegt.		
2) Die Leitwerte gelten für Lager, die aus modernem, gebräuchlichem, hochqualitativem, gehärtetem Stahl für Lager nach einer anerkannten Fertigungspraxis und im Wesentlichen mit einer üblichen Konstruktion hinsichtlich der Form der Wälzkontaktflächen hergestellt werden.		
3) Die Werte dieser Tabelle gelten für eine Betriebslebensdauer von 20 Jahren und müssen an Konstruktionen mit einer anderen Betriebslebensdauer angepasst werden.		
4) Im Allgemeinen gibt es für die Antriebswelle keine Ersatzlast.		

7.3.8.4 Anwendereigene nominelle Lebensdauer des Lagers

Obwohl ISO/TS 16281 das grundlegende Berechnungsverfahren angibt, dürfen für Vergleiche auch anwendereigene Berechnungsverfahren benutzt werden, die von vielen Lagerherstellern entwickelt wurden. Wenn anwendereigene Berechnungsverfahren angewendet werden, müssen die resultierenden Lagerlebensdauern mit den Werten für L_{nmr} verglichen werden, die mit den Verfahren in ISO/TS 16281 ermittelt wurden. Die

E DIN IEC 61400-4 (VDE 0127-4):2010-05

Werte der nominellen Lebensdauer und der Kontaktspannung, die mit den gleichen anwendereigenen Verfahren ermittelt werden, sollten außerdem mit den Werten in 7.3.8.2 sowie in Tabelle 5 und C.3 verglichen werden.

Entstehende Differenzen bei diesen Vergleichen sollten zwischen Lagerhersteller, Getriebehersteller und Hersteller der Windturbine diskutiert werden.

7.3.8.5 Durchdrehen

Bei niedrigen und vorübergehenden Belastungsbedingungen, die bei Windturbinen alltäglich sind, nimmt bei größeren Getrieben und Lagern eine mögliche Beschädigung von Lagern durch Durchdrehen zu. Solche Schäden können zu einem früheren Lagerausfall führen, als es die Berechnungen der nominellen Lebensdauer vorhersagen. Deshalb sollten solche Betriebsbedingungen bei der Auswahl der Lager berücksichtigt werden.

Dieser Aspekt muss zwischen Getriebehersteller, Lagerhersteller und Hersteller der Windturbine verhandelt werden.

Die Gefahr einer Beschädigung durch Durchdrehen wird durch Faktoren beeinflusst wie:

- Lagerkonstruktion und -größe einschließlich von Käfigkonstruktion, Käfigführung, Innengeometrie und Oberflächenzuständen von Wälzkörpern und Laufringen;
- Drehzahl;
- Beschleunigung;
- Änderungsgeschwindigkeit vom unbelasteten zum belasteten Zustand;
- Beiwerte des Schmierstoffes wie Menge, Viskosität, Temperatur und Additive;
- Betriebsinnenspiel;
- Größe und Ort der Tragzone einschließlich aller Vorspannungen;
- Elastizität des Trägers.

Unter diesen Bedingungen können Beschichtungen oder Oberflächenbehandlungen sinnvoll sein.

7.4 Wellen, Federn, Schiebekeile und Befestigungsmittel

7.4.1 Wellen

7.4.1.1 Festigkeit und Lebensdauerbemessung

Wellen müssen nach anerkannten Verfahren wie in DIN 743 oder ANSI/AGMA 6001-D97 ausgelegt sein. Bei den Festigkeitsberechnungen muss die Bemessungsbelastung für die entsprechende Welle benutzt werden. In Tabelle 6 sind die Mindestsicherheitsbeiwerte für die verschiedenen Verfahren festgelegt.

Tabelle 6 – Mindestsicherheitsbeiwerte für die verschiedenen Verfahren

	DIN 743	AGMA 6001
Betriebsfestigkeit	1,75	1,75
Fließgrenze	1,30	1,30

7.4.1.2 Werkstoffe

Werkstoffe für Ritzelwellen müssen die Anforderungen von 7.2 erfüllen. Werkstoffe für andere Wellen müssen eine ausreichende Härte besitzen, sodass sie die Anforderungen an die Festigkeit, die Bruchzähigkeit und die Oberflächenhärte erfüllen. Qualitätsanforderungen an diese Wellen müssen in Übereinstimmung mit dem entsprechenden Teil von ISO 683 festgelegt werden. Alle Wellen müssen nach der Vergütung entspannt werden.

7.4.1.3 Anschlaglöcher für Wellen

Zur Vereinfachung der Handhabung von Elementen des Antriebsstranges bei der Wartung sollten alle Wellenenden Gewindebohrungen besitzen, die der Aufnahme von Transportösen zum Anheben dienen.

7.4.2 Verbindungen zwischen Welle und Nabe

7.4.2.1 Federloser Sitz

Pressverbände ohne Federn (federloser Sitz) müssen nach ANSI/AGMA 6001-D97 oder DIN 7190 ausgeführt werden.

7.4.2.2 Pressverbände mit Federn

Pressverbände mit Federn müssen so ausgelegt sein, dass das größte Kippdrehmoment nur über den Pressverband übertragen wird. Bei der Berechnung dieses übertragbaren Kippdrehmomentes darf kein zusätzlicher Beitrag von Federn einbezogen werden.

7.4.2.3 Federn

Sämtliche Federn müssen nach ANSI/AGMA 6001-D97, DIN 6892 oder ISO/TR 13593 ausgelegt sein. Federnuten dürfen nicht in die Lagerzapfen hineinragen. Kreuzungsstellen von Federnuten mit Durchmesseränderungen sollten vermieden werden. Kanten von Federnuten sollten gleichmäßig entgratet oder abgerundet und frei von Kerben, Rillen oder scharfen Übergängen sein, die als Spannungsspitzen wirken können.

Alle Wellen müssen aus Stahl einer ausreichenden Härte hergestellt sein, um ein Feingefüge mit einer Festigkeit und einer Bruchzähigkeit zu erhalten, die die Anforderungen der Anwendung erfüllt.

Alle Wellen müssen eine Oberflächenhärte aufweisen, die den Festigkeitsanforderungen der Anwendung nach den Berechnungen nach ANSI/AGMA 6001-D97, DIN 6892 oder ISO/TR 13593 entspricht.

7.4.2.4 Federgeometrie

Feder, Welle und Nabe müssen nach DIN 6885-2 ausgelegt sein. Sämtliche Federn müssen mit einem Pressverband auf ihrer Welle sitzen.

7.4.3 Flexible Schiebekeile

Flexible Schiebekeile, die ein Drehmoment übertragen, müssen so ausgelegt sein, dass Passflächenkorrosion vermieden wird. Weitere Informationen zu diesem Thema sind im Abschnitt über innere Kupplungen in ANSI/AGMA 6123 enthalten.

Die Außen- und Innenverzahnung sollten einsatzgehärtet sein. Die Schmierung sollte ausreichend sein, so dass keine Passflächenkorrosion auftritt. Druckschmierung wird bevorzugt. Der Ölfluss durch die Verbindung muss so gerichtet sein, dass alle Abriebrückstände ausgespült werden, und Rückführungskanäle müssen das Öl zurück in den Sumpf leiten.

7.4.4 Wellendichtungen

Schnell- und langsamlaufende Wellen müssen Dichtungen zum Zurückhalten des Schmierstoffes und die passenden Elastomer-V-Ringdichtung zum Abhalten von Staub und Feuchtigkeit besitzen. Bei der Auslegung des Dichtungssystems müssen besonders das Axialspiel, Überhitzung, Wartung und deren Parameter beachtet werden. Dichtungswerkstoffe müssen mit dem festgelegten Schmierstoff und der Umgebung verträglich sein.

Dichtungen können eine begrenzte Lebensdauer haben, sodass die Dichtungsart und ihre erwartete Lebensdauer zwischen Getriebehersteller und Hersteller der Windturbine beraten werden sollten. Labyrinthdichtungen werden Lippendichtungen vorgezogen, weil Lippendichtungen eine relativ kurze Lebensdauer besitzen und schwer in die Turbine einzusetzen sind. Die Werkstoffe sollten keine Gefahr für Menschen oder Umgebung darstellen.

7.4.5 Befestigungsmittel

7.4.5.1 Allgemeine Anforderungen

Sämtliche Befestigungsmittel müssen die Festigkeitsklasse 8.8 oder besser aufweisen. Die Größe der Befestigungsmittel, das Anzugsdrehmoment und der Eingriff sollten ANSI/AGMA 6001-D97 entsprechen oder die Eignung durch Zertifizierungsprüfung nachgewiesen werden. Bei Beschlagteilen sollte möglichst auf genormte Größen und Oberflächenbearbeitungen zurückgegriffen werden. Bei Konzentration starker Belastungen müssen mitunter Beschlagteile mit hoher Festigkeit benutzt werden. Wenn die Festigkeitsklassen 10.9 oder 12.9 zur Übertragung der Belastungen erforderlich sind, müssen die folgenden Qualitätsanforderungen erfüllt werden.

Falls Beschlagteile aus Stählen mit hoher Zugfestigkeit (830 N/mm² und höher) galvanisch beschichtet werden, sollten strenge Qualitätsverfahren eingehalten werden, um Wasserstoffversprödung zu vermeiden. Wasserstoffversprödung führt zu geringer Verformbarkeit und damit zum Spalten von Muttern, Reißen von Unterlegscheiben und Abbrechen von Schraubenköpfen. Die Beschaffung von Beschlagteilen mit hoher Festigkeit muss bis zur Quelle zurückverfolgt werden. Ein Ersatz oder Veränderungen im Beschichtungsprozess müssen kontrolliert werden. Aus jedem hergestellten Los von Beschlagteilen muss eine Stichprobe entnommen und mit einer Spannungs-Dehnungs-Einrichtung geprüft werden.

7.4.5.2 Innere Befestigungsmittel

Vernieten oder Hämmern ist ein Verfahren zur Verbindung von Teilen miteinander für Anwendungen mit geringer Leistungsfähigkeit. Beim Vernieten werden durch eine örtliche Streckung zwei Teile in ihrer Lage gehalten. Dieses Verfahren ist nicht zulässig. Beschlagteile wie Gewindestifte, Bolzen, Muttern, Stifte und Armaturen müssen gesichert werden.

7.4.5.3 Gehäuseverbindungsstellen

Sämtliche Dichtungsmassen sind nach den Empfehlungen des Herstellers anzuwenden. Wenn das Gehäuse eine Trennungsebene zum Stirnradausbau besitzt, muss diese öldicht gehalten werden. O-Ringe und Dichtungsmassen müssen mit dem Schmierstoff verträglich sein. Gehäuse mit Trennungsebene müssen form-schlüssige Verriegelungen wie Passstifte besitzen. Lager dürfen nicht zur Zentrierung der Gehäuseteilung benutzt werden.

Verschraubte Gehäuseverbindungsstellen zwischen dem Hohlrad- und dem Gegengehäuse in Planetengetrieben erfordern eine besondere Auslegung, um eine Bewegung und ein Fressen zwischen den Bauteilen zu verhindern. Die Verbindungsstelle muss in der Lage sein, die maximale Betriebsbelastung durch Reibung beim zulässigen Schraubenanzug mit einer angemessenen Sicherheitsreserve aufzunehmen. Falls die Reibung nicht ausreicht, muss die Verbindungsstelle mit ausreichend vielen Vollbolzen befestigt werden, damit die maximale Betriebsbelastung ohne Überbeanspruchung des auf Druck beanspruchten Gehäusewerkstoffes an der Bolzenoberfläche aufgenommen werden kann. Bei dieser Berechnung darf der Beitrag der Reibung an der Verbindungsstelle nicht in die Tragfähigkeit des Bolzens eingerechnet werden.

Beim Entwurf einer Gehäuseverbindungsstelle sollten folgende Parameter berücksichtigt werden: Ebenheit, Position der Schrauben, Deformation, Fugendichtung, Anordnung von Gehäusehälften (Wiederholbarkeit der Montage), Senkbohrungen (für Schrauben), Gegenbohrungen, Verwendung von Abdeckungen als Lagerdeckel.

7.5 Konstruktionselemente

7.5.1 Einleitung

In diesem Abschnitt werden der Festigkeitsnachweis und die Durchbiegungsanalyse für Konstruktionselemente eines Windturbinengetriebes beschrieben.

Ein Konstruktionselement ist ein mechanisches Bauteil, das einen Bestandteil der Grundkonstruktion einer Windturbine oder eines Getriebes bildet. Es überträgt veränderliche und konstante Belastungen. Solche Teile sind üblicherweise nicht achsensymmetrisch (d. h. nicht rotationssymmetrisch).

Zahnradgetriebe, Wellen, Lager, Schrauben, Stifte, Kupplungen, Sprengringe (Federringe) und Federn werden in diesem Abschnitt nicht behandelt.

Der nachfolgend beschriebene Festigkeitsnachweis muss für folgende Bauteile durchgeführt werden:

- Drehmomentstütze;
- Planetenradträger;
- jedes andere Konstruktionsbauteil, das Hauptbelastungen überträgt.

Erläuterungen der Grundsätze der Zuverlässigkeit von Tragwerken können ISO 2394 entnommen werden.

Für den Festigkeitsnachweis der Konstruktionsbauteile sind sowohl Belastungs- als auch Schnittstellen- und Umgebungsdaten erforderlich. Die Schnittstellenbelastungen müssen nach der Beschreibung in 6.2.1 bestimmt werden.

Die Schnittstellendaten sind zur zahlenmäßigen Angabe der übertragenen Belastungen erforderlich und zur Auswahl der entsprechenden Randbedingungen für die Spannungsberechnungen.