

## Abschnitt 5

### Getriebe, Kupplungen

#### A. Allgemeines

##### 1. Geltungsbereich

**1.1** Die Vorschriften dieses Abschnittes gelten für Stirn-, Planeten- und Kegelradgetriebe sowie für Kupplungen aller Art, die in die Hauptantriebsanlage eingebaut werden sollen oder die für wichtige Hilfsmaschinen gemäß [Abschnitt 1, H.](#) bestimmt sind. Die hier niedergelegten Bemessungsvorschriften können auch für Getriebe und Kupplungen von anderen als in [Abschnitt 1, H.](#) genannten Hilfsmaschinen angewendet werden.

**1.2** Die Anwendung dieser Vorschriften auf die in 1.1 genannten Kupplungen von Hilfsmaschinen kann im allgemeinen auf die grundsätzliche Genehmigung der Kupplungstypen durch den GL beschränkt werden. Bezüglich der Auslegung von elastischen Kupplungen in Generatoraggregaten wird auf [G.2.6](#) verwiesen.

**1.3** Über die Bemessung von Getrieben und Kupplungen für Schiffe mit Eisklassen siehe [Abschnitt 13](#).

##### 2. Genehmigungsunterlagen

Dem GL sind Zusammenstellungs- und Schnittzeichnungen mit den erforderlichen Einzelteilzeichnungen und Stücklisten elektronisch über GLOBE<sup>1</sup> oder in Papierform in dreifacher Ausfertigung zur Genehmigung einzureichen. Sie müssen mit allen für die Nachrechnung der Beanspruchungen erforderlichen Angaben versehen sein. GLOBE ist dabei die bevorzugte Form der Einreichung.

#### B. Werkstoffe

##### 1. Zugelassene Werkstoffe

**1.1** Wellen, Ritzel, Räder und Radbandagen von Getrieben in der Hauptantriebsanlage sind vorzugsweise aus geschmiedetem Stahl herzustellen. Für flanschlose, glatte Wellen kann auch gewalzter Rundstahl verwendet werden. Radkörper von Getrieberädern können aus Grauguss<sup>2</sup>, Gusseisen mit Kugelgraphit oder in geschweißter Konstruktion aus Stahlblechen mit Naben aus Stahl oder Stahlguss hergestellt werden.

Für die Werkstoffe von Verzahnungen sind die Anforderungen gemäß ISO 6336, Teil 5 zu beachten.

**1.2** Kupplungen in der Hauptantriebsanlage müssen aus Stahl, Stahlguss oder aus Gusseisen mit Kugelgraphit mit vorwiegend ferritischem Grundgefüge hergestellt werden. Für gering beanspruchte Außenteile von Kupplungen sowie für die Laufräder und Schalen von hydraulischen Schlupfkupplungen können auch Grauguss oder geeignete Aluminium-Gusslegierungen zugelassen werden.

**1.3** Für Getriebe von betriebswichtigen Hilfsmaschinen nach [Abschnitt 1, H.](#) gelten die gleichen Anforderungen wie nach [1.1](#) bezüglich der verwendeten Werkstoffe. Für Getriebe, die für andere als in [Abschnitt 1, H.](#) genannte Hilfsmaschinen verwendet werden, können andere Werkstoffe zugelassen werden.

**1.4** Kupplungskörper von elastischen Kupplungen in betriebswichtigen Hilfsmaschinen nach [Abschnitt 1, H.](#) können im allgemeinen aus Grauguss, die äußeren Kupplungskörper auch aus einer geeigneten Aluminiumlegierung hergestellt werden. Für Stromerzeugungs-Aggregate sollen bevorzugt Kupplungskörper aus Gusseisen mit Kugelgraphit mit vorwiegend ferritischem Grundgefüge, Stahl oder Stahlguss verwendet werden, um sicherzustellen, dass die Kupplungen imstande sind, dem aus einem Kurzschluss resultierenden Stoßmoment zu widerstehen. Der GL behält sich vor, ähnliche Anforderungen für Kupplungen von besonderen Hilfsantrieben zu stellen.

##### 2. Werkstoffprüfung

Alle an der Übertragung des Drehmomentes beteiligten Bauteile von Getrieben und Kupplungen, die in die Hauptantriebsanlage eingebaut werden sollen, sind unter Aufsicht des GL gemäß den Vorschriften II – Werkstoffe und Schweißtechnik, Teil 1 – Metallische Werkstoffe zu prüfen und es ist ein GL-Werkstoffzertifikat erforderlich. Dasselbe gilt für die Werkstoffe der an der Übertragung des Drehmomentes maßgeblich beteiligten Bauteile von Getrieben und Kupplungen von Generatoren.

Über die Werkstoffe der wesentlichen Bauteile von Kupplungen und Getrieben aller übrigen betriebswichtigen Hilfsmaschinen gemäß [Abschnitt 1, H.](#) sind geeignete Nachweise zu erbringen. Dieser Nachweis kann durch ein Abnahmeprüfzeugnis des Stahlherstellers erfolgen.

<sup>1</sup> Ausführliche Informationen über GLOBE sind auf der Internetseite des GL [www.gl-group.com/globe](http://www.gl-group.com/globe) zu finden.

<sup>2</sup> Die Umfangsgeschwindigkeit gusseiserner Getrieberäder soll im Allgemeinen 60 m/s, die von gusseisernen Kupplungsschalen 40 m/s nicht überschreiten.

**Tabelle 5.1 Mindestsicherheiten für Flanken- und Zahnfußbeanspruchung**

Fall	Anwendungsfall	Randbedingungen	$S_H$	$S_F$
1.1	Getriebe in Schiffsantriebsanlagen und Generatorantrieben	Modul $m_n \leq 16$	1,3	1,8
1.2		Modul $m_n > 16$	$0,024 m_n + 0,916$	$0,02 m_n + 1,48$
1.3		Bei zwei voneinander unabhängigen Hauptantrieben bis zu einem Eingangsdrehmoment von 8000 Nm	1,2	1,55
2.1	Getriebe in dynamisch beanspruchten Hilfsantrieben		1,2	1,4
2.2	Getriebe in Hilfsantrieben zur dynamischen Positionierung (Klassenzusatz <b>DP</b> )		1,3	1,8
2.3	Getriebe in statisch beanspruchten Hilfsantrieben	$N_L \leq 10^4$	1,0	1,0

**Anmerkung:**  
Wenn die Dauerbiegefestigkeit des Zahnfußes durch Anwendung besonderer, vom GL anerkannter Verfahren, z. B. des Kugelstrahlens, erhöht wird, kann für Modul  $m_n \leq 10$  bei einsatzgehärteten Verzahnungen die Mindestsicherheit  $S_F$  in Abstimmung mit dem GL bis zu 15 % reduziert werden.

**C. Tragfähigkeitsberechnung von Stirn- und Kegelradverzahnungen**

**1. Allgemeines**

**1.1** Durch Tragfähigkeitsberechnungen nach den internationalen Normen ISO 6336, ISO 9083 oder DIN 3990 für Stirnradverzahnungen bzw. ISO 10300 oder DIN 3991 für Kegelradverzahnungen ist für Haupt- und Hilfsgetriebe in Schiffsantriebsanlagen eine ausreichende Verzahnungstragfähigkeit bei Einhaltung der in [Tabelle 5.1](#) geforderten Sicherheiten bezüglich Flanken- und Zahnfußbeanspruchungen nachzuweisen.

**1.2** Für Getriebe in der Hauptantriebsanlage ist der Nachweis einer ausreichenden Zahnfuß- und Zahnflankenfestigkeit nach den Formeln dieses Abschnittes an die Voraussetzung gebunden, dass die Verzahnungsgenauigkeit den Anforderungen für eine ausreichende Laufruhe des Getriebes entspricht und eine gute Ausnutzung der dynamischen Belastbarkeit der Verzahnung herbeiführt.

Hierfür soll die Größe der Teilungs-Einzelabweichung  $f_p$  und der Profil-Gesamtabweichung  $F_f$  für Umfangsgeschwindigkeiten am Teilkreis unter 25 m/s im Allgemeinen mindestens der Qualität 5 nach DIN 3962 bzw. 4 nach ISO 1328, für höhere Umfangsgeschwindigkeiten im Allgemeinen mindestens der Qualität 4 nach DIN 3962 bzw. 3 nach ISO 1328 entsprechen. Die gesamten Flankenlinien-Winkelabweichungen  $f_{H\beta}$  sollen mindestens der Qualität 5 nach DIN 3962, die zulässigen Abweichungen von der Parallelität der Getriebewellen sollen mindestens der Qualität 5 nach DIN 3964 bzw. 4 nach ISO 1328 entsprechen.

Die Oberflächenrauigkeit  $R_z$  der Zahnflanken soll bei gefrästen oder gestoßenen Verzahnungen vor dem Einlauf im Allgemeinen nicht größer als 10  $\mu\text{m}$  sein. In den Fällen wo das Zahnprofil durch z. B. Schleifen

oder Läppen erzielt wird, soll die Oberflächenrauigkeit im Allgemeinen nicht größer als 4  $\mu\text{m}$  sein. Der Zahnfußausrundungsradius  $\rho_{a0}$  am Werkzeug - Bezugsprofil soll mindestens  $0,25 \cdot m_n$  betragen.

Der GL behält sich vor, einen Nachweis über die Herstellungsgenauigkeit der infrage kommenden Verzahnungsmaschinen sowie eine Verfahrensprüfung für das angewendete Härtingungsverfahren der Verzahnung zu verlangen.

**1.3** Die für eine Tragfähigkeitsnachrechnung erforderlichen Eingabedaten sind in [Tabelle 5.2](#) zusammengefasst.

**2. Formelzeichen, Benennungen und Zusammenstellung der Eingabedaten**

**2.1 Indizes**

- 1 = Ritzel
- 2 = Rad
- m = Zahnmitte
- n = Normalschnitt
- t = Stirnschnitt
- 0 = Werkzeug

**2.2 Parameter**

- a = Achsabstand [mm]
- b = Zahnbreite [mm]
- $b_{eh}$  = effektive Zahnbreite (Kegelrad) [mm]
- $Bz_0$  = Maß BZ im Werkzeug [mm]
- d = Teilkreisdurchmesser [mm]
- $d_a$  = Kopfkreisdurchmesser [mm]
- $d_f$  = Fußkreisdurchmesser [mm]

Tabelle 5.2    Zusammenstellung der Eingabedaten für die Tragfähigkeitsnachrechnung

<b>Werft / Neubau Nr.</b>				<b>Reg. Nr.</b>				
<b>Hersteller</b>				<b>Typ</b>				
<b>Verwendung</b>				Stirnrad <input type="checkbox"/>		Kegelrad <sup>1</sup> <input type="checkbox"/>		
Nennleistung	P		kW	Eisklasse			–	
Drehzahl	n <sub>1</sub>		1/min	Anzahl Planeten			–	
Anwendungsfaktor	K <sub>A</sub>		–	Dynamikfaktor	K <sub>V</sub>		–	
Breitenfaktoren	K <sub>Hβ</sub>		–	Lastverteilungsfaktor	K <sub>γ</sub>		–	
	K <sub>Hβ</sub> ·be <sup>-1</sup>		–		Stirnfaktoren	K <sub>Hα</sub>		–
	K <sub>Fβ</sub>		–			K <sub>Fα</sub>		–
<b>Geometrische Daten</b>		Ritzel	Rad	<b>Werkzeug Daten</b>		Ritzel	Rad	
Zähnezahl	z		–	Profilverschiebungsfaktor	x/x <sub>hm</sub> <sup>1</sup>		–	
Normalmodul	m <sub>n</sub> /m <sub>nm</sub> <sup>1</sup>		mm	Zahndickenänderungsfaktor	x <sub>sm</sub> <sup>1</sup>		–	
Normaleingriffswinkel	α <sub>n</sub>		°	Kopfabrundungsfaktor	ρ <sub>a0</sub> *		–	
Achsabstand	a		mm	Kopfhöhenfaktor	h <sub>a0</sub> *		–	
Achsenwinkel	Σ <sup>1</sup>		°	Fußhöhenfaktor	h <sub>f0</sub> *		–	
Traganteil	b <sub>eh</sub> /b <sup>1</sup>		–	Fußformhöhenfaktor	h <sub>Ff0</sub> *		–	
Schrägungswinkel	β/β <sub>m</sub> <sup>1</sup>		°	Protuberanz	pr		mm	
				Protuberanzwinkel	α <sub>pr</sub>		°	
Zahnbreite	b		mm	Bearbeitungszugabe	q		mm	
Kopfkreis-Ø	d <sub>a</sub>		mm	Maß im Werkzeug	Bz <sub>0</sub>		mm	
Fußkreis-Ø	d <sub>fe</sub>		mm	Abmaß-Toleranzreihe			–	
<b>Schmieröldata</b>				<b>Verzahnungsqualität</b>				
kin. Viskosität 40 °C	v <sub>40</sub>		mm <sup>2</sup> /s	Qualität nach DIN	Q		–	
kin. Viskosität 100 °C	v <sub>100</sub>		mm <sup>2</sup> /s	gemittelte Flankenrauigkeit	R <sub>ZH</sub>		µm	
Öltemperatur	θ <sub>oil</sub>		°C	gemittelte Fußrauigkeit	R <sub>ZF</sub>		µm	
FZG Kraftstufe			–	Flankenlinienabweichung	F <sub>βx</sub>		µm	
<b>Materialdaten</b>				Eingriffsteilungsabweichung				
Material				Profilformabweichung	f <sub>f</sub>		µm	
Dauerfestigkeit Flanke	σ <sub>H lim</sub>		N/mm <sup>2</sup>	Datum:  Unterschrift:				
Dauerfestigkeit Fuß	σ <sub>F lim</sub>		N/mm <sup>2</sup>					
Flankenhärte			HV					
Kernhärte			HV					
Wärmebehandlung			–					
<sup>1</sup> Angaben für Kegelräder								

$F_t$ = Nenn-Umfangskraft [N]	$Y_S$ = Spannungskorrekturfaktor [–]
$F_{\beta x}$ = Flankenliniengesamtabweichung [ $\mu\text{m}$ ]	$Y_{ST}$ = Spannungskorrekturfaktor Standard-Referenz-Prüfräder [–]
$f_{pe}$ = Eingriffsteilungsfehler [ $\mu\text{m}$ ]	$Y_X$ = Größenfaktor Zahnfußfestigkeit [–]
$f_f$ = Profilformabweichung [ $\mu\text{m}$ ]	$Y_\beta$ = Schrägenwinkelfaktor (Zahnfuß) [–]
$h_{a0}^*$ = Kopfhöhenfaktor am Werkzeugbezugsprofil [–]	$z$ = Zähnezahl [–]
$h_{f0}^*$ = Fußhöhenfaktor am Werkzeugbezugsprofil [–]	$Z_E$ = Elastizitätsfaktor [–]
$h_{FP0}^*$ = Fußformhöhenfaktor am Werkzeugbezugsprofil [–]	$Z_H$ = Flankenformfaktor [–]
$K_A$ = Anwendungsfaktor [–]	$Z_L$ = Schmierstofffaktor [–]
$K_{F\alpha}$ = Stirnlastfaktor (Zahnfuß) [–]	$Z_{NT}$ = Lebensdauerfaktor (Flanke) [–]
$K_{F\beta}$ = Breitenfaktor (Zahnfuß) [–]	$Z_v$ = Geschwindigkeitsfaktor (Flanke) [–]
$K_{H\alpha}$ = Stirnlastfaktor (Flanke) [–]	$Z_R$ = Rauheitsfaktor (Flanke) [–]
$K_{H\beta}$ = Breitenfaktor (Flanke) [–]	$Z_W$ = Werkstoffpaarungsfaktor [–]
$K_{H\beta-be}$ = Lagerungsfaktor (Kegelrad) [–]	$Z_X$ = Größenfaktor (Flanke) [–]
$K_v$ = Dynamikfaktor [–]	$Z_\beta$ = Schrägenfaktor (Flanke) [–]
$K_\gamma$ = Lastverteilungsfaktor [–]	$Z_\epsilon$ = Überdeckungsfaktor (Flanke) [–]
$m_n$ = Modul im Normalschnitt [mm]	$\alpha_n$ = Normaleingriffswinkel [°]
$m_{nm}$ = Mittlerer Normalmodul (Kegelrad) [mm]	$\alpha_{pr}$ = Protuberanzwinkel [°]
$n$ = Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\beta$ = Zahnschrägungswinkel [°]
$N_L$ = Lastwechselzahl [–]	$\beta_m$ = mittlerer Zahnschrägungswinkel (Kegelrad) [°]
$P$ = Leistung [kW]	$\vartheta_{oil}$ = Öltemperatur [°C]
$pr$ = Protuberanz am Werkzeug [mm]	$\nu_{40}$ = Kinematische Viskosität bei 40°C [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]
$Q$ = Verzahnungsqualität, nach DIN [–]	$\nu_{100}$ = Kinematische Viskosität bei 100°C [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]
$q$ = Bearbeitungszugabe [mm]	$\rho_{a0}^*$ = Kopfabrundungsfaktor am Werkzeugbezugsprofil [–]
$R_a$ = arithmetischer Mittenrauwert [ $\mu\text{m}$ ]	$\Sigma$ = Achsenwinkel (Kegelrad) [°]
$R_{zF}$ = gemittelte Rautiefe (Zahnfuß) [ $\mu\text{m}$ ]	$\sigma_F$ = Zahnfußbiegespannung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$R_{zH}$ = gemittelte Rautiefe (Flanke) [ $\mu\text{m}$ ]	$\sigma_{FE}$ = Zahnfuß Grundfestigkeit [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$S_F$ = Sicherheitsfaktor (Zahnfuß) [–]	$\sigma_{FG}$ = Zahnfuß Grenzfestigkeit [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$S_H$ = Sicherheitsfaktor (Flanke) [–]	$\sigma_{F0}$ = Zahnfuß Nennspannung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$T$ = Drehmoment [Nm]	$\sigma_{F\lim}$ = Dauerfestigkeit (Zahnfuß) [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$u$ = Zähnezahlverhältnis [–]	$\sigma_{FP}$ = Zulässige Zahnfußbiegespannung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$x$ = Profilverschiebungsfaktor [–]	$\sigma_H$ = Flankenpressung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$x_{hm}$ = Profilverschiebungsfaktor (Kegelrad) [–]	$\sigma_{HG}$ = Grübchen Grenzfestigkeit [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$x_{sm}$ = Zahndickenänderungsfaktor (Kegelrad) [–]	$\sigma_{H\lim}$ = Dauerfestigkeit (Flanke) [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$Y_F$ = Zahnformfaktor (Zahnfuß) [–]	$\sigma_{HP}$ = zulässige Flankenpressung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$Y_{NT}$ = Lebensdauerfaktor (Zahnfuß) [–]	$\sigma_{H0}$ = Nominelle Flankenpressung [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]
$Y_{\delta\text{rel}T}$ = Relative Stützziffer Prüfrad [–]	
$Y_{R\text{rel}T}$ = Relativer Oberflächenfaktor [–]	

### 3. Einflussfaktoren für die Beanspruchungs- ermittlung

#### 3.1 Anwendungsfaktor $K_A$

Der Anwendungsfaktor  $K_A$  berücksichtigt die Erhöhung des Nenn Drehmoments durch überlagerte dynamische oder stoßartige Lasten.  $K_A$  wird für Haupt- und Hilfsanlagen nach Tabelle 5.3 ermittelt.

**Tabelle 5.3 Anwendungsfaktoren**

Art der Anlage	$K_A$
<b>Hauptmaschine:</b>	
Turbinen- und E-Antriebe	1,1
Dieselmotorenantriebe mit hydraulischer Kupplung zwischen Motor und Getriebe	1,1
Dieselmotorenantriebe mit hochelastischer Kupplung zwischen Motor und Getriebe	1,3
Dieselmotorenantriebe ohne elastische Kupplung zwischen Motor und Getriebe	1,5
Generatorantriebe	1,5
<b>Hilfsmaschine:</b>	
Querstrahler mit E-Antrieb	1,1 (20000 h) <sup>1</sup>
Querstrahler mit Dieselmotorantrieb	1,3 (20000 h) <sup>1</sup>
Ankerwinden	0,6 (300 h) <sup>1</sup> 2,0 (20 h) <sup>2</sup>
Kombinierte Anker- und Verholwinden	0,6 (1000 h) <sup>1</sup> 2,0 (20 h) <sup>2</sup>
<sup>1</sup> Anzunehmende Betriebsstunden <sup>2</sup> Anzunehmende Maximalbelastung für Ankerwinden Für andere Anlagentypen ist $K_A$ gesondert festzusetzen.	

#### 3.2 Lastverteilungsfaktor $K_\gamma$

Der Lastverteilungsfaktor  $K_\gamma$  berücksichtigt Abweichungen in der Lastaufteilung z.B. bei Getrieben mit Zwei- oder Mehrfach-Lastverzweigungen oder Planetengetrieben mit mehr als 3 Planeten.

Für Planetengetriebe gelten folgende Werte:

Getriebe mit

- bis zu 3 Planeten  $K_\gamma = 1,0$
- 4 Planeten  $K_\gamma = 1,2$
- 5 Planeten  $K_\gamma = 1,3$
- 6 Planeten  $K_\gamma = 1,6$

Bei Getrieben ohne Lastverzweigung wird  $K_\gamma = 1,0$  gesetzt.

Für alle andere Fälle ist  $K_\gamma$  mit dem GL abzustimmen.

#### 3.3 Breitenfaktoren $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$

Die Breitenfaktoren berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Lastverteilung über die Zahnflanke auf die Flankenpressung ( $K_{H\beta}$ ) und auf die Zahnfußbeanspruchung ( $K_{F\beta}$ ).

Bei Vorliegen von Flankenkorrekturen, die durch anerkannte Berechnungsverfahren ermittelt worden sind, können die  $K_{H\beta}$ - und  $K_{F\beta}$ -Werte vorgegeben werden. Hierbei ist den besonderen Betriebsbedingungen des Schiffsbetriebes auf die Lastverteilung Rechnung zu tragen.

#### 3.4 Stirnlastfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$

Die Stirnlastfaktoren  $K_{H\alpha}$  und  $K_{F\alpha}$  berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Kraftaufteilung mehrerer gleichzeitig im Eingriff befindlicher Zahnpaare.

Für Getriebe in Hauptantriebsanlagen mit Verzahnungsqualität gemäß 1.2 kann  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0$  gesetzt werden. Für andere Getriebe sind die Stirnlastfaktoren nach den in 1.1 definierten DIN/ISO Normen zu ermitteln.

### 4. Zahnflankenbeanspruchung

4.1 Die errechnete Zahnflankenbeanspruchung  $\sigma_H$  soll die zulässige Flankenbeanspruchung  $\sigma_{HP}$  (Hertz'sche Flankenpressung) nicht überschreiten.

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (5.1)$$

$$\text{mit } \sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

4.2 Die zulässige Flankenbeanspruchung  $\sigma_{HP}$  soll gegen die Grenzfestigkeit  $\sigma_{HG}$ , die sich aus der werkstoffabhängigen Dauerfestigkeit  $\sigma_{Hlim}$  nach Tabelle 5.4<sup>3</sup> unter Berücksichtigung der Einflußfaktoren  $Z_{NT}$ ,  $Z_L$ ,  $Z_V$ ,  $Z_R$ ,  $Z_W$ ,  $Z_X$  ergibt, eine Sicherheit  $S_H$  gemäß Tabelle 5.1 aufweisen.

**Tabelle 5.4 Dauerfestigkeitswerte<sup>3</sup> für die Flankenpressung  $\sigma_{Hlim}$**

Werkstoff	$\sigma_{Hlim}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
Einsatzstahl, einsatzgehärtet	1500
Nitrierstahl, gasnitriert	1250
legierter Vergütungsstahl, bad- oder gasnitriert	850 - 1000
legierter Vergütungsstahl, induktionsgehärtet	0,7 HV10 + 800
legierter Vergütungsstahl	1,3 HV10 + 350
unlegierter Vergütungsstahl	0,9 HV10 + 370
Baustahl	1,0 HB + 200
Stahlguss, Gusseisen mit Kugelgraphit	1,0 HB + 150

<sup>3</sup> Für Einsatzstähle mit nachgewiesener Qualität können in Abstimmung mit dem GL erhöhte Dauerfestigkeitswerte zugelassen werden.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_H} \quad (5.2)$$

mit  $\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$

### 5. Zahnfußbiegebeanspruchung

5.1 Die errechnete maximale Zahnfußbiegung  $\sigma_F$  soll die zulässige Zahnfußbiegung  $\sigma_{FP}$  nicht überschreiten.

Die Zahnfußbiegebeanspruchung ist für Ritzel und Rad getrennt zu berechnen.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\gamma \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (5.3)$$

mit  $\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta$

5.2 Die zulässige Zahnfußbiegebeanspruchung  $\sigma_{FP}$  soll gegen die Grenzfestigkeit  $\sigma_{FG}$ , die sich aus der werkstoffabhängigen Zahnfußdauerfestigkeit  $\sigma_{FE}$  bzw.  $\sigma_{Flim}$  nach Tabelle 5.5<sup>3</sup> unter Berücksichtigung von Spannungskorrekturfaktoren  $Y_{ST}$ ,  $Y_{NT}$ ,  $Y_{\delta rel T}$ ,  $Y_{R rel T}$ ,  $Y_X$  ergibt, eine Sicherheit  $S_F$  gemäß Tabelle 5.1 aufweisen

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_F} \quad (5.4)$$

mit  $\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X$

**Tabelle 5.5 Dauerfestigkeitswerte<sup>3</sup> für die Zahnfußbiegung  $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$  mit  $Y_{ST} = 2$**

Werkstoff	$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
Einsatzstahl, einsatzgehärtet	860 - 920
Nitrierstahl, gasnitriert	850
legierter Vergütungsstahl, bad- oder gasnitriert	740
legierter Vergütungsstahl, induktionsgehärtet	700
legierter Vergütungsstahl	0,8 HV10 + 400
unlegierter Vergütungsstahl	0,6 HV10 + 320
Baustahl	0,8 HB + 180
Stahlguss, Gusseisen mit Kugelgraphit	0,8 HB + 140

**Anmerkung:** Für wechselseitig beanspruchte Verzahnungen sind nur 70 % dieser Werte zulässig

### D. Getriebewellen

#### 1. Minstdurchmesser

Wellen von Wende- und Untersetzungsgetrieben sind nach folgender Formel zu berechnen:

$$d \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right]}} \cdot C_w \quad (5.5)$$

für  $\frac{d_i}{d_a} \leq 0,4$

kann  $\left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right] = 1,0$  gesetzt werden

d = erforderlicher Außendurchmesser der Welle [mm]

$d_i$  = Innendurchmesser bei Hohlwellen [mm]

$d_a$  = ausgeführter Wellendurchmesser [mm]

P = Antriebsleistung der Welle [kW]

n = Drehzahl der Welle [min<sup>-1</sup>]

F = Faktor für die Art des Antriebes [-]

= 95 für Turbinenanlagen, elektrische Antriebe und Motoranlagen mit Schlupfkupplungen

= 100 für alle übrigen Antriebsanlagen. Der GL behält sich vor, höhere F-Werte festzulegen, wenn dies aufgrund der Belastungsverhältnisse der Anlage erforderlich erscheint.

$C_w$  = Werkstofffaktor nach Formel (2) in Abschnitt 4, jedoch soll für Radwellen kein höherer Wert als  $R_m = 800 \text{ N/mm}^2$  eingesetzt werden [-].

Bei Ritzelwellen kann die vorhandene Zugfestigkeit eingesetzt werden.

k = 1,10 für Getriebewellen [-]

= 1,15 für Getriebewellen [-]

im Bereich des Ritzel- oder Radkörpers, wenn diese mittels Passfeder auf der Welle befestigt sind und für Vielkeilwellen.

Höhere k-Werte können vom GL festgelegt werden, wenn aufgrund der Lageranordnung, der Gehäusekonstruktion, der Zahnkräfte etc. mit erhöhten Biegebeanspruchungen in der Welle gerechnet werden muss.

### E. Ausrüstung

#### 1. Ölstandsanzeige

Für die Kontrolle des Schmierölstandes von Haupt- und Hilfsgetrieben müssen Einrichtungen vorhanden sein, mit denen der Ölstand festgestellt werden kann.

## 2. Druck- und Temperaturüberwachung

Zur Überwachung des Schmieröldruckes und der Schmieröltemperatur hinter dem Schmierölkühler, vor dem Eintritt des Öles in das Getriebe sind Temperatur- und Druckanzeigen vorzusehen.

Gleitlager sind auch mit Temperaturanzeigen auszurüsten.

Werden Getriebe mit Wälzlagern ausgerüstet, so ist eine Temperaturanzeige an geeigneter Stelle vorzusehen. Bei Getrieben bis 2000 kW können Sonderregelungen mit dem GL vereinbart werden.

Für Schiffe mit automatisierten Maschinenanlagen sind die Anforderungen von den GL-Vorschriften in [Automation \(I-1-4\)](#) zu beachten.

## 3. Schmierölpumpen

Angehängte Schmierölpumpen müssen am Getriebe zugänglich angebracht und auswechselbar sein.

Bezüglich der vorzusehenden Pumpen wird auf [Abschnitt 11, H.3.](#) verwiesen.

## 4. Getriebegehäuse

Die Gehäuse von Getrieben in der Hauptantriebsanlage und von betriebswichtigen Hilfsmaschinen sind mit aufnehmbaren Schaudeckeln zu versehen, die eine Besichtigung der Verzahnungen, das Messen des Drucklagerspiels und die Reinigung des Ölsumpfes ermöglichen.

## 5. Getriebefundamentierung

Die Fundamentierung von Getrieben auf Stahlpassstücken oder Gießharzpassstücken ist entsprechend den GL [Richtlinien für die maschinenbauliche Fundamentierung von Antriebs- und Hilfsmaschinenanlagen \(VI-4-3\)](#) auszuführen.

Bei Gießharzfundamentierungen muss der Schub über Stopper aufgenommen werden. Das gleiche gilt für Gießharzfundamentierungen von separaten Drucklagern.

## F. Auswuchten und Prüfungen

### 1. Auswuchten

**1.1** Getrieberäder, Ritzel, Wellen, Kupplungen und ggf. auch schnelldrehende elastische Kupplungen müssen in gut ausbalanciertem Zustand zusammengebaut werden.

**1.2** Die im Allgemeinen zulässige Restunwucht U je Ausgleichsebene von Getrieben, bei denen aufgrund der Herstellungsart und der Betriebs- und Belastungsverhältnisse ein statisches oder dynamisches Ausbalancieren erforderlich ist, kann nach der Formel

$$U = \frac{9,6 \cdot Q \cdot G}{z \cdot n} \text{ [kgmm]} \quad (5.6)$$

bestimmt werden.

G = Masse des Wuchtkörpers [kg]

n = Betriebsdrehzahl des Wuchtkörpers [ $\text{min}^{-1}$ ]

z = Anzahl der Ausgleichsebenen [-]

Q = Auswucht-Gütestufe [-]

= 6,3 für Getriebewellen, Ritzel und Kupplungskörper von Motorgetrieben

= 2,5 für Torsionswellen und Kupplungen, Ritzel und Räder von Turbinengetrieben

## 2. Prüfung von Getrieben

### 2.1 Prüfungen im Herstellerwerk

Getriebe für Hauptantriebsanlagen und betriebswichtige Hilfsmaschinen nach [Abschnitt 1, H.](#) sind dem GL im Herstellerwerk nach erfolgter Werkstoff- und Bauteilprüfung zur Endbesichtigung und Funktionsprüfung vorzustellen. Bezüglich der Abnahme von geschweißten Getriebegehäusen, siehe [GL-Vorschriften Schweißen in den verschiedenen Anwendungsgebieten \(II-3-3\)](#).

Die Endbesichtigung soll mit einem mehrstündigen Probelauf unter Teil- oder Vollast verbunden werden. Hierbei soll auch eine Kontrolle des Zahnspiels und der Tragbilder der Verzahnung durchgeführt werden. Bei einer Vollasterprobung muss ein gegebenenfalls erforderliches Einlaufen der Verzahnung vorher abgeschlossen sein. Wenn für die Funktions- und Belastungsprüfung größerer Getriebe ein geeigneter Prüfstand nicht zur Verfügung steht, können diese Prüfungen auch anlässlich der Standprobe an Bord durchgeführt werden.

Dichtigkeitsprüfungen sind an den hierfür infrage kommenden Bauteilen vorzusehen.

Einschränkungen des Prüfumfanges bedürfen der Zustimmung des GL.

### 2.2 Prüfung während der Probefahrt

**2.2.1** Vor Beginn der Probefahrt sind die Zähne der Getriebe der Hauptantriebsanlage mit geeigneter Kontaktfarbe zu versehen, um eine Kontrolle des Tragbildes zu ermöglichen. Das Getriebe ist während der Probefahrt bei allen Voraus- und Rückwärtsfahrstufen auf seine einwandfreie Funktion, Laufruhe, Lagertemperaturen und Reinheit des Schmieröles zu kontrollieren. Spätestens nach Abschluss der Probefahrt ist die Verzahnung durch die Besichtigungsöffnungen zu prüfen und das Tragbild zu kontrollieren. Wenn möglich sollte die Tragbildkontrolle jedoch nach Abschluss jeder Laststufe erfolgen. Zur Beurteilung der Vollasttraganteile in Längs- und Höhenrichtung der Zähne sollen die in [Tabelle 5.6](#) angegebenen Richtwerte unter Berücksichtigung der Laufzeit und Belastung des Getriebes während der Probefahrt zugrunde gelegt werden.

Tabelle 5.6 Traganteile

Werkstoff/ Herstellung der Zähne	gemeinsame Zahnhöhe (ohne Kopf- rücknahme)	Zahnbreite (ohne End- rücknahme)
vergütet, gefräst, gestoßen	33 % im Mittel	70 %
oberflächen- gehärtet, geschliffen, geschabt	40 % im Mittel	80 %

2.2.2 Bei mehrstufigen Getrieben und Planetengetrieben mit nachgewiesener hoher Herstellungsgenauigkeit kann die Tragbildkontrolle nach der Probefahrt mit Zustimmung des GL eingeschränkt werden.

2.2.3 Bezüglich Überprüfung der Getriebe von Ruderpropellern als Hauptantrieb, siehe [Abschnitt 14, B](#).

2.2.4 Weitere Bedingungen für die Probefahrt sind in den GL Guidelines for Sea Trials of Motor Vessels (VI-11-3) enthalten.

## G. Bemessung und Ausführung von Kupplungen

### 1. Zahnkupplungen

1.1 Für eine ausreichende Tragfähigkeit von Zahnflanken für Zahnkupplungen mit geraden Zahnflanken gilt:

$$p = \frac{2,55 \cdot 10^7 \cdot P \cdot K_A}{b \cdot h \cdot d \cdot z \cdot n} \leq p_{zul} \quad (5.7)$$

$p$  = aktuelle Flächenpressung [N/mm<sup>2</sup>]

$P$  = Antriebsleistung an der Kupplung [kW]

$K_A$  = Anwendungsfaktor nach [C.3.1](#). [-]

$b$  = tragende Zahnbreite [mm]

$h$  = gemeinsame Zahnhöhe [mm]

$d$  = Teilkreisdurchmesser [mm]

$z$  = Zähnezahl [-]

$n$  = Drehzahl [min<sup>-1</sup>]

$p_{zul}$  = 0,7 ·  $R_{eh}$  für zähe Stähle [N/mm<sup>2</sup>]

$p_{zul}$  = 0,7 ·  $R_m$  für spröde Stähle [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_{HP}$  = zulässige Flankenpressung nach [C.4.2](#) [N/mm<sup>2</sup>]

Wenn für die Berechnung der Hertz'schen Flankenpressung von Zahnkupplungen mit balligen Zahnflanken vom GL anerkannte Berechnungsverfahren angewendet werden, gelten für die zulässigen Hertz'schen Pressungen 75 % der sich nach [C.4.2](#) ergebenden Werte für  $\sigma_{HP}$  mit den Einflußfaktoren  $Z_{NT}$  bis  $Z_X = 1.0$

$$p_{zul} = 400 - 600 \text{ N/mm}^2$$

für Verzahnungen aus Vergütungsstahl. Die höheren Werte sind für höherfeste Stähle bei höheren Verzahnungsqualitäten und Oberflächengüten einzusetzen.

$$p_{zul} = 800 - 1000 \text{ N/mm}^2$$

für gehärtete Verzahnungen (Einsatz- oder nitriergehärtet) Die höheren Werte sind bei höheren Verzahnungsqualitäten und Oberflächengüten einzusetzen.

1.2 Die Verzahnung ist mit einer wirksamen Schmierung zu versehen. Hierfür kann im Allgemeinen eine konstante Ölfüllung der Kupplung als ausreichend angesehen werden, wenn

$$d \cdot n^2 < 6 \cdot 10^9 \text{ [mm/min}^2\text{]} \quad (5.8)$$

ist. Für größere Werte von  $d \cdot n^2$  ist für Kupplungen in Hauptantriebsanlagen eine Umlaufschmierung vorzusehen.

1.3 Für die Bemessung der Kupplungshülsen, Flansche und Schrauben von Zahnkupplungen sind die in [Abschnitt 4](#) angegebenen Formeln anzuwenden.

### 2. Elastische Kupplungen

#### 2.1 Geltungsbereich

Elastische Kupplungen müssen für die vom Hersteller angegebenen Belastungen für den Einsatz in Hauptantriebsanlagen und betriebswichtigen Hilfsmaschinen genehmigt sein. In der Regel entspricht diese Genehmigung einer Typenzulassung.

Detaillierte Anforderungen für Typenprüfungen von elastischen Kupplungen sind in den GL [Prüfanforderungen für Komponenten und Systeme des Maschinenbaus und der Offshoretechnik \(VI-7-8\)](#), [Abschnitt 3](#) definiert.

#### 2.2 Dokumentation

Die einzureichende Dokumentation soll enthalten:

- Zusammenstellungszeichnungen
- Detailzeichnungen einschließlich Werkstoffangaben
- Definition der Hauptparameter
  - Shorehärte des Gummis
  - Nenndrehmoment  $T_{KN}$

- zulässiges Drehmoment  $T_{K_{max1}}$  für betriebliche transiente Vorgänge wie Starten und Stoppen, Durchfahren von Resonanzbereichen, elektrisches oder mechanisches Zuschalten, Eisschläge, etc.
- zulässiges Drehmoment  $T_{K_{max2}}$  für seltene Stossbeanspruchungen wie Kurzschlüsse, Notstopps, etc.
- zulässige Drehmomentschwingungen  $\pm T_{KW}$  für Dauerbetrieb
- zulässiger Leistungsverlust  $P_{KV}$  infolge von Wärmeentwicklung
- zulässige Drehzahl  $n_{max}$
- dynamische Verdrehsteifigkeit  $c_{T_{dyn}}$ , radiale Steifigkeit  $c_{rdyn}$
- relative Dämpfung  $\psi$  bzw. Dämpfungscharakteristik
- zulässiger Achsial-, Radial- und Winkelversatz
- zulässige bleibende Verdrehung
- Auslegungsberechnungen
- Prüfberichte

### 2.3 Prüfungen

Die in 2.2 genannten Spezifikationen sind durch entsprechende Messungen in Prüfeinrichtungen zu belegen und zu dokumentieren. Prüfanforderungen sind in den GL [Prüfanforderungen für Komponenten und Systeme des Maschinenbaus und der Offshoretechnik \(VI-7-8\)](#), [Abschnitt 3](#) enthalten.

Für Einzelgenehmigungen kann der Prüfumfang in Absprache mit dem GL reduziert werden.

### 2.4 Konstruktive Gestaltung

**2.4.1** Bezüglich der Kupplungskörper, Flansche und Kupplungsschrauben sind die in [Abschnitt 4, D](#), angegebenen Vorschriften zu beachten.

**2.4.2** Die elastischen Elemente von Gummikupplungen sollen so konstruiert sein, dass die mittlere Schubbeanspruchung in der Verbindungsfläche Gummi/Metall in Bezug auf  $T_{KN}$  einen Wert von 0,5 N/mm<sup>2</sup> nicht überschreitet.

**2.4.3** Für die Schubbeanspruchung in dem Gummielement infolge von  $T_{KN}$  wird empfohlen, die in [Tabelle 5.7](#) in Abhängigkeit von der Shorehärte angegebenen Werte nicht zu überschreiten.

Höhere Werte können akzeptiert werden wenn die entsprechenden Festigkeiten des Gummimaterials mit Hilfe von relevanten Prüfungen und Berechnungen dokumentiert wurden.

**Tabelle 5.7 Grenzen der Schubbeanspruchung**

Shorehärte [ - ]	Grenze der Schubspannungen [N/mm <sup>2</sup> ]
40	0,4
50	0,5
60	0,6
70	0,7

Bei Einsatz spezieller Werkstoffe, wie z. B. Silikon, werden entsprechende Werte aufgrund von Erfahrung und Versuch abgeleitet.

**2.4.4** Elastische Kupplungen in der Hauptantriebsanlage und in Stromerzeugungsanlagen sollen so bemessen sein, dass sie einem Betrieb mit Zündaussetzern an einem beliebigen Zylinder während einer angemessenen Zeit standhalten, siehe [Abschnitt 16, C.4.2](#) Dynamische Zusatzbelastungen für Schiffe mit Eisklassen sind gemäß [Abschnitt 13, C](#), zu berücksichtigen.

**2.4.5** Verursacht eine elastische Kupplung aufgrund ihrer Bauart bei Belastung während des Betriebes einen axialen Schub auf die zu kuppelnden Antriebselemente, ist für die Aufnahme dieses Schubes zu sorgen. Bei Einsatz von Durchdrehsicherungen ist die Funktionalität nachzuweisen.

**2.4.6** Elastische Kupplungen für Diesel-Generator-Aggregate sollen Stoßmomente infolge elektrischer Kurzschlüsse bis zum 6-fachen Nennmoment der Anlage aufnehmen können.

## 3. Flansch- und Schalenkupplungen

Bei der Bemessung der Kupplungskörper, Flansche und Kupplungsschrauben von Flansch- und Schalenkupplungen sind die in [Abschnitt 4](#) angegebenen Anforderungen einzuhalten.

## 4. Schaltkupplungen

### 4.1 Allgemeines

#### 4.1.1 Definition und Anwendung

Schaltkupplungen sind Kupplungen, die mechanisch, hydraulisch oder pneumatisch ein- und ausgeschaltet werden können. Die folgenden Anforderungen beziehen sich auf ihre Anwendung in Wellensträngen und für Teile die in Getriebegehäusen integriert sind. Schaltkupplungen für permanenten Schlupfbetrieb zur Drehzahlregelung sind Gegenstand besonderer Betrachtungen.

Schaltkupplungen sind vom GL zu genehmigen. Im Normalfall benötigen standardisierte Schaltkupplungen eine Typenprüfung.

### 4.1.2    Unterlagen

Für alle neuen Typen von Schaltkupplungen ist dem GL eine vollständige Dokumentation dreifach zur Genehmigung einzureichen. Diese Dokumentation hat zu beinhalten, z.B.:

- Zusammenstellungszeichnungen
- Detailzeichnungen von Drehmoment übertragenden Komponenten einschließlich Werkstoffangaben
- Dokumentation über das zugehörige System für Ein- und Ausschalten
- Definition der folgenden technischen Parameter:
  - maximaler und minimaler Betriebsdruck für hydraulische oder pneumatische Systeme [bar]
  - statisches und dynamisches Reibungsdrehmoment [kNm]
  - Zeitdiagramm für den Kupplungsvorgang
  - Betriebshandbuch mit Definition der erlaubten Schaltfrequenz
- für spezielle Fälle Berechnung der Wärmebilanz, wenn vom GL verlangt

### 4.2    Werkstoffe

Die mechanischen Eigenschaften der Komponenten der Kupplung sollen der GL Vorschrift II – Werkstoffe und Schweißtechnik entsprechen.

### 4.3    Entwurfsanforderungen

#### 4.3.1    Sicherheitsfaktoren

Für die Verbindungen zu den Wellen an beiden Seiten der Kupplung und für alle Drehmoment übertragenden Teile sind die Anforderungen von Abschnitt 4 zu berücksichtigen.

Der mechanische Teil der Kupplung kann vom Vielscheiben-Typ sein. Alle Komponenten sind für statische Last mit einem Faktor für Reibungssicherheit zwischen 1,8 und 2,5 bezogen auf das nominelle Drehmoment der Antriebsanlage zu entwerfen.

Ein dynamisches Schaldrehmoment während des Einschaltens entsprechend dem 1,3 fachen des nominellen Drehmoments der Antriebsanlage ist im Allgemeinen zu berücksichtigen. Für den Fall kombinierter Antriebsanlagen mit mehreren Antrieben sind die aktuellen Drehmomentanforderungen speziell zu berücksichtigen.

#### 4.3.2    Eisklasse

Für Schaltkupplungen von Schiffen mit Eisklasse sind die Verstärkungen in [Abschnitt 13](#), [C.4.2.4](#) definiert und zu berücksichtigen.

**4.3.3**    Das Lamellenpaket darf nicht mit äußeren Axialkräften beaufschlagt werden.

**4.3.4**    Maßnahmen für ein kontrolliertes Schalten der Kupplung und eine entsprechende Kühlung bei allen Betriebszuständen sind vorzusehen.

#### 4.3.5    Hilfssysteme für Ein- und Ausschalten

Wenn hydraulische oder pneumatische Systeme verwendet werden, um die Schaltkupplung innerhalb eines Antriebssystems eines Schiffes mit nur einer Antriebsanlage ein- und auszuschalten, muss ein Notbetrieb möglich sein. Das kann durch eine redundante Kraftanlage für Ein- und Ausschalten oder auf mechanische Weise, z.B. durch Montage von Verbindungsbolzen bewerkstelligt werden. Für eingebaute Schaltkupplungen sind Verbindungsbolzen an der Seite der Antriebsanlage anzuordnen, die mit der Drehrichtung versehen ist.

Das Verfahren einen Notbetrieb zu ermöglichen, ist im Bedienungshandbuch der Schaltkupplung zu beschreiben und soll in vernünftiger Zeit auszuführen sein.

#### 4.3.6    Steuerung und Alarme

Die Schaltung von ferngesteuerten Kupplungen für Antriebsanlagen soll auch vor Ort an der Kupplung möglich sein.

Der Druck des Mittels zur Kupplungsbedienung ist vor Ort anzuzeigen. Alarmmeldungen entsprechend GL-Vorschriften [Automation \(I-1-4\)](#), [Abschnitt 8](#), [E](#), sind vorzusehen.

### 4.4    Prüfungen

#### 4.4.1    Prüfungen im Herstellerwerk

Magnetrisprüfung oder Farbeindringkontrolle sind zur Entdeckung von Rissen einzusetzen für oberflächengehärtete Zonen mit erhöhter Spannungskonzentration sowie bei Schrumpfsitzen. Der Hersteller hat ein Abnahmeprüfzeugnis auszustellen.

Schaltkupplungen für Schiffsantriebsanlagen, Generatoraggregate and Querstrahlpropeller sind dem GL zur Endabnahme vorzustellen und, wo angebracht, für die Prüfung der Leistungsfähigkeit in der Funktion und Dichtheit.

Sofern eine Typenprüfung gewünscht wird, werden die Anforderungen vom GL im Einzelfall festgelegt.

#### 4.4.2    Prüfungen an Bord

Als Teil der Probefahrt sind die eingebauten Schaltkupplungen auf korrekte Funktion in Anwesenheit des GL Besichtigers an Bord zu prüfen, siehe auch GL Guidelines for Sea Trials of Motor Vessels (VI-11-3).