



OPTIBELT

TECHNISCHES HANDBUCH ZAHNRIEMENANTRIEBE POLYURETHAN



**INKL. SCHEIBEN
& BUCHSEN**



TECHNISCHES HANDBUCH

ZAHNRIEMENANTRIEBE

POLYURETHAN



optibelt ALPHA Zahnriemen bestehen aus Stahl- bzw. Aramidzugträgern und Polyurethan, das im Vergleich zu Gummi u. a. eine erhöhte chemische Beständigkeit aufweist und als Thermoplast verschweißbar ist.

Die endlosen optibelt ALPHA TORQUE / POWER aus Gießpolyurethan und optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen ermöglichen zusammen mit den zugehörigen optibelt ZRS Zahnscheiben eine schlupffreie und synchrone Leistungsübertragung bis zu mehreren Hundert Kilowatt.

Für eine exakte Positionierung in Linearantrieben bieten sich die endlichen optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen an. Diese und optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen werden aus thermoplastischem Polyurethan extrudiert und geformt.

Zahnriemen aus thermoplastischem Polyurethan mit fingerförmigen Enden werden zu endlosen optibelt ALPHA V Zahnriemen verschweißt und in Transportantrieben eingesetzt. Auf dem gewählten Grundriemen nachträglich aufgebrachte Beschichtungen oder Nocken erfüllen Transportaufgaben mit erhöhten Anforderungen. Bei Bedarf werden der Grundriemen, die Beschichtung oder die Nocken geometrisch angepasst. Diese veredelten Riemen erhalten den Namenszusatz SPECIAL. Bereits zahn- und rückenseitig an Transportaufgaben angepasste thermoplastische Grundriemen sind besonders wirtschaftlich. Diese werden bei kleinen bis mittleren Achsabständen um rückenseitig angepasste gegossene Zahnriemen wie den optibelt ALPHA SRP ergänzt.

Alle wichtigen Informationen sowie die Methoden zur Berechnung von Antrieben mit Optibelt-Zahnriemen aus Polyurethan sind in dem vorliegenden Technischen Handbuch enthalten. Diese werden ergänzt durch die Optibelt-Sortimentsliste zu Riemen und Scheiben, Technische Datenblätter zu optibelt ALPHA Zahnriemen, die optibelt CAP-Software zur Antriebsauslegung, CAD-Zeichnungen der Scheiben, den Nockenselektor und zusätzliche Optibelt-Dokumentationen, die jeweils aktuell auf der Optibelt-Internetseite zu finden sind.

Bei weiteren Fragen steht Ihnen der kostenlose Service unserer Anwendungstechniker zur Verfügung.

OPTIBELT EUROPA

OPTIBELT AFRIKA

OPTIBELT AMERIKA

Optibelt-Partner sind
in nahezu allen Ländern
der Welt zu finden!



Optibelt GmbH
www.optibelt.com



Optibelt Nederland B.V.
www.optibelt.nl



Optibelt GmbH
www.optibelt.be



Optibelt Österreich GmbH
www.optibelt.at



Optibelt Polska Sp. z o.o.
www.optibelt.pl



Optibelt Hungary Kft.
www.optibelt.hu



Optibelt (Canada) Inc.
www.optibelt.ca



Optibelt de México
www.optibelt.mx



Optibelt do Brasil Ltda.
www.optibelt-br.com



Optibelt Indonesien
www.optibelt.co.id



**Optibelt Asia Pacific
Pte. Ltd.**
www.optibelt.sg



**Optibelt
Power Transmission
(Shanghai) Co., Ltd.**
www.optibelt.cn

OPTIBELT ASIEN

OPTIBELT AUSTRALIEN



Optibelt AG
www.optibelt.ch



Optibelt (UK) Ltd.
www.optibelt.co.uk



Optibelt France SAS
www.optibelt.fr



Optibelt AG
www.optibelt.it



Optibelt España, S.A.
www.optibelt.es



**Optibelt Güç Aktarma
Ekipmanları San.
Ve Tic. Ltd. Sti.**
www.optibelt.com.tr



**ООО „Optibelt
Power Transmission“**
www.optibelt.ru



Optibelt Finland Oy
www.optibelt.fi



Optibelt Skandinaviska AB
www.optibelt.se



Optibelt Corporation
www.optibelt.us



Optibelt Colombia S. A. S.
www.optibelt.com



**Optibelt
Power Transmission
India Pvt. Ltd.**
www.optibelt.in



**Optibelt
Australia Pty Ltd.**
www.optibelt.com.au



Optibelt TRANZ Corp.
www.optibelt.co.nz



Optibelt Philippinen
www.optibelt.ph



Optibelt Thailand
www.optibelt.co.th



Optibelt Vietnam
www.optibelt.vn



Einführung	1
Vertriebsorganisation der Arntz Optibelt Gruppe	2

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.1 Antriebsarten und allgemeine Eigenschaften	8
1.2 Fertigungsverfahren und Eigenschaften der Grundriemen	10
Fertigungsverfahren: Gießen	10
Fertigungsverfahren: Extrudieren	11
Fertigungsverfahren: Verschweißen	12
Übersicht zu Fertigungsverfahren und Eigenschaften	13
1.3 Aufbau, Beschichtungen, Nocken und Profile der Grundriemen	14
Zahnriemenaufbau, einfach verzahnt	14
Zahnriemenaufbau, doppelverzahnt	14
Profilvarianten, einfach verzahnt	15
Beschichtungsvarianten als Bestandteil des Grundriemens	16
Nocken als Bestandteil des Grundriemens	17
1.4 Profile, Eigenschaften, Maße und Normen	18
Profil zöllig	18
Profil T	18
Profil TK mit gekerbter Keilleiste	19
Profil AT	20
Profil ATK mit gekerbter Keilleiste	20
Profil ATL	21
Profil HTD	21
Profil F	21
Normen	22
Produktgruppen, Grundprofile, Profile und Corde	22
1.5 Zugträgermaterialien und -ausführungen, Scheibenverzahnung	24
Zugstrangmaterial: Stahl in Standardausführung, ST	24
Zugträgermaterial: rostfreier Edelstahl, RF	24
Zugträgermaterial: Stahl mit hochflexiblem Aufbau, HF	24
Zugstrangmaterial: Aramid, AR	25
Zugträgermaterial: Polyester, PES	25
1.6 Wirkungsweise	25
Zahneingriff und -teilung, vereinfachte Bestimmung	25
Kräfte im Zweischeiben-Leistungsantrieb	27

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 Getriebegeometrie, wichtige Parameter und Formeln	28
Riemengeometrie, wichtige Parameter	28
Scheibenfunktionen, Begriffe und Zähnezahlen	29
Allgemeine Formeln zu äußeren Lasten, zur Nenn-Kapazität und Geometrie	30
Umfangskräfte und Bewegungsarten	31
Linear- und Transportantriebe: Schrägförderer und Hubantriebe	32
Trumkräfte be- und entlasteter Antriebe, Vorspannkraftempfehlung	33
2.2 Belastungsfaktoren, Zuschläge und Formeln	36
Gesamtbelastungsfaktor c_2	36
Grundbelastungsfaktor c_0	37
Scheiben- und Rollenzuschlag c_6 und Schalzhäufigkeitszuschlag c_8	37
Längenfaktor c_3	37
2.3 Formelzeichen	38

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.1 Allgemeines	39
3.2 Varianten	41
3.3 Grundlagen zur Antriebsauslegung	42
3.4 Zahnriemenvorauswahl	42
Auswahl der Verzahnung	42
Maximale Riemengeschwindigkeiten	43
Vorauswahl von Profil und Breite	43
3.5 Antriebsauslegung	45
Aufgabenstellung	45
Berechnungswege	45
Gesamtbelastungsfaktor c_2	45
Berechnungsleistung P_B	46
Auswahl der Verzahnung	46
Riemenvorauswahl von Profil und Breite	46
Zahnscheiben	46
Effektive Abtriebsdrehzahl und Übersetzung	47
Wirklänge	47
Achsabstand	48
Achsabstandsempfehlungen und Kollisionsprüfung	48
Zahnriemen- und Scheibenbreite	49
Statische Trumkraft und Umfangskraft	50
Statische Wellen- bzw. Achskraft	51
Bestellbeispiel	51
Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung	51
Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme	52
Verstellwege zum Spannen und Auflegen	53
3.6 Technisches Datenblatt	54

4 LINEARANTRIEBE

4.1 Allgemeines	55
4.2 Varianten	57
Linearantrieb, stehender Motor	57
Linearantrieb, bewegter Motor	57
4.3 Zahnriemenvorauswahl	58
Auswahl der Verzahnung	58
Vorauswahl von Profil und Breite	59
4.4 Grundlagen zur Antriebsauslegung	61
Beschleunigungen, Geschwindigkeiten, Strecken und Zeiten	61
4.5 Antriebsauslegung	63
Aufgabenstellung	63
Berechnungswege	63
Berechnungsumfangskraft F_{BU} über das Antriebsnennmoment M_N	63
Berechnungsumfangskraft F_{BU} über Beschleunigungs- und Reibkräfte	64
Auswahl der Verzahnung	65
Riemenvorauswahl von Profil und Breite	65
Berechnung der Riemen- und Scheibengeometrie	65
Nennzugkraft	66
Statische und maximale Trumkraft	67
Statische Wellen- bzw. Achskraft	68
Riemenlänge und Bestellbezeichnungen	68
Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung	68
Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme	69
Verstellwege zum Spannen und Auflegen	70
4.6 Wiederhol- und Positioniergenauigkeit	72
4.7 Technisches Datenblatt	76



5 TRANSPORTANTRIEBE

5.1 Allgemeines	77
5.2 Varianten	78
5.3 Zahnriemenvorauswahl	79
Auswahl der Verzahnung	79
Vorauswahl von Profil und Breite	80
5.4 Grundlagen zur Antriebsauslegung	82
5.5 Antriebsauslegung	83
Aufgabenstellung	83
Berechnungswege	83
Berechnungsumfangskraft F_{BU} über das Antriebsnennmoment M_N	83
Berechnungsumfangskraft F_{BU} über die Reibkräfte	84
Auswahl der Verzahnung	85
Riemenvorauswahl von Profil und Breite	85
Berechnung der Riemen- und Scheibengeometrie	86
Nennzugkraft	87
Statische und maximale Trumkraft	88
Statische Wellen- bzw. Achskraft	89
Riemenlänge und Bestellbezeichnungen	89
Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung	89
Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme	90
Verstellwege zum Spannen und Auflegen	91
5.6 Technisches Datenblatt	93

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.1 Beschichtung Polyamidgewebe	94
Polyamidgewebe auf der Verzahnung (PAZ)	94
Polyamidgewebe auf dem Rücken (PAR)	94
6.2 Beschichtungen nachträglich aufgebracht	96
Eigenschaften und Konstruktionshilfen	96
Vorauswahl zu Beschichtungen Polyurethan (PU), Gummi und Polyvinylchlorid (PVC)	98
Beschichtungsmaterial Polyurethan (PU)	100
Beschichtungsmaterial Gummi	105
Beschichtungsmaterial Polyvinylchlorid (PVC)	109
Beschichtungen für besondere Anforderungen	114
Preisindex-Übersicht	116
6.3 Beschichtungen und Grundriemen gegossen, optibelt ALPHA SRP, ALPHA TORQUE / ALPHA POWER	117
optibelt ALPHA TORQUE / POWER Sonderausführungen	117
optibelt ALPHA SRP Ausführungen	117
Fertigungsverfahren	117
Formengebung, Konturen	118
Toleranzen, Oberflächen	118

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 Nocken nachträglich aufgebracht	119
Anwendungsbeispiele	119
Nockenmaterialien	120
Herstellung von Polyurethan-Nocken	122
Polyurethan-Nockengruppen und nicht lösbare Befestigungsverfahren	125
Position zum Zahn, Scheibenzähnezahl und Befestigungsstärke	130
Positions- und Teilungstoleranzen	131
Riemenlänge und Nockenteilung	131
Aufschraubnocken	132
Verschrauben mittels Metallzahn	133
Übersicht zu Nockenbefestigungsverfahren	133
6.5 Nocken und Grundriemen gegossen, optibelt ALPHA SRP	134
Herstellung, Gießverfahren	134
Formen und Formgebung	136
Gestaltungsrichtlinien, Positions- und Maßtoleranzen	137
6.6 Anpassung durch mechanische Bearbeitung	138
Transportantriebe mit mechanisch bearbeiteten Riemen	138
Fertigungsverfahren	139

7 KONSTRUKTIONS- HILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.1 Vorspannkraft: Messmethoden und Einstellung	142
Voraussetzungen und Hinweise	142
Messmethoden, Anwendungsbereiche und Messmittel	144
Vorspannkrafteinstellung über Frequenzmessung	144
Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme	146
7.2 Welle-Nabe-Verbindungen	148
7.3 Konstruktionshilfen	149
Zahnscheiben	149
Zahnscheibentoleranzen	149
Minstdurchmesser	150
Rollen	151
Bordscheiben, seitliche Führung	152
Spannplatten	153
7.4 Riementoleranzen	154
Längenmessbedingungen	154
Längentoleranzen	155
Breitentoleranzen	155
7.5 Verstellwege	155
7.6 Beständigkeit gegen chemische Einflüsse	156
7.7 Einflüsse in Betrieb, Montage und Wartung, Lagerung und Transport ..	159
Sicherheitshinweis zum Betrieb	159
Einflüsse von Medien, Chemikalien und Temperaturen im Betrieb ...	159
Montage des Antriebs	159
Zahnriemen im Satz	161
Wartung und Kontrolle	161
Lagerung und Transport	162
Allgemeine Bedingung	162
Lagerung	162
Reinigung	162
7.8 Schadensbilder, Ursachen und Maßnahmen	163

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.1 ANTRIEBSARTEN UND ALLGEMEINE EIGENSCHAFTEN



1.1 Antriebsarten und allgemeine Eigenschaften

Das Einsatzspektrum der Polyurethan-Zahnriemen umfasst die Antriebsarten Leistungs-, Linear- und Transportantriebe. Für jedes dieser Einsatzgebiete haben sich die in der Einleitung kurz beschriebenen Zahnriemen-Produktgruppen entwickelt, die sich zum Teil gegenseitig ergänzen.

Die Zuordnungen der einzelnen Produktgruppen zu den Antriebsarten können der Tabelle 1.1.1 entnommen werden. Die Produktgruppen können alternativ je nach Eigenschaften und Anforderungsprofil auch in anderen Einsatzgebieten angewendet werden.

Tabelle 1.1.1: Antriebsarten und Einsatzgebiete

Leistungsantriebe		Linearantriebe	Transportantriebe	
ALPHA TORQUE ALPHA POWER	ALPHA FLEX	ALPHA LINEAR	ALPHA V	ALPHA V SPECIAL ALPHA SRP
endlos		endlich	endlos verschleißt	endlos verschleißt endlos
Anwendungsbeispiele		Anwendungsbeispiele	Anwendungsbeispiele	
Werkzeugmaschinen Textilmaschinen Druckereimaschinen Verpackungsmaschinen Büromaschinen medizinische Geräte Roboter Handhabungsgeräte		Positionierantriebe Hubantriebe Handhabungsgeräte Tür- und Torantriebe Waschanlagen Plotter Verpackungsmaschinen Portalroboter	Parallel- bzw. Synchronförderer Schrägförderer Stauförderer Vakuumförderer Abzugseinheiten Vereinzeler bzw. Werkstückpositionierer	
alternativ		alternativ	alternativ	
ALPHA V¹		ALPHA TORQUE ALPHA POWER ALPHA FLEX	ALPHA TORQUE SPECIAL ALPHA POWER SPECIAL ALPHA FLEX SPECIAL	

¹ Zum Beispiel kann ausnahmsweise und ggf. ein schnell lieferbarer optibelt ALPHA V kurzzeitig einen stärkeren optibelt ALPHA FLEX ersetzen, um Stillstandszeiten zu überbrücken.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.1 ANTRIEBSARTEN UND ALLGEMEINE EIGENSCHAFTEN



Seit der Einführung der ersten Zahnriemen Mitte der 40er-Jahre hat dieses Antriebselement zur synchronen Kraft-, Drehmoment- und Leistungsübertragung stetig an Bedeutung gewonnen. Der schlupffreie Zahnriemen hat sich in vielen Einsatzgebieten bewährt und wirtschaftliche Lösungen in allen Bereichen des Maschinenbaus ermöglicht.

Der heutige Stellenwert der Zahnriemen ist unter anderem auf ständig weiterentwickelte Zahnprofile und Riemenkonstruktionen zurückzuführen. Ein Ergebnis dieses Fortschritts sind die Optibelt Zahnriemen und Doppelzahnriemen aus Polyurethan. Aufgrund der materialspezifischen Eigenschaften des Polyurethans ergeben sich folgende Vorteile:

- hohe Abriebfestigkeit
- gute bis sehr gute Beständigkeit gegen Öle, Fette und eine Vielzahl aggressiver Chemikalien, teils EU-lebensmittelkonform / FDA
- nicht abfärbend
- sehr gute Verschleißbarkeit thermoplastischer Polyurethane
- hohe Zahnscherfestigkeit
- große thermische Belastbarkeit von -30 °C bis $+80\text{ °C}$,
für die Temperaturbereiche von -30 °C bis -20 °C oder $+60\text{ °C}$ bis $+80\text{ °C}$ stehen insbesondere bei thermoplastischem Polyurethan optional andere Ausführungen zur Verfügung
- hohe elektrische Isolationsfähigkeit von Polyurethan in Verbindung mit Aramidzugstrang
- gute Alterungsbeständigkeit
- hohe Ozon- und UV-Beständigkeit

Darüber hinaus können alle typischen Vorteile eines Antriebs mit formschlüssigem Zahnriemen in technischer Standardausführung auch für Polyurethan-Zahnriemen geltend gemacht werden:

- synchrone Drehzahlübertragung, hohe Winkel- und Positioniergenauigkeit durch dehnungsarme Zugstränge und Formschluss, nochmals optimiert in den ALPHA-Zahnprofilen AT bzw. ATL
- gegenläufiger Synchronlauf bei Mehrscheibenantrieben durch Doppelverzahnung
- große Übersetzungsverhältnisse und kleiner Bauraum durch hohe Biegewilligkeit
- hohe Umfangsgeschwindigkeiten durch geringes Gewicht
- Wartungsfreiheit durch äußerst dehnungsarme Stahlzugträger, eingeschränkt gültig für Aramidcord
- hoher Wirkungsgrad durch Schlupffreiheit und Biegewilligkeit
- kostengünstige Dimensionierung der Lager durch geringe Vorspannung

Die Optibelt Polyurethan-Zahnriemen bieten sich somit über den synchronen Standardantrieb hinaus als wirtschaftlicher Problemlöser im Rahmen der aufgeführten funktionalen Vorzüge des Grundmaterials Polyurethan an.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.2 FERTIGUNGSVERFAHREN UND EIGENSCHAFTEN DER GRUNDRIEMEN



1.2 Fertigungsverfahren und Eigenschaften der Grundriemen

Optibelt Zahnriemen

- ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA SRP aus Gießpolyurethan bzw.
- ALPHA FLEX, ALPHA LINEAR und ALPHA V aus thermoplastischem Polyurethan

sind grundsätzlich auch ohne zahnseitiges Gewebe abrieb- und scherfest. Sie zeichnen sich weiterhin durch eine überdurchschnittliche Widerstandsfähigkeit gegenüber Chemikalien und z. B. Ölen und Fetten aus und sind durch ihre hohe Beständigkeit gegenüber Ozon und UV-Licht sehr alterungsbeständig. Thermoplastisches Polyurethan besitzt im Gegensatz zum Gießpolyurethan zudem den Vorteil der Verschweißbarkeit.

Im Folgenden werden die Fertigungsverfahren

- Gießen,
 - Extrudieren und
 - optionales Verschweißen,
- zugeordnet nach Produktgruppen, erläutert.

Das mögliche Anpassen der Grundriemen an Transportaufgaben mit den hierzu erforderlichen Fertigungsverfahren ist in Kapitel 6 „Beschichtungen, Nocken und Anpassungen“ beschrieben.

Fertigungsverfahren: Gießen

optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA SRP Zahnriemen

Endlose optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA SRP Zahnriemen werden aus Gießpolyurethan und meist einem Zugträger in zylindrischen Gießformen gefertigt. Vor dem Gießen des Zahnriemenwickels wird in der Regel ein hochfester, flexibler Stahlzugträger auf den innen liegenden Formkern schraubenförmig aufgespult, siehe Abbildung 1.2.1. Der Zugträger liegt dabei auf schmalen Fertigungsnasen auf, so dass dieser eine definierte Position im Zahnriemen einnimmt. Das Gießpolyurethan wird zwischen den Formkern und die zylindrische Außenform gegossen. Bei Doppelverzahnung oder beim optibelt ALPHA SRP Zahnriemen mit Nocken oder Beschichtung wird die Außenform entsprechend maßlich und geometrisch angepasst, siehe auch Kapitel 6.3 und 6.5. Aus dem entstandenen entformten Wickel werden die Zahnriemen auf Breite geschnitten. Die nicht durchtrennten, seitlich austretenden Stahlzugträger werden per Hand durchtrennt, so dass die beiden Enden ohne seitlichen Überstand im Riemen liegen. Im Stegbereich zwischen den Zähnen bleibt eine kleine Wickelnase sichtbar.

Das bei extrudierten Zahnriemen weit verbreitete Polyamidgewebe kann im Fertigungsverfahren Gießen nicht verbaut werden. Dies ist nur nachträglich auf dem Riemenrücken möglich. Ein nachträgliches Verschweißen einer Nocke direkt auf dem Riemenrücken ist mit Gießpolyurethan nicht möglich. Gießpolyurethan besitzt keine EU-Lebensmittelkonformität / FDA.

Endlose, gegossene Polyurethan-Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- hohe Teilungsgenauigkeit
- optibelt ALPHA POWER mit 30 % höherer Leistungsfähigkeit
- Wickelnutzbreiten bis zu 380 mm
- Riemenlängen bis 2250 mm
- feine Konturierung von z. B. gegossenen Nocken
- freie Farbwahl ab zwei Wickeln
- gegossene doppelverzahnte Ausführung
- Lage des Toleranzfeldes geringfügig variabel, z. B. für feste Achsabstände
- kein direktes Aufschweißen von Nocken
- kein optionales Polyamidgewebe auf Verzahnung und Rücken
- Polyamidgewebe rückenseitig nur nachträglich
- keine EU-Lebensmittelkonformität / FDA

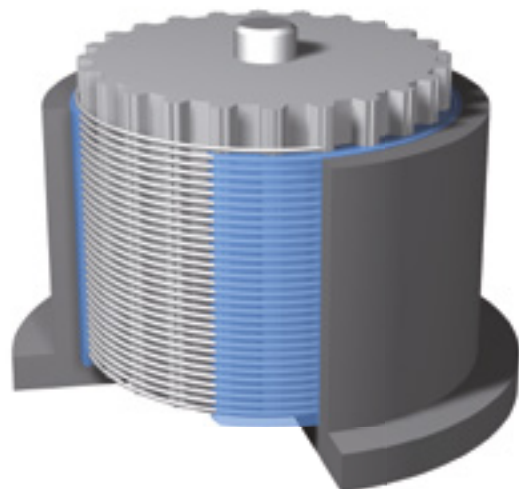


Abbildung 1.2.1: Formgebung im Gießverfahren mit schraubenförmig gespultem Zugträger

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.2 FERTIGUNGSVERFAHREN UND EIGENSCHAFTEN DER GRUNDRIEMEN



Fertigungsverfahren: Extrudieren

Für die extrudierten Zahnriemen optibelt ALPHA FLEX und ALPHA LINEAR wird thermoplastisches Polyurethan verwendet, das durch seine höhere Härte gegenüber dem Gießpolyurethan jeweils in Standardausführung u. a. eine etwas geringere Verformung aufweist. Thermoplastisches Polyurethan ist im Gegensatz zu Gießpolyurethan verschweißbar.

Auf Wunsch können optibelt ALPHA LINEAR und daraus verschweißte optibelt ALPHA V Zahnriemen zahn- und rückenseitig mit Polyamidgewebe versehen werden. Zahnseitig ist dies auch für den endlosen optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen möglich.

optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen

Endlose optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen werden nach Längenvorgabe des Kunden im Extrusionsverfahren aus thermoplastischem Polyurethan ohne Zugträgerunterbrechung hergestellt.

Vor dem formgebenden Prozess werden zwei Stahlzugträger auf die Fertigungsnasen zweier Formräder aufgespult, so dass diese eine definierte Position im Zahnriemen einnehmen. Danach wird das thermoplastische Polyurethan extrudiert und geformt, siehe Abbildung 1.2.2. Die Formgebung erfolgt zusätzlich über mitlaufende Außenrollen bzw. ein Stahlband, die in der Abbildung 1.2.2 nicht gezeigt werden. Für einen verstärkten Rücken wird die extrudierte Polyurethanmenge erhöht und die Lage der Außenrollen bzw. des Stahlbandes angepasst. Nach dem Abkühlen wird der Rücken wegen des Materialaufbaus an der entstandenen Stoßstelle komplett überschliffen. Im Stegbereich zwischen den Zähnen bleibt wie auch beim Gießverfahren eine Wickelnase sichtbar.

Aus dem entstandenen Wickel werden die Zahnriemen auf Breite geschnitten. Die nicht durchtrennten, seitlich austretenden Stahlzugträger werden anschließend per Hand so durchtrennt, dass die beiden Enden ohne seitlichen Überstand im Riemen liegen.

Eine rückenseitige Verzahnung eines doppelverzahnten Riemens wird Schritt für Schritt mechanisch in einen verstärkten Rücken eingebracht. Dabei entsteht keine Wickelnase.

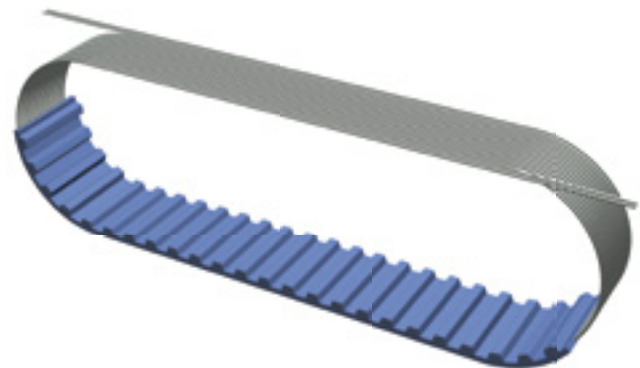


Abbildung 1.2.2: Extrudiertes und geformtes Polyurethan mit schraubenförmig gespulten Zugträgern

Endlose extrudierte Polyurethan-Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- Längen in Teilungsstufen von ca. 1100 bis 22 000 mm
- Fertigungsbreiten 100 mm, 115 mm oder 150 mm
- Doppelspulung mit je einem S+Z-Cord
- doppelverzahnte Ausführung lieferbar
- PAZ, Polyamidgewebe auf Verzahnung erhältlich
- Polyamidgewebe rückenseitig nur nachträglich
- direktes Aufschweißen von Nocken und Spurkeilen
- für Profile T10, AT10, AT20 und 8M standardmäßig verfügbar, PU analog EU-Lebensmittelkonformität / FDA

optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen

Endliche optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen bestehen aus extrudiertem thermoplastischen Polyurethan und kantenparallelen Stahl- oder Aramidzugträgern.

Vor dem formgebenden Prozess werden im Gegensatz zum optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen einzelne Zugträger parallel zu den späteren Riemenkanten auf ein Formrad Schritt für Schritt aufgelegt. Danach wird das thermoplastische Polyurethan extrudiert und geformt, siehe Abbildung 1.2.3. Die Formgebung erfolgt zusätzlich über ein außen liegendes, mitlaufendes Stahlband, das in der Abbildung 1.2.3 nicht dargestellt ist. Für einen verstärkten Rücken wird die extrudierte Polyurethanmenge erhöht und die Lage des Stahlbandes angepasst. Der Riemenrücken wird nicht geschliffen. Im Gegensatz zu optibelt ALPHA FLEX können daher nicht nur zahnseitig, sondern auch rückenseitig Polyamidgewebe einlaufen. Je nach Breite werden nach dem Abkühlen die Riemen im Bereich zugträgerfreier Zonen auf Breite geschnitten und zu 50-m- bzw. 100-m-Rollen aufgewickelt.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.2 FERTIGUNGSVERFAHREN UND EIGENSCHAFTEN DER GRUNDRIEMEN



In einem zusätzlichen, nachgeordneten Extrusionsprozess können alternativ zur Ausführung Verstärkter Rücken transparentes Polyurethan in der Härte 85 Shore A mit der Bezeichnung T2 oder PU-Smart und weitere Materialien und Ausführungen wie z. B. PVC-Folie direkt auf den Riemen aufgebracht werden. Wie in den vorgenannten Verfahren liegen die Zugträger auf schmalen Fertigungsnasen auf, so dass die Cordlage im Riemen definiert ist. Für Anwendungen z. B. in der Lebensmittelindustrie oder im Nassbereich von Waschstraßen kann ein durchgängiger Steg ohne Wickelnase zur Abdeckung der Corde auf einem speziellen Formrad für das Profil T10 gefertigt werden.

Endliche, extrudierte Polyurethan-Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- hohe Zugkräfte bei geringer Dehnung
- hohe Positioniergenauigkeit
- kantenparallele S+Z-Zugträger
- Grundriemen ohne Wickelnase im Profil T10
- auch als Flachriemen im F-Profil
- PAZ/PAR, Polyamidgewebe zahn- und rückenseitig erhältlich
- optional PU mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA, siehe www.optibelt.com
- Ausführungen Verstärkter Rücken, T2, PU-Smart und weitere lieferbar
- Rollenlänge 50 m bzw. 100 m

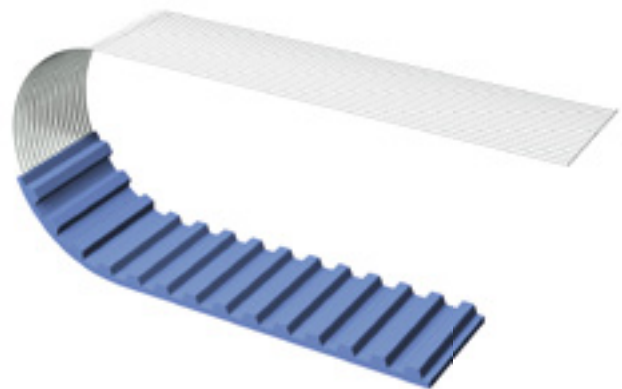


Abbildung 1.2.3: Extrudiertes und geformtes Polyurethan mit kantenparallelen Zugträgern

Fertigungsverfahren: Verschweißen

optibelt ALPHA V Zahnriemen

Thermoplastische Polyurethanzahnriemen optibelt ALPHA V werden aus endlichen, extrudierten optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen endlos verschweißt.

Wie in Abbildung 1.2.4 zu sehen, werden die beiden Riemenenden des optibelt ALPHA LINEAR vor dem Verschweißen fingerförmig ausgestanzt bzw. per Wasserstrahl fingerförmig geschnitten. Die Riemenenden werden je nach Profil und Breite zusammen in eine glatte und in eine gezahnte Form eingelegt. Unter Druck und Temperatur werden die Riemenenden in der Form verschweißt. Nach dem Verfließen des thermoplastischen Polyurethans wird die Form abgekühlt und der endlos verbundene optibelt ALPHA V entnommen.

Aufgrund der Festigkeit des thermoplastischen Polyurethans besitzen verschweißte Zahnriemen trotz unterbrochener Zugträger in der fingerförmigen Verbindungsstelle eine zulässige Zugkraft, die mindestens 50 % der zulässigen Zugkraft eines Riemens mit ununterbrochenen Corden erreicht.

Die PU-Beschichtungen der Grundriemenausführungen Verstärkter Rücken, T2, PU-Smart und APL plus werden im Verbund mit dem Grundriemen stoßfrei verschweißt.

Endliche, verschweißte Polyurethan-Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- Mindestlängen profil- und breitenabhängig ab 400 mm machbar
- auch sehr große Längen in Teilungsstufen herstellbar
- kurzfristig lieferbar
- ideal für Transportantriebe
- PAZ/PAR, Polyamidgewebe zahn- und rückenseitig erhältlich
- optional PU analog EU-Lebensmittelkonformität / FDA
- Ausführungen Verstärkter Rücken, T2, PU-Smart und APL plus im Verbund verschweißbar
- direktes Aufschweißen von Nocken und Spurkeilen
- ohne Wickelnase profilabhängig im Profil T10
- auch als verschweißter Flachriemen im F-Profil



Abbildung 1.2.4: Fingerförmig ausgestanzte Riemenenden und verschweißter ALPHA V Zahnriemen

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.2 FERTIGUNGSVERFAHREN UND EIGENSCHAFTEN DER GRUNDRIEMEN



Übersicht zu Fertigungsverfahren und Eigenschaften

Tabelle 1.2.1: Fertigungsverfahren, Material, Härte, Farbe, Produktgruppen, Längen, Polyamidgewebe

Fertigungsverfahren Material	Gießen Gießpolyurethan	Extrudieren Thermoplastisches Polyurethan		
Standardhärte	84 Shore A 86 Shore A	92 Shore A		
Standardfarbe	transparent ¹ grau ¹	weiß		
PU (FDA): Härte, Farbe	–	85 Shore A, blau, optional transparent, ALPHA LINEAR: mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA, siehe www.optibelt.com		
Sonderhärte	60-95 Shore A	85, 98 Shore A		
Sonderfarbe	auf Anfrage nach RAL-Nr.	z. B. schwarz, blau oder auf Anfrage nach RAL-Nr.		
Mindestmenge bei Sonderhärte, -farbe	zwei Wickel	ab 200 m bei maximaler Fertigungsbreite		
Produktgruppe	ALPHA TORQUE ALPHA POWER ALPHA SRP endlos	ALPHA FLEX endlos	ALPHA LINEAR endlich	ALPHA V endlos verschweißt
Mindestlänge	Längenbereiche, teils profil-, breitenabhängig			
Zwischenlängen	53 mm ² , 60,96 mm ³ siehe Sortimentsliste	1100 mm mit PAZ ab 1500 mm in Teilungssprüngen	in Teilungssprüngen in Teilungssprüngen	400 -1000 mm für Spur Zahnriemen ⁴ in Teilungssprüngen
Größte Länge	900 mm ⁵ , 2250 mm	22 000 mm	50 m, 100 m Rollen, länger ⁶	beliebig verschweißbar
Belastbarkeit	Antriebsauslegung			
Zähnezahl im Eingriff ⁸	100 %, 130 % ⁷ 12	100 % 12	100 % 12	50 % 6
	Grundriemen optional mit Polyamidgewebe: PAZ / PAR			
auf Verzahnung, PAZ ⁹	–	+	+	+
rückenseitig, PAR	–	–	+	+

¹ optibelt ALPHA TORQUE, 84 Shore A, transparent; optibelt ALPHA POWER, 86 Shore A, grau; jeweils ± 4 Shore A

² Zum Beispiel kerbverzahnter optibelt ALPHA POWER Zahnriemen, Teilung 1,5 mm, z. B. für Kfz-Spiegelverstellung

³ Profil MXL, Teilung 2,032 mm; Profil T5 ab 120 mm

⁴ Mindestlänge: profil- und breitenabhängig, siehe Technische Datenblätter

⁵ optibelt SRP im Schleuderguss bzw. SpinCast; optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER, ALPHA SRP bis 2250 mm

⁶ Rollenlänge größer 100 m auf Anfrage; Begrenzung durch Handhabung der Rollen

⁷ optibelt ALPHA TORQUE 100 %; optibelt ALPHA POWER 130 %; optibelt ALPHA SRP 100 % oder 130 %

⁸ Maximale Berechnungszähnezahl

⁹ Doppelverzahnnte optibelt ALPHA LINEAR/V nur mit einseitigem PA-Gewebe

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.3 AUFBAU, BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND PROFILE DER GRUNDRIEMEN



1.3 Aufbau, Beschichtungen, Nocken und Profile der Grundriemen

Zahnriemenaufbau, einfach verzahnt

Rücken

Der Riemenrücken aus Polyurethan hat die Aufgabe, die Zugstränge rückenseitig einzubetten und abzustützen. Die abriebfeste, dünne und daher biegewillige Decklage schützt die Zugträger zudem vor äußeren Einflüssen und Abnutzung z. B. durch eine mitlaufende Rückenrolle.

Zugträger

Der Zugträger des endlosen optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER, ALPHA SRP und ALPHA FLEX Zahnriemens besteht aus einem Stahlcord, der im Riemen schraubenförmig verläuft. Der Rücken bildet zusammen mit den Zähnen und Stegen eine Einheit, so dass der Zugstrang in Polyurethan eingebettet ist. Durch den geringen Querschnitt und die Konstruktion des Zugträgers ist dieser sehr biegewillig. Durch seine hohe spezifische Zugfestigkeit ist er trotzdem sehr dehnungsarm.

Im Gegensatz dazu besitzt die endliche optibelt ALPHA LINEAR Meterware kantenparallel verlaufende Stahlcorde oder Aramidzugstränge. Dies gilt ebenso für die endlos verschweißten optibelt ALPHA V Zahnriemen.

Zähne und Stege

Die Riemenzähne aus Polyurethan dienen der Kraftübertragung zwischen dem Zugträger und den Zahnflanken der Zahnscheibe, während die Polyurethan-Stege je nach Profil die Zugstränge gegen die Zahnköpfe der Scheibe abstützen, siehe z. B. T-Profil in Abbildung 1.6.1.

Die scherfesten und widerstandsfähigen Zähne sind so geformt und angeordnet, dass sie exakt und unter geringster Reibung in die Zahnücken der zugehörigen Scheibe eingreifen. Sofern für den optibelt ALPHA V Zahnriemen sechs Zähne bzw. für die optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER, ALPHA SRP, ALPHA FLEX und ALPHA LINEAR Zahnriemen zwölf Zähne und mehr an der kleinen Scheibe im Eingriff sind, kann die maximal zulässige Umfangskraft des Zahnriemens vollständig übertragen werden.

Zahnriemenaufbau, doppelverzahnt

Der Doppelzahnriemen dient in Leistungsantrieben zur Drehzahlumkehr. Der Aufbau des Doppelzahnriemens gleicht im Wesentlichen dem des beschriebenen einfach verzahnten Riemens. Die Verzahnung ist auf der Ober- und Unterseite im T-Profil zueinander versetzt und mit identischer Zahnteilung angeordnet, siehe Abbildung 1.3.2. In den AT- und HTD-Profilen ist die Verzahnung gegenüberliegend angeordnet, so dass hier die Biegewilligkeit des nur einfach verzahnten Riemens erhalten bleibt.

Die Art des Zugträgers und dessen Lage zu Steg und Zahn im Riemen unterscheiden sich bei beiden Ausführungen nicht. Die zulässige Gesamtleistung des Doppelzahnriemens verdoppelt sich nicht, sondern entspricht der des einfach verzahnten Zahnriemens. Die übertragbare Leistung kann abhängig von der eingreifenden Zähnezahl abtriebsseitig frei auf beide Zahnseiten verteilt werden.

Die unterschiedlichen Profile, Eigenschaften, Maße und Normen sind in Kapitel 1.4 beschrieben.

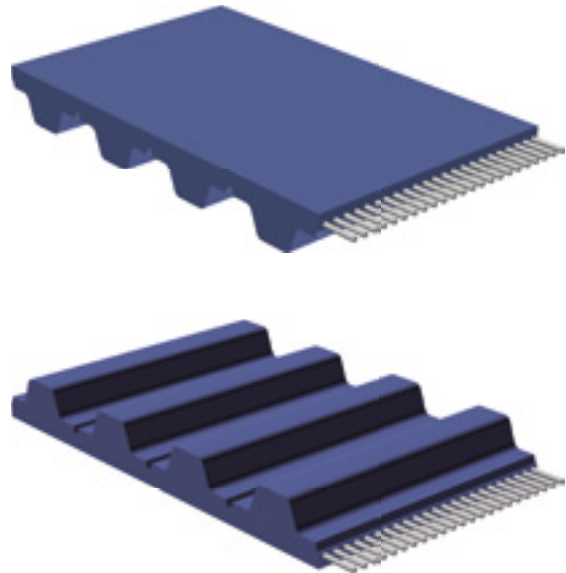


Abbildung 1.3.1: Polyurethan-Zahnriemen, einfach verzahnt

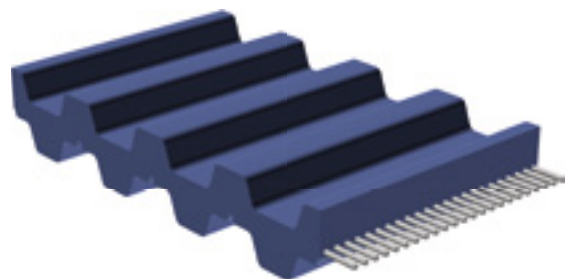


Abbildung 1.3.2: Polyurethan-Zahnriemen, doppelverzahnt

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.3 AUFBAU, BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND PROFILE DER GRUNDRIEMEN



Profilvarianten, einfach verzahnt

Spurzahnriemen mit gekerbter Keilleiste

Die seitliche Führung eines optibelt ALPHA V Förderriemens kann alternativ zu Bordscheiben und U-förmigen Stützschiene durch eine zahnseitige, gekerbte Keilleiste erfolgen. Spurzahnriemen erfordern entsprechend angepasste Zahnscheiben und Stützschiene mit Keilnut.

Ein nachträgliches Nuten und Einschweißen einer Vollprofil-Keilleiste – diese ist entsprechend nicht gekerbt – können entfallen. Daher können optibelt ALPHA V Spurzahnriemen mit mittiger, gekerbter Keilleiste und der Standardbreite 100 mm vergleichsweise preisgünstiger angeboten werden als Zahnriemen mit nachträglich eingeschweißter Keilleiste.

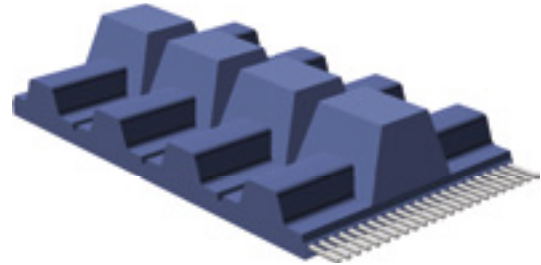


Abbildung 1.3.3: Polyurethan-Spurzahnriemen mit formgezahnter Keilleiste

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.3 AUFBAU, BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND PROFILE DER GRUNDRIEMEN



Beschichtungsvarianten als Bestandteil des Grundriemens

Polyamidgewebe PAZ, PAR, PAZ / PAR

Polyamid-(PA-)Gewebe dient der Reibungs- und Geräuschminimierung bei thermoplastischen Zahnriemen optibelt ALPHA LINEAR / V und optibelt ALPHA FLEX.

Als Bestandteil des Zahnriemens kann Polyamidgewebe bei diesen Produktgruppen während der Formgebung auf der Verzahnung des Formrades mit einlaufen. Grünes Polyamidgewebe ist in Abbildung 1.3.4 auf der Verzahnung dargestellt. Diese Ausführung wird PAZ abgekürzt.

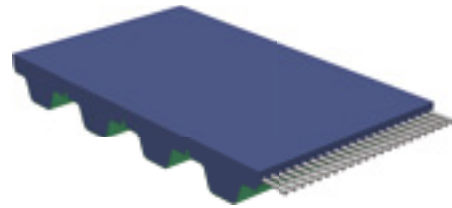
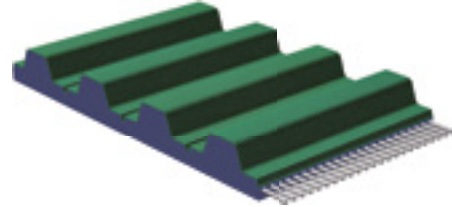


Abbildung 1.3.4: Polyamidgewebe auf der Verzahnung, PAZ

In Abbildung 1.3.5 ist grünes Polyamidgewebe auf dem glatten Rücken – Abkürzung PAR – eines optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemens zu sehen. Auch dieses Polyamidgewebe läuft während des formgebenden Prozesses, jedoch hier rückenseitig, ein.

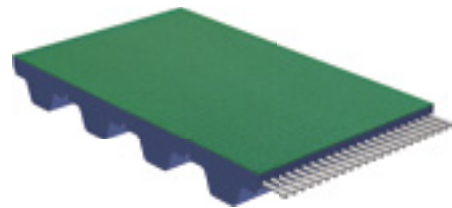


Abbildung 1.3.5: Polyamidgewebe rückenseitig, PAR

Die Zahnriemen optibelt ALPHA LINEAR / V können entsprechend auch mit beidseitigem Polyamidgewebe – Abkürzung PAZ / PAR – gefertigt werden, siehe Abbildung 1.3.6.

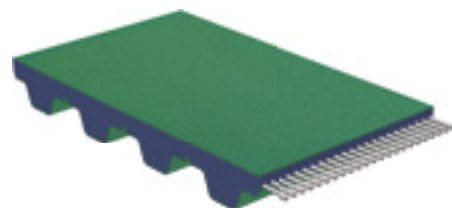


Abbildung 1.3.6: Polyamidgewebe auf der Verzahnung und rückenseitig, PAZ / PAR

Der glatte Rücken eines optibelt ALPHA FLEX kann bei der Herstellung nicht mit Polyamidgewebe ausgestattet werden. Dies gilt grundsätzlich auch für rückenseitige Verzahnungen. Doppelverzahnte, thermoplastische Zahnriemen können wie in Abbildung 1.3.7 nur in der Ausführung PAZ geliefert werden. Das Polyamidgewebe wird detailliert in Kapitel 6.1 behandelt.

Die Tabelle 1.2.1 gibt einen Überblick über die Fertigungsmöglichkeiten von Polyamidgewebe als Bestandteil des Grundriemens in Abhängigkeit von den Produktgruppen.

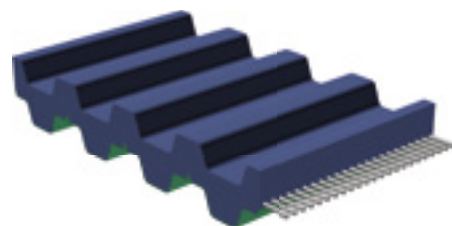


Abbildung 1.3.7: Polyamidgewebe auf einer Seite der Verzahnung eines doppelverzahnten Riemen

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.3 AUFBAU, BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND PROFILE DER GRUNDRIEMEN



Verstärkter Rücken

Zu Förderzwecken können optibelt ALPHA V, ALPHA FLEX und ALPHA SRP direkt mit einem verstärkten Rücken aus Polyurethan hergestellt werden, siehe Abbildung 1.3.8. Diese Variante ist unter den beschichteten Riemenausführungen der thermoplastischen Polyurethan-Zahnriemen die einfachste und damit preisgünstigste.

Beim gegossenen optibelt ALPHA SRP, der in Kapitel 6.3 beschrieben ist, kann dabei der verstärkte Polyurethan-Rücken alternativ auch in Härten abweichend vom Grundriemen ausgeführt werden.

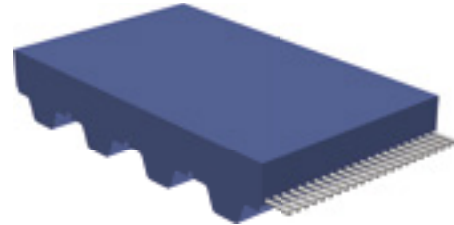


Abbildung 1.3.8: Polyurethan-Zahnriemen in Ausführung Verstärkter Rücken

T2, PU-Smart und APL plus

Endliche optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen können auf dem Riemenrücken bei der Fertigung direkt mit der

- glatten Polyurethan-Beschichtung T2, siehe Abbildung 1.3.9, oder der
- profilierten Beschichtung PU-Längsrille fein, siehe Abbildung im Unterkapitel 6.2
- geschäumten Beschichtung PU-Smart, siehe Abbildung 1.3.10,
- glatten Polyvinylchlorid-Beschichtung APL plus, siehe Abbildung 5.2.5,

und weiteren Materialien und Ausführungen ausgestattet und zusammen mit der Beschichtung zum endlosen optibelt ALPHA V verschweißt werden.

Ein nachträgliches Beschichten entfällt somit. Daher können diese Riemenausführungen grundsätzlich preisgünstiger als nachträglich beschichtete optibelt ALPHA V SPECIAL Zahnriemen angeboten werden. Die hier genannten Beschichtungen und die große Zahl nachträglich aufgetragener Beschichtungen für beliebige Grundriemengruppen über Polyurethan-Zahnriemen hinaus sind in Kapitel 6.2 beschrieben.

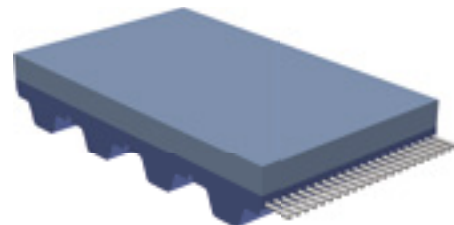


Abbildung 1.3.9: Polyurethan-Zahnriemen mit Beschichtung T2

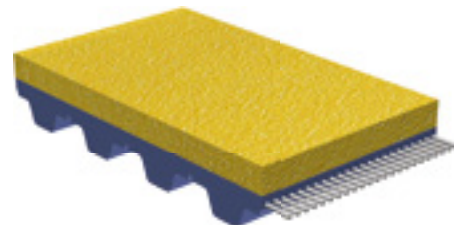


Abbildung 1.3.10: Polyurethan-Zahnriemen mit Beschichtung PU-Smart

Nocken als Bestandteil des Grundriemens

Wie die Verzahnung auf dem Rücken doppelverzahnter, gegossener Zahnriemen ALPHA TORQUE und ALPHA POWER lassen sich beim optibelt ALPHA SRP rückenseitig individuell gestaltete Nocken zusammen mit der Riemenverzahnung formen. Die Abbildung 1.3.11 zeigt beispielhaft eine mögliche Nocken-gestaltung.

Beim optibelt ALPHA SRP kann die Polyurethan-Nocke alternativ auch in Härten abweichend vom Grundriemen ausgeführt werden.

Weitere Details sind dem Kapitel 6.5 zu entnehmen.

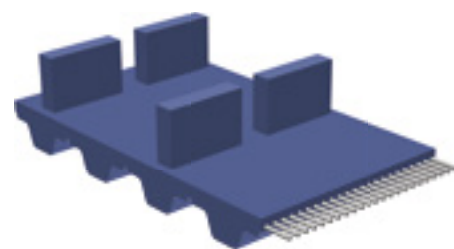


Abbildung 1.3.11: Polyurethan-Zahnriemen mit Nocken aus Polyurethan

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



1.4 Profile, Eigenschaften, Maße und Normen

Die ersten Zahnriemen besaßen ein trapezförmiges Profil mit zölliger Teilung und wurden für synchrone Leistungsantriebe konzipiert. Die Trapezform eignet sich gleichermaßen auch für Förderantriebe mit Stützschiene, auf der sich der flache Zahnkopf gut abstützen kann. Dies gilt nicht für runde Profile mit ihrer zu kleinen Auflagefläche auf der Stützschiene. Das weiterentwickelte runde HTD-Profil eignet sich durch seine höhere Übersprungsicherheit und vermindertes Laufgeräusch besonders für Leistungsantriebe und Linearantriebe. Gleichwohl ist bei Linearantrieben mit hohen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit das weiterentwickelte trapezförmige AT-Profil – vor allem durch das verringerte Zahnspiel zwischen Riemen und Scheibe – vorzuziehen.

Für die Drehrichtungsumkehr stehen neben einfach verzahnten Zahnriemen doppelverzahnte Zahnriemen zur Verfügung. Diese besitzen wie die einfach verzahnten Zahnriemen grundsätzlich nur auf einer Seite eine Wickelnase. Die in den folgenden Tabellen angegebenen Zahnkopfbreiten können je nach Produktgruppe und Profil geringfügig abweichen.

Profil zöllig

Das zöllige, trapezförmige Profil wird heute bei Neukonstruktionen insbesondere im europäischen Raum kaum noch verwendet. Eine Ausnahme bildet z. B. die Teilung H als Ersatzlösung für Transportketten. Optibelt Polyurethan-Zahnriemen mit zölliger Teilung ersetzen Chloropren-Zahnriemen mit gleicher Teilung bei hohen Anforderungen an die chemische Beständigkeit.

Tabelle 1.4.1: Abmessungen zölliges Profil

Profil	Teilung	Gesamt- höhe	Zahn- höhe	Zahn- breite	Flanken- winkel
	t [mm]	h [mm]	h_t [mm]	s [mm]	β [°]
MXL	2,032	1,14	0,51	0,77	40
XL	5,080	2,30	1,27	1,39	50
L	9,525	3,60	1,91	3,26	40
H	12,700	4,30	2,29	4,45	40
XH	22,225	11,20	6,35	7,95	40

Zahnfußbreite [mm]: MXL: 1,14; XL: 2,57; L: 4,65; H: 6,12; XH: 12,57

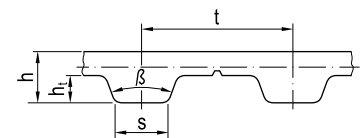


Abbildung 1.4.1: Profil zöllig

Profil T

Das am weitesten verbreitete metrische Profil T ist wie das zöllige Profil trapezförmig. Bei Neukonstruktionen wird dieses Profil für spezifisch gering belastete Antriebe gewählt. Durch die im Vergleich zu den Profilen AT und HTD dünneren Zugträger-Durchmesser und schmalere Zähne ist der Riemen biegewilliger und kann auf kleineren Zahnscheiben-Durchmessern eingesetzt werden.

Das Zahnspiel und die Riemendehnung unter Last sind größer als beim AT-Zahnriemen gleicher Teilung. Der Riemensteg zwischen den Zähnen stützt sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab. Bei z. B. stark staubiger Umgebungsbedingung kann das größere Zahnspiel bzw. das größere freie Volumen zwischen Riemen und Zahnscheibe die Neigung zum Auflaufen gegenüber dem AT-Profil minimieren.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



Tabelle 1.4.2: Abmessungen Profil T

Profil	Teilung	Gesamt- höhe	Zahn- höhe	Zahn- breite	Flanken- winkel
	t [mm]	h [mm]	h_f [mm]	s [mm]	β [°]
T2,5	2,5	1,3	0,7	0,99	40
T5	5,0	2,2	1,2	1,78	40
T10	10,0	4,5	2,5	3,48	40
T20	20,0	8,0	5,0	6,51	40

Zahnfußbreite [mm]: T2,5: 1,50; T5: 2,65; T10: 5,30; T20: 10,15

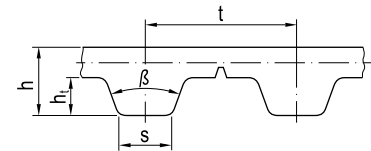


Abbildung 1.4.2: Profil T

Tabelle 1.4.3: Abmessungen Profil DT, doppelverzahnt

Profil	Teilung	Gesamt- höhe	Zahn- höhe	Zahn- breite	Flanken- winkel
	t [mm]	h [mm]	h_f [mm]	s [mm]	β [°]
DT5	5,0	3,4	1,2	1,78	40
DT10	10,0	7,0	2,5	3,48	40
DT20	20,0	13,0	5,0	6,51	40

Zahnfußbreite [mm]: Siehe Tabelle 1.4.2

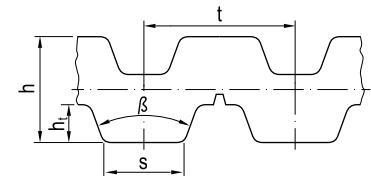


Abbildung 1.4.3: Profil DT

Profil TK mit gekerbter Keilleiste

Das beschriebene Profil T wird in den Teilungen 5 mm und 10 mm für Transportantriebe alternativ auch mit einer Keilleiste im Profil TK hergestellt. Die mittige Keilleiste übernimmt in der Keilnut der Zahnscheibe und der Stützschiene die seitliche Führung des Förderzahnriemens. Für einen verminderten Mindestdscheibendurchmesser im Vergleich zu Spur Zahnriemen mit Vollprofil-Keil ist die Keilleiste gekerbt.

Bei Anwendungen mit z. B. außermittiger Führungsnut kann eine Vollprofil-Keilleiste nachträglich in eine entsprechend längsgenutete Verzahnung eingeschweißt werden.

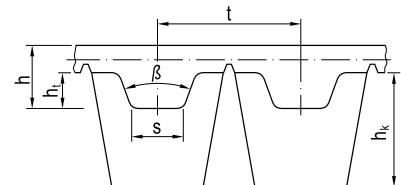


Abbildung 1.4.4: Profil TK mit gekerbter Keilleiste in Seitenansicht

Tabelle 1.4.4: Abmessungen Profil TK

Profil	Profilmaße	Keilbreite	Keilhöhe	Keilwinkel
	siehe	b_k [mm]	h_k [mm]	β_k [°]
T5K6	T5	6	4	38
T10K6	T10	6	4	38
T10K13	T10	13	6,5	38

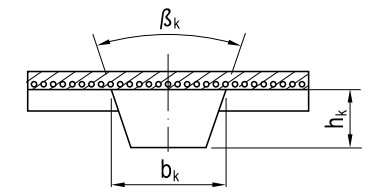


Abbildung 1.4.5: Profil TK mit gekerbter Keilleiste im Schnittbild

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



Profil AT

Das AT-Profil wurde aus dem bewährten trapezförmigen T-Profil entwickelt und wird bei Neukonstruktionen nicht nur bei Leistungsantrieben generell bevorzugt. Die Profilbezeichnung AT steht für „advanced“ (fortschrittliches) T-Profil.

Der AT-Zahnriemen besitzt die größte Zahnbreite und damit die höchste Zahnscherfestigkeit bzw. größte zulässige spezifische Zahnkraft aller trapezförmigen Profile. Durch die geringe Zahnverformung des AT-Profils, die vergleichsweise starken Corde und das vergleichsweise geringe Zahnspiel werden bei Linearantrieben hohe Positioniergenauigkeiten unter Last erreicht.

Der AT-Zahn stützt sich im Gegensatz zu den anderen trapezförmigen Profilen auf der Zahnkopffläche in der Zahnluke der Verzahnung der Scheiben ab. Ein weiterer Vorteil des großen Zahnkopfes der AT-Verzahnung ist der geringe Zahnverschleiß bzw. die höhere Zahnbelastbarkeit bei Förderantrieben durch die reduzierte Flächenpressung zwischen Riemen und unterstützender Schiene.

Tabelle 1.4.5: Abmessungen Profil AT

Profil	Teilung	Gesamthöhe	Zahnhöhe	Zahnbreite	Flankenwinkel
	t [mm]	h [mm]	h _f [mm]	s [mm]	β [°]
AT5	5,0	2,7	1,2	2,5	50
AT10	10,0	4,5*	2,5	5,0	50
AT20	20,0	8,0	5,0	10,0	50

Zahnfußbreite [mm]: AT5: 3,62; AT10: 7,33; AT20: 14,66

* Bei ALPHA TORQUE und ALPHA POWER Zahnriemen: 5,0 mm

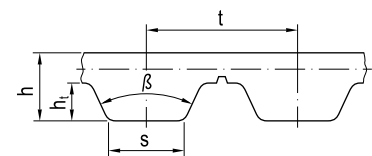


Abbildung 1.4.6: Profil AT

Profil ATK mit gekerbter Keilleiste

Das beschriebene Profil AT wird in den Teilungen 5 mm und 10 mm für Transportantriebe alternativ auch mit einer Keilleiste im Profil ATK hergestellt. Die mittige Keilleiste übernimmt in der Keilnut der Zahnscheibe und der Stützschiene die seitliche Führung des Förderzahnriemens. Für einen verminderten Mindestdurchmesser im Vergleich zu Spur Zahnriemen mit Vollprofil-Keil ist die Keilleiste gekerbt.

Bei Anwendungen mit Riemenbreiten von 75 mm und kleiner bzw. z. B. außermittiger Führungsnut und Riemenbreite 100 mm kann eine Vollprofil-Keilleiste nachträglich in eine entsprechend längsgenutete Verzahnung eingeschweißt werden.

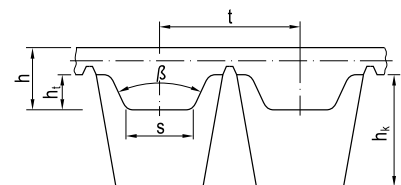


Abbildung 1.4.7: Profil ATK mit gekerbter Keilleiste in Seitenansicht

Tabelle 1.4.6: Abmessungen Profil ATK

Profil	Profilmaße	Keilbreite	Keilhöhe	Keilwinkel
	siehe	b _k [mm]	h _k [mm]	β _k [°]
AT5K6	AT5	6	4	38
AT10K6	AT10	6	4	38
AT10K13	AT10	13	6,5	38

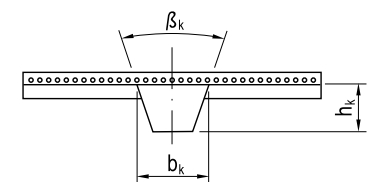


Abbildung 1.4.8: Profil ATK mit gekerbter Keilleiste im Schnittbild

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



Profil ATL

Für eine genauere Positionierung in der Lineartechnik werden verstärkte, im Corddurchmesser vergrößerte und somit dehnungsärmere Zugträger in Riemen mit ATL-Profil verbaut. Die eigenen Formen des ATL-Profils mit einer reduzierten Höhe der Fertigungsnase ermöglichen eine identische Lage der Zugstrangmitte der verstärkten Corde im Vergleich zu den AT-Profilen und somit den Lauf in AT-Zahnscheiben. Es werden daher keine abweichenden, im Wirkdurchmesser angepassten Sonderzahnscheiben benötigt.

Der Riemen wird zudem für den Ausgleich der höher gewählten Vorspannung in leichter Minustoleranz gefertigt.

Es gelten entsprechend die gemachten Angaben zum Profil AT, siehe Tabelle 1.4.5.

Profil HTD

Das HTD-Profil ist ein Rundbogenprofil, das sich im Verhältnis zum trapezförmigen Zahn durch einen ruhigeren Lauf und eine höhere Überspringsicherheit durch die größere Zahnhöhe auszeichnet. Die Profilbezeichnung steht für „high torque drive“. Es wurde für hochbelastete Antriebe entwickelt und wird heute bei Neukonstruktion primär bei Leistungsantrieben eingesetzt, die z. B. aufgrund der chemischen Belastungen nicht mit Chloropren-Zahnriemen im HTD- bzw. Omega-Profil gelöst werden können. Das HTD-Profil besitzt an der Zahnbasis eine große Zahnbreite und damit eine hohe Zahnscherfestigkeit und große zulässige spezifische Zahnkraft. Zudem finden Zahnriemen mit HTD-Profil trotz des für Leistungsantriebe etwas vergrößerten Zahnspiels in Linearantrieben mit erhöhten Anforderungen an das Laufgeräusch Anwendung. Die Riemenstege zwischen den Zähnen stützen sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab. Doppelverzahnte Zahnriemen im Profil D5M und D8M sind je nach Produktgruppe verfügbar.

Aufgrund der runden Zahnform und der somit sehr kleinen Auflagefläche entsteht bei der Berührung mit einer Stützschiene in Transportanwendungen eine hohe Flächenpressung. Für Förderantriebe mit hoher Transportlast kann das HTD-Profil wegen des ungünstigen Verschleißverhaltens am Zahnkopf daher nicht empfohlen werden.

Tabelle 1.4.7: Abmessungen Profil HTD

Profil	Teilung	Gesamt- höhe	Zahn- höhe	Zahn- breite	Flanken- winkel
	t [mm]	h [mm]	h_t [mm]	s [mm]	β [°]
5M	5,0	3,6	2,06	—	—
8M	8,0	5,6	3,38	—	—
S8M	8,0	5,3	3,05	—	—
14M/ML	14,0	10,0	6,00	—	—

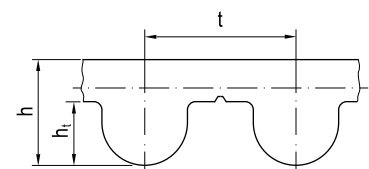


Abbildung 1.4.9: Profil HTD

Profil F

Das F-Profil ist ein Flachriemenprofil, das auf zylindrischen Formen mit Fertigungsnasen mit einer Teilung von 10 mm analog zu den Zahnriemen aufgebaut wird.

Tabelle 1.4.8: Abmessungen Profil F

Profil	Teilung	Gesamt- höhe	Zahn- höhe	Zahn- breite	Flanken- winkel
	t [mm]	h [mm]	h_t [mm]	s [mm]	β [°]
F2	—	2	—	—	—
F2,5	—	2,5	—	—	—
F3, FL3	—	3	—	—	—

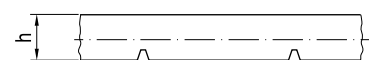


Abbildung 1.4.10: Profil F

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



Normen

Tabelle 1.4.9: Normen

Norm	AT-Profil	T-Profil	Zölliges Profil	HTD-Profil
Zahnriemennorm	ISO 17396	ISO 17396	DIN ISO 5296 Teil 1	ISO 13050
Zahnscheibennorm	ISO 17396	ISO 17396	DIN ISO 5294	ISO 13050

Produktgruppen, Grundprofile, Profile und Corde

Die Tabelle 1.4.10 gibt eine Übersicht über die Produktgruppen mit den dazugehörigen Profilen zusammen mit den übergeordneten Grundprofilen und Corden.

In der Produktgruppe optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA SRP können weitere Teilungen der Profile T und AT wie z. B. T2, T20, AT3, AT20 oder die Kerbzahnprofile TR10, TR15 mit den Teilungen 1,0 mm und 1,5 mm auf Anfrage geliefert werden.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.4 PROFILE, EIGENSCHAFTEN, MAßE UND NORMEN



Tabelle 1.4.10: Produktgruppen, Grundprofile, Profile und Corde

	Produktgruppen			
	ALPHA TORQUE ALPHA POWER ALPHA SRP gegossen, endlos	ALPHA FLEX extrudiert, endlos	ALPHA LINEAR extrudiert, endlich	ALPHA V verschweißt, endlos
Grundprofile	Profile			
Profil zöllig	MXL, XL, L (ALPHA TORQUE)	H	XL, L, H, XH	L, H, XH
Profil T	T2,5, T5, T10, DT5, DT10	T5, T10, T20, DT5, DT10	T5, T10, T20, T10 groove-free	T5, T10, T20, TT5, DT5 ¹ , DT10 ¹
Profil TK, Keilleiste				T5K6, T10K6, T10K13
Profil AT	AT5, AT10	AT5, AT10, AT20, DAT5, DAT10	AT5, AT10, AT20	AT5, AT10, AT20, DAT5 ¹ , DAT10 ¹
Profil ATK, Keilleiste				AT5K6, AT10K6, AT10K13
Profil ATL			ATL5, ATL10, ATL20	
Profil HTD S8M		5M, 8M, 14M, D5M, D8M	5M, 8M, S8M, 14M, 14ML, 14 MLP	5M, 8M, 14M, D5M ¹ , D8M ¹
Profil F, Flachriemen			F2, F2,5, F3, FL3	F2, F2,5, F3, FL3
Standardzugstrang ²	Stahl	Stahl	Stahl Aramid	
Sonderzugstrang ² siehe Kapitel 1.5	Aramid Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei Vectran Polyester	Aramid Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei	Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei	
optional ohne Wickelnase	—	—	+ ³	

¹ Doppelverzahnte Profile auf Anfrage

² Aramid- und Sondercorde je Profil auf Anfrage

³ Profil T10 ohne Wickelnase erhältlich, weitere Profile auf Anfrage

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.5 ZUGTRÄGERMATERIALIEN UND -AUSFÜHRUNGEN, SCHEIBENVERZÄHNUNG



1.5 Zugträgermaterialien und -ausführungen, Scheibenverzahnung

Polyurethan-Zahnriemen aller Produktgruppen sind grundsätzlich mit einem verzinkten Stahlzugträger versehen. Mit dem Stahlzugträger in Standardaufbau werden nahezu alle Anwendungen vom Leistungsantrieb über Linear- und Förderantriebe abgedeckt.

Je nach Produktgruppe werden alternativ auch Aramidzugträger oder hochflexible und rostfreie Stahlzugträger angeboten.

Jedem einzelnen Zahnriemenprofil ist ein Zugträger-Durchmesser zugeordnet, nach dem die entsprechende Fertigungsform und die zugehörigen Zahnscheiben ausgelegt sind. Bei stärkeren Corden mit einem größeren Durchmesser ist in der Regel eine Anpassung der Formengeometrie für die Verwendung von Standardscheiben notwendig. Werden stärkere Corde auf Formen, die für Standard-Zugträger-Durchmesser ausgelegt wurden, verwendet, müssen die Zahnscheiben-Durchmesser zumeist korrigiert werden. Hier werden oft Sonderscheiben benötigt, in denen umgekehrt dann keine Zahnriemen mit Standardprofil eingesetzt werden können.

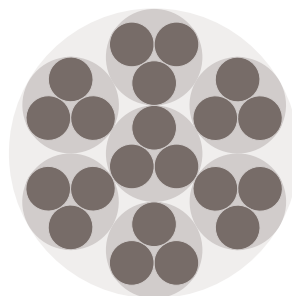
Alle in Unterkapitel 1.4 vorgestellten Profile der Optibelt Polyurethan-Zahnriemen laufen, bezogen auf die Verzahnung in Zahnscheiben, mit Standardverzahnung. Hier ist grundsätzlich keine Sonderverzahnung erforderlich.

Zugstrangmaterial: Stahl in Standardausführung, ST

Stahlzugträger bestehen aus dünnen, verzinkten Filamenten, die zu Litzen gezwirnt werden. Diese Litzen werden weiter zu Zugträgern verdreht. Dehnung und Bruchfestigkeit sind hauptsächlich vom metallischen Querschnitt und somit vom Durchmesser des Cordes abhängig.

Die Abbildung 1.5.1 zeigt beispielhaft einen Stahlcord-Querschnitt in Standardaufbau mit dem Durchmesser 0,9 mm z. B. für das Profil AT10, bestehend aus sieben Litzen mit jeweils drei Filamenten und somit zusammen 21 Filamenten.

Die Verzinkung schützt den Stahl nicht dauerhaft, so dass insbesondere bei hoher Luftfeuchtigkeit und mit zunehmender Laufzeit Korrosion auftritt.



**Abbildung 1.5.1: Zugträgeraufbau
7 x 3 im Querschnitt**

Zugträgermaterial: rostfreier Edelstahl, RF

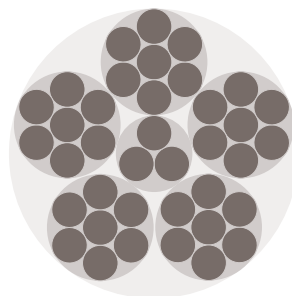
Um Korrosion der Zugträger in nasser oder feuchter Umgebung zu verhindern, wird der Einsatz von Zugträgern aus rostfreiem Edelstahl empfohlen. Rostfreie Zugträger finden u. a. in der Lebensmittel- und Pharmaindustrie Anwendung. Der Aufbau eines rostfreien Zugträgers ist identisch mit dem der Standard-Stahlzugträger. Zugträger mit rostfreiem Edelstahl besitzen eine geringere Festigkeit im Vergleich zu Stahlzugträgern in Standardausführung. Bei einer Antriebsauslegung müssen größere Mindestdurchmesser und verringerte zulässige Zugkräfte berücksichtigt werden.

Zugträgermaterial: Stahl mit hochflexiblem Aufbau, HF

Durch die Verwendung dünnerer Filamente im Vergleich zum Standard-Stahlzugstrang und einer angepassten Cordkonstruktion lassen sich die Belastungen der Filamente durch Biegung deutlich verringern.

Die Abbildung 1.5.2 zeigt einen hochflexiblen Stahlcord mit dem Durchmesser 0,9 mm z. B. für das Profil AT10, bestehend aus einer mittig angeordneten Litze mit drei Filamenten und fünf Litzen mit jeweils sieben Filamenten.

Die Durchmesser der Corde mit hochflexiblem Aufbau entsprechen ungefähr denen der jeweiligen Standardzugträger. Durch den größeren metallischen Querschnitt wird zudem eine erhöhte Festigkeit erreicht.



**Abbildung 1.5.2: Zugträgeraufbau
3 + 5 x 7 im Querschnitt**

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.6 WIRKUNGSWEISE



Aufgrund der besseren Flexibilität bei Biegung lassen sich mit diesen Zugträgern ca. 20 % kleinere Mindestzahnscheibendurchmesser realisieren. Ideale Anwendung sind zudem Antriebe mit Gegenbiegung. Ein dauerhafter Schutz vor Korrosion ist analog zu den Standard-Stahlzugträgern durch die Verzinkung auch hier nicht gegeben.

Zugstrangmaterial: Aramid, AR

Aramidzugträger sind im Vergleich zu Stahl unempfindlicher gegen Stoßbelastung und kommen daher vorwiegend bei stoßbelasteten Antrieben zur Anwendung. Zudem findet Aramidcord in der Lebensmittel- und Pharmaindustrie Verwendung.

Die Biegewilligkeit von Aramidcord ist hoch, so dass sehr kleine Zahnscheiben-Durchmesser möglich sind. Zugleich ist aber die Biegegewichselfestigkeit von Aramid reduziert.

Aramidcord besitzt eine im Vergleich erhöhte bleibende Dehnung. Zahnriemen mit Aramidzugträgern sind daher nicht wartungsfrei und nicht für Antriebe mit festem Achsabstand geeignet. Aramid neigt bei hoher Luftfeuchtigkeit und Kontakt mit Wasser zum Quellen und zu einem Vorspannkraftanstieg.

Zugträgermaterial: Polyester, PES

In korrosiver Umgebung, z. B. chlorhaltigem Wasser, können Zugträger aus Polyester verwendet werden. Die im Vergleich zu den vorgenannten Zugträgermaterialien hohe elastische Dehnung von PolyesterCORDen erlaubt nur eine geringe spezifische Belastung und erfordert eine entsprechend große Dimensionierung.

1.6 Wirkungsweise

Zahneingriff und -teilung, vereinfachte Bestimmung

Die Verzahnungen von Zahnriemen und Zahnscheibe sind aufeinander abgestimmt und greifen im Bereich der Umschlingung ineinander, siehe Abbildung 1.6.1. Die eingreifenden Zähne der treibenden Scheibe übertragen Kräfte auf die Zähne des Riemens, die ihrerseits Zahn für Zahn Kräfte auf die Zugträger übertragen. Zwischen den Scheiben sind die Zähne der gestreckten Riementrume entlastet. Die Zugträger werden nur mit Zugkräften belastet, die diese bei Leistungsantrieben, siehe Abbildung 2.1.1, an der getriebenen Scheibe umgekehrt Zahn für Zahn an dessen Verzahnung übertragen. Bei Linearantrieben werden die Zugkräfte stattdessen auf die Verzahnung der Spannplatten übertragen.

Nur in gestreckter Lage ist die Zahnteilung t über die Höhe des Riemens hinweg identisch. Zur einfachen Messung der Zahnteilung des gestreckten Zahnriemens werden bei trapezförmigem Zahnprofil z. B. zwei jeweils linke oder rechte Kanten zweier benachbarter Zähne verwendet. Genauer kann über mehrere Zähne, z. B. über zehn Zahnteilungen und elf Zähne, gemessen werden. Das Messergebnis wird dann entsprechend durch zehn geteilt.

Eine genaue Messung der Teilung und Länge der optibelt ALPHA LINEAR / V und teils ALPHA FLEX Zahnriemen erfolgt über einen Meter. Eine exakte Messung der Teilung und Länge der optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER erfordert eine Zweischeiben-Messmaschine nach Norm. Die Normen finden sich in Tabelle 1.4.9. Die Toleranzen zu Riemen und Scheiben sind in Kapitel 7 aufgeführt.

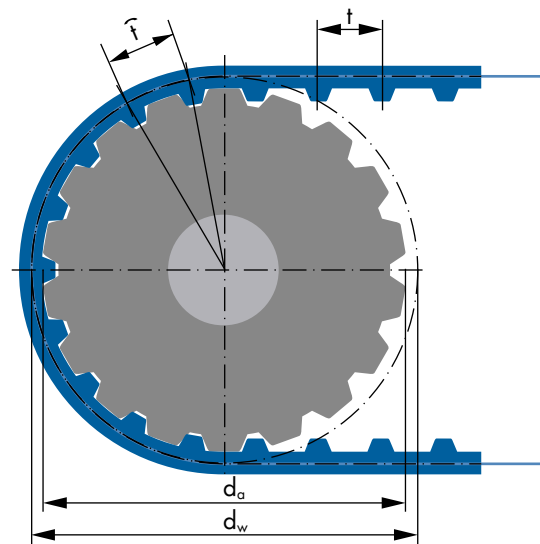


Abbildung 1.6.1: Zahnriemen im Eingriff mit der Zahnscheibe

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.6 WIRKUNGSWEISE



Die Zahnteilung t ist in gekrümmter Lage des Riemens die Bogenlänge z. B. von Zahnmitte zu Zahnmitte in Höhe der Wirkebene. Diese Ebene liegt auf Höhe der Zugträgermittellinie. Die Teilungen von Zahnriemen und Zahnscheiben sind auf Höhe des Wirkdurchmessers d_w identisch. Der Wirkdurchmesser d_w der Zahnscheibe liegt daher außerhalb der Scheibe und ist somit größer als der Außendurchmesser d_a der Scheibe.

$$d_w > d_a \quad \text{mit } d_w [\text{mm}], d_a [\text{mm}]$$

Der Wirkdurchmesser d_w und die Teilung bzw. die Bogenlänge können grundsätzlich nicht direkt, z. B. mit einem Messschieber, gemessen werden. Wird trotzdem und stark vereinfacht die Teilung einer Zahnscheibe direkt an deren Zähnen gemessen, ergibt die geradlinige Messung der Teilung immer etwas kleinere Werte als der Wert der wirklichen, bogenförmigen Teilungslänge. Ein weiterer Grund für einen zu kleinen Wert liegt darin, dass unterhalb der Wirkebene gemessen werden muss. Je näher in Richtung Scheibenmittelpunkt gemessen wird, desto kleiner werden die Bogenlängen.

Wie in der Abbildung 1.6.1 zu sehen, muss die Zahnteilung zwischen Riemen und Scheibe auf Höhe der Wirkebene auch unter Last möglichst identisch sein. So ist sichergestellt, dass der Riemenzahn mit minimaler Reibung und Verformung in die Verzahnung der Scheibe ein- und auslaufen kann. Dies setzt unter Last dehnungsarme Zugträger voraus, die dadurch die Umfangskraft auf möglichst viele der eingreifenden Zähne verteilen. Zudem muss die Mittellinie des Zugstrangs für eine hohe Teilungsgenauigkeit immer exakt auf Höhe der definierten Wirkebene liegen. Wie bereits in Unterkapitel 1.5 erwähnt, ist dies für alle in Unterkapitel 1.4 vorgestellten Profile der Optibelt Polyurethan-Zahnriemen gegeben, so dass, bezogen auf die Verzahnung, grundsätzlich Zahnscheiben aus dem Standardsortiment eingesetzt werden können.

In der Optibelt-Sortimentsliste finden sich für viele Profile Standardzahnscheiben mit Angaben zu Zähnezahl z , Außendurchmesser d_a und Wirkdurchmesser d_w . In Unterkapitel 7.3 finden sich u. a. die zugehörigen Außendurchmessertoleranzen. Eine grobe Teilungsbestimmung der Zahnscheibe, wie oben beschrieben, sollte mit einer Messung des Außendurchmessers und dem Abgleich mit dem entsprechenden Außendurchmessermaß in der Sortimentsliste abgesichert und abgeschlossen werden.

1 PRODUKTBESCHREIBUNG

1.6 WIRKUNGSWEISE



Kräfte im Zweischeiben-Leistungsantrieb

Stellvertretend für alle Antriebsarten werden die Kräfte in einem Zahnriemenantrieb anhand eines Leistungsantriebs beschrieben. Details zu Leistungs-, Linear- und Transportantrieben finden sich in Kapitel 2 und in den Kapiteln 3 bis 5 der jeweiligen Antriebsart wieder.

Die Abbildung 1.6.2 zeigt die Zugkraftverteilung im Zahnriemen eines Leistungsantriebs mit zwei Scheiben. Die Flächenhöhe entspricht der Größe der wirkenden Zugkraft, die sich aus den unten aufgeführten Kräften zusammensetzt. Die übertragene Umfangskraft bei identischer Trumlänge verteilt sich zu gleichen Teilen auf das be- und entlastete Trum.

Umfangskraft

Die vom Zahnriemen übertragbare Umfangskraft F_U hängt hauptsächlich von der Belastbarkeit der Zähne und der Zugträger ab.

Die Nennleistung P_N bzw. die Nennzugkraft F_N oder alternativ das Nennmoment M_N , die sich aus der Zahnbelastbarkeit ergeben, können dem jeweiligen Technischen Datenblatt des Zahnriemens entnommen werden.

Gleiches gilt für die zulässige Zugkraft F_{zul} der Zugträger bzw. der Corde.

Die Nennbelastbarkeit ist primär vom Durchmesser und von der Drehzahl der kleinen bzw. je nach Antriebsart antreibenden Scheibe abhängig. Zusätzlich muss die Art der äußeren Belastungen und der Antriebsgeometrie jedes einzelnen Antriebs berücksichtigt werden.

Vorspannkraft

Die statische Vorspannkraft F_T eines Zahnriemens wird so berechnet und eingestellt, dass im entlasteten Trum auch mit zunehmender Last möglichst immer eine kleine Restvorspannkraft erhalten bleibt. Der Fliehkraftanteil bei der statischen Vorspannkraft wird bei den im Vergleich z. B. zu Keilriemen leichteren Zahnriemen grundsätzlich und vereinfachend nicht berücksichtigt. Die zu übertragende Umfangskraft wird bei gleicher Trumlänge und gleichmäßigem Lauf zur Hälfte auf das be- und das entlastete Trum verteilt. Die Restvorspannkraft verhindert ein Überspringen des Zahnriemens. Die Wellenkräfte bleiben dann auch bei mäßigen Lastschwankungen nahezu konstant.

Fliehkkräfte

Zunehmende Drehzahlen erhöhen die Fliehkkräfte des Riemen, wodurch die Wellenkräfte entsprechend abnehmen. Wie oben beschrieben, werden Fliehkkräfte bei Zahnriemen vereinfachend nicht berücksichtigt.

Zahnkräfte

Eingreifende Riemenzähne übertragen anteilig die Umfangskraft von den Zähnen der Scheibe auf den Zugstrang und umgekehrt. Die Belastbarkeit eines Zahnes wird durch dessen Abrieb- und Scherfestigkeit bestimmt. Das Leistungsvermögen des Zahnriemens ergibt sich primär über dessen Breite b und die Summe der eingreifenden Zähne z_e , die für die Berechnung auf maximal zwölf bzw. bei verschweißten optibelt ALPHA V Zahnriemen auf sechs Zähne begrenzt wird.

Zugkräfte

Der Zugstrang nimmt die Umfangskraft Zahn für Zahn an der Antriebsscheibe auf und überträgt diese. An der Abtriebsscheibe gibt der Cord die Umfangskraft über den Zahneingriff wieder ab. Zusätzlich wird der Zugstrang mit Vorspannkräften beaufschlagt, die ohne äußere Last als statische Trumkraft über die gesamte Riemenlänge sowohl in den Trumen als auch in den umschlingenden Bereichen gleich wirken.

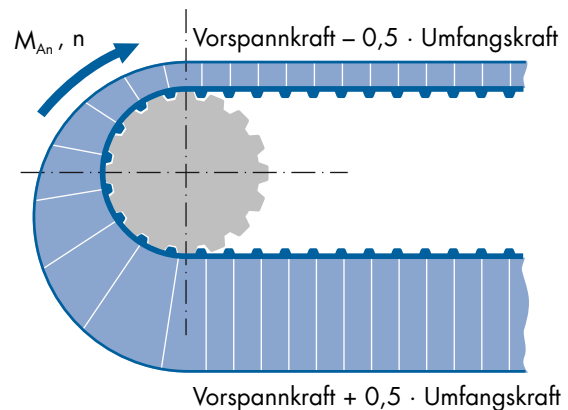


Abbildung 1.6.2: Zugkraftverteilung im Zahnriemen

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



2.1 Getriebegeometrie, wichtige Parameter und Formeln

Riemengeometrie, wichtige Parameter

Die Abbildung 2.1.1 zeigt die wesentlichen geometrischen Parameter eines Zahnriemen-Getriebes zur Leistungsübertragung mit einem Übersetzungsverhältnis $i > 1$, bestehend aus einem Zahnriemen und zwei Zahnscheiben jeweils gleicher Zahnteilung t und passendem Zahnprofil.

Bei diesem Übersetzungsverhältnis i ist die kleine Scheibe mit der Zähnezahl z_k die treibende Scheibe auf der Welle – mit dem Durchmesser d – des Antriebsmotors mit der Leistung P_{An} und der Drehzahl n_1 . Diese und die geometrischen Parameter mit den jeweiligen Indizes sind in der Tabelle 2.1.1 jeweils Antrieb, Riemen und Abtrieb zugeordnet.

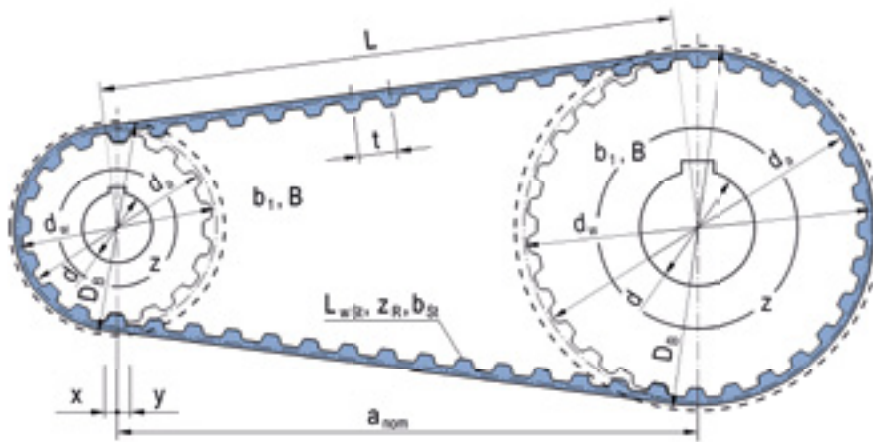


Abbildung 2.1.1: Getriebegeometrie: Riemen und Scheiben

Die Parameter in Tabelle 2.1.1 gelten im Wesentlichen bis auf P_{Ab} , M_{Ab} auch für Linear- und Förderantriebe.

Tabelle 2.1.1: Zuordnung wesentlicher Parameter mit physikalischen Einheiten zu obigem Leistungsantrieb

Zahnriemen-Getriebe Leistungsantrieb mit $i > 1$		
Antrieb Antriebsmaschine, -scheibe Indizes: An, 1, ...	Riemen Indizes: St, R, nom, ...	Abtrieb Abtriebsmaschine, -scheibe Indizes: Ab, 2, ...
P_{An} [kW], M_{An} [Nm]	F_U [N], v [m/s]	P_{Ab} [kW], M_{Ab} [Nm]
P_N [kW], M_N [Nm], F_N [N]	$P_{N\ spez}$ [W/mm], $M_{N\ spez}$ [Nm/mm], $F_{N\ spez}$ [N/mm]	P_N [kW], M_N [Nm], F_N [N]
$F_{a\ st}$ [N], $F_{a\ dyn}$ [N]	F_T [N]	$F_{a\ st}$ [N], $F_{a\ dyn}$ [N]
n_1 [1/mm], d_{w1} [mm] u. t [mm]	i , t [mm]	n_2 [1/mm], d_{w2} [mm] und t [mm]
z_1 , z_k mit z_e (oder z_g bei $i < 1$)	L [mm], L_{wSt} [mm], z_R , a_{nom} [mm]	z_2 , z_g (oder z_k mit z_e bei $i < 1$)
d_1 [mm], d_{a1} [mm], D_{B1} [mm]		d_2 [mm], d_{a2} [mm], D_{B2} [mm]
b_{11} [mm], B_1 [mm]	b_{St} [mm]	b_{12} [mm], B_2 [mm]
x [mm], y [mm]		oder x [mm], y [mm]

hier zudem $d_{w1} = d_{wk}$ und $d_{w2} = d_{wg}$ b_1 Breite an Verzahnung, B Gesamtbreite = Nabenhöhe (N Nabenhöhe nur ZRS mit TB)

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Bei einem Übersetzungsverhältnis $i < 1$, bei dem die Abtriebsdrehzahl n_2 die Antriebsdrehzahl n_1 übertrifft – Übersetzung ins Schnelle –, bezieht sich, abweichend zur Abbildung 2.1.1 und zur Tabelle 2.1.1, die Antriebsdrehzahl n_1 auf die große Scheibe z_g .

Scheibenfunktionen, Begriffe und Zähnezahlen

Bei Leistungsantrieben ist immer die kleine Scheibe z_k für die Antriebsauslegung und die Ermittlung der eingreifenden Zähnezahl z_e entscheidend. Die Abbildung 2.1.1 zeigt eine Antriebsscheibe mit 16 Zähnen:

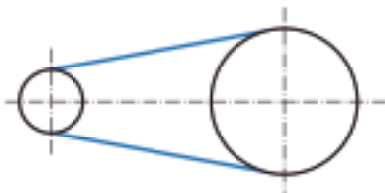
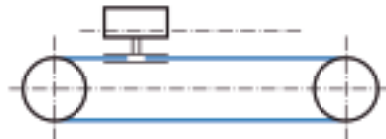
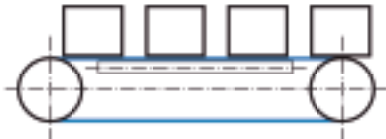
$z_1 = z_k = 16$. Bei $i = 1$ und $z_1 = z_2$ wären acht Zähne im Eingriff: $z_e = 8$.

Durch die in der Abbildung 2.1.1 gewählte zweite größere Scheibe $z_2 = z_g = 32$ werden die Umschlingung und somit die eingreifende Zähnezahl an der kleinen Scheibe auch abhängig vom vorhandenen Achsabstand a_{nom} etwas verringert: $z_e = 7$.

Für Antriebe mit Polyurethan-Zahnriemen wird die Anzahl der Zähne, die maximal für die Berechnung berücksichtigt werden dürfen, auf zwölf Zähne und nur bei verschweißten optibelt ALPHA V Zahnriemen auf sechs Zähne begrenzt, siehe Tabelle 2.1.2.

Im Gegensatz zu Leistungsantrieben werden bei Linear- und Förderantrieben immer die Antriebsscheibe z_1 und die dort eingreifende Zähnezahl z_e für die Antriebsauslegung berücksichtigt. Die zweite Scheibe dient hier primär als Rolle zur Umlenkung des Zahnriemens und nimmt entsprechend keine Umfangskräfte auf. In nahezu allen Fällen besitzt die zweite Scheibe z_2 in der Funktion einer Rolle die gleichen Dimensionen wie die Antriebsscheibe: $z_1 = z_2$.

Tabelle 2.1.2: Eingreifende, maximale und berücksichtigte bzw. Berechnungs-Zähnezahlen z_e , z_{emax} , z_{eB}

Leistungsantriebe ALPHA TORQUE ALPHA POWER ALPHA FLEX	Linearantriebe ALPHA LINEAR	Transportantriebe ALPHA V
$z_{\text{emax}} = 12$ 	$z_{\text{emax}} = 12$ 	$z_{\text{emax}} = 6$ 
Zahnscheiben-funktionen	Zahnscheiben-funktionen	Zahnscheiben-funktionen
Antrieb Motor $z_e = f(z_k, z_g, a_{\text{nom}})$	Antrieb Motor $z_e = z_1 / 2$	Antrieb Motor $z_e = z_1 / 2$
Abtrieb Maschine $z_e = f(z_k, z_g, a_{\text{nom}})$	Rolle Umlenken $z_e = z_1 / 2$	Rolle Umlenken $z_e = z_1 / 2$
Abtrieb Maschine $z_e = f(z_k, z_g, a_{\text{nom}})$	Antrieb Motor $z_e = z_1 / 2$	Antrieb Motor $z_e = z_1 / 2$
1. $z_{eB} = z_e \quad i = 1: z_e = z_k / 2$ 2. $z_{eB} \leq z_{\text{emax}}$	1. $z_{eB} = z_e$ 2. $z_{eB} \leq z_{\text{emax}}$	1. $z_{eB} = z_e$ 2. $z_{eB} \leq z_{\text{emax}}$
$f(z_k, z_g, a_{\text{nom}})$ siehe Kap. 3.2	sehr selten $z_1 \neq z_2$, falls $z_1 = z_k$ z_e siehe in Kap. 3.5 falls $z_1 = z_g$ vereinfacht $z_e = z_g / 2$	

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Allgemeine Formeln zu äußeren Lasten, zur Nenn-Kapazität und Geometrie

Riemengetriebe werden oft antriebsseitig über den Motor als äußere Last ausgelegt. Diese Daten stehen meist zur Verfügung. Der Riementrieb ist dann grundsätzlich sicher dimensioniert, wenn auch weitere Besonderheiten, die in Kapitel 2.2 beschrieben werden, beachtet werden.

Bei abtriebsseitig bekannter Belastung können eine Auslegung des Riementriebs und die Wahl des Motors über den Abtrieb erfolgen. Diese Optimierung ist insbesondere bei großen Stückzahlen wirtschaftlich sinnvoll.

Tabelle 2.1.3: Formeln zur äußeren Last und Nenn-Kapazität des Riemengetriebes

Leistung P [kW]	Moment M [Nm]	Umfangskraft F _U [N]
Äußere Lasten Zuordnung zu An- oder Abtrieb siehe auch Tabellen 2.1.1 – 2.1.6		
$P = \frac{M \cdot n}{9,55 \cdot 10^3}$	$M = \frac{P \cdot 9,55 \cdot 10^3}{n}$	
$P = \frac{2 \cdot M \cdot v}{d}$	$M = \frac{P \cdot d}{2 \cdot v}$	
$P = \frac{F_u \cdot d \cdot n}{19,1 \cdot 10^6}$		$F_u = \frac{P \cdot 19,1 \cdot 10^6}{d \cdot n}$
$P = \frac{F_u \cdot v}{10^3}$		$F_u = \frac{P \cdot 10^3}{v}$
	$M = \frac{F_u \cdot d}{2 \cdot 10^3}$	$F_u = \frac{M \cdot 2 \cdot 10^3}{d}$
Nenn-Kapazität Linear-, Förderantrieb z _k → z ₁ Formeln und spezifische Parameter P _{N spez} und F _{N spez} siehe auch Datenblätter zu Produktgruppen und Profilen		
$P_N = \frac{P_{N \text{ spez}} \cdot z_k \cdot z_{eB} \cdot b}{10^3}$	$M_N = \frac{P_N \cdot 9,55 \cdot 10^3}{n_k}$	$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b$
$P_{N \text{ spez}} = \frac{F_{N \text{ spez}} \cdot n_k \cdot t}{6 \cdot 10^4}$	$M_N = \frac{F_N \cdot d_k}{2 \cdot 10^3}$	$F_{N \text{ spez}} = \frac{P_{N \text{ spez}} \cdot 6 \cdot 10^4}{n_k \cdot t}$

mit b [mm], d [mm], d_k [mm], F [N], F_N [N], F_{N spez} [N/mm], F_U [N], M [Nm], M_N [Nm], n [min⁻¹], n_k [min⁻¹], P [kW], P_N [kW], P_{N spez} [W/mm], t [mm], v [m/s], z₁ [-], z_k [-], z_{eB} [-], siehe auch Tabelle 2.3.1: Formelzeichen

Tabelle 2.1.4: Formeln zu Wirkdurchmesser d_w, effektiver Übersetzung i_{eff}, Riemen-/Scheibengeschwindigkeit v

Zahnriemen-Getriebe		
Antriebsscheibe	Riemen	Abtriebsscheibe/Rolle
$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} \quad z_1 = \frac{d_{w1} \cdot \pi}{t}$	$i_{\text{eff}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$	$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} \quad z_2 = \frac{d_{w2} \cdot \pi}{t}$
	$i_{\text{eff}} = \frac{n_1}{n_{2\text{eff}}}$	
$v = \frac{d_{w1} \cdot n_1}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} \quad v = \frac{d_{w2} \cdot n_{2\text{eff}}}{19,1 \cdot 10^3} = \frac{z_2 \cdot t \cdot n_{2\text{eff}}}{6 \cdot 10^4}$		

mit d_{w1} [mm], d_{w2} [mm], i_{eff} [-], n₁ [min⁻¹], n_{2eff} [min⁻¹], t [mm], v [m/s], z₁ [-], z₂ [-], siehe auch Tabelle 2.3.1: Formelzeichen

Der Index w weist jeweils auf die Wirkebene hin, die durch die Lage des Zugstrangs definiert wird.

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Umfangskräfte und Bewegungsarten

Der folgende Text erläutert die Tabelle 2.1.5, wobei vereinfacht der jeweilige Antrieb links angeordnet ist. Riemengetriebe übertragen eine Zugkraft vom Motor auf unterschiedliche Abtriebe und werden daher auch Zugmittelgetriebe genannt.

Diese Zugkraft oder Umfangskraft F_U überwindet im Wesentlichen

- bei Leistungsantrieben das Abtriebsmoment M_{Ab} ,
- bei waagerechten Linearantrieben die Beschleunigungskraft F_a und
- bei waagerechten Transportantrieben die Reibkraft F_R .

Bei Leistungsantrieben erzeugt die Drehbewegung der Antriebswelle eine Drehbewegung der Abtriebswelle. Im Gegensatz dazu erzeugt bei Linear- und Transportantrieben die Drehbewegung der Antriebswellen eine geradlinige Bewegung über die Strecke s . Bei Transportantrieben kann die maximale Förderstrecke s der Trumlänge L bzw. dem nominellen Achsabstand a_{nom} entsprechen.

Der Weg s des Linearschlittens eines Linearantriebs liegt durch die räumliche Ausdehnung des Schlittens bzw. der Klemmplatten, die diesen mit den Riemenenden verbinden, darunter.

Tabelle 2.1.5: Zuordnung der äußeren Lasten, Parameter Masse m , Beschleunigung a , Reibbeiwert μ

Leistungsantriebe		Linearantriebe		Transportantriebe	
Antrieb Motor	Abtrieb Maschine	Antrieb Motor	Linear- schlitten	Antrieb Motor	Förder- gut
Dreh- bewegung	Dreh- bewegung	Dreh- bewegung	Geradlinige Bewegung	Dreh- bewegung	Geradlinige Bewegung
meist in eine Richtung und gleichförmig/konstant		immer in wechselnder Richtung und ungleichförmig/Start – Stopp		meist in eine Richtung und gleichförmig/konstant	
$F_U = \frac{M_{Ab} \cdot 2 \cdot 10^3}{d_{w2}}$		$F_{U1} = F_{a1} = m \cdot a_1$ $F_{U2} = F_{a2} = m \cdot a_2$		$F_U = F_R = (\mu_1 + \mu_2) \cdot m \cdot g$	
$P_{An} (P_N)$ $M_{An} (M_N), n_1$	P_{Ab} M_{Ab}, n_2	$P_{An} (P_N)$ $M_{An} (M_N), n_1$	m a_1, a_2	$P_{An} (P_N)$ $M_{An} (M_N), n_1$	m μ_1, μ_2
Bei Start – Stopp und Anlauf unter Last: M_A beachten		Schlittenführung: meist $\mu \approx 0$		Beschleunigung: meist $a \approx 0$ ohne Stauförderer $\mu_1 = 0$	

mit a [m/s^2], a_1 [m/s^2], a_2 [m/s^2], d_{w2} [mm], F_{a1} [N], F_{a2} [N], F_U [N], F_{U1} [N], F_{U2} [N], m [kg], M_A [Nm], M_{Ab} [Nm], M_{An} [Nm], M_N [Nm], n_1 [min^{-1}], n_2 [min^{-1}], P_{Ab} [kW], P_{An} [kW], P_N [kW], s [mm], v [m/s], μ [-], μ_1 [-], μ_2 [-], siehe auch Tabelle 2.3.1: Formelzeichen

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Leistungsantriebe und Transportantriebe werden zumeist nach dem Start mit konstanten Drehzahlen n und Riemen- bzw. Fördergeschwindigkeiten v betrieben. Daher spielen Massenkräfte bzw. Massenträgheitsmomente keine bzw. nur eine sehr untergeordnete Rolle bei der äußeren Last und können meist vereinfacht mit dem Grundbelastungsfaktor c_0 abgedeckt werden, siehe Kapitel 2.2.

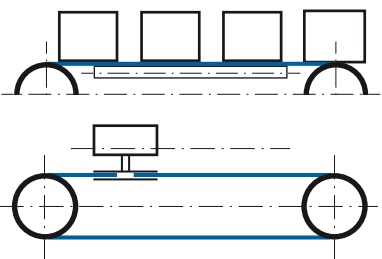
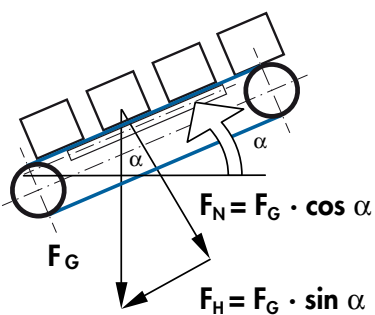
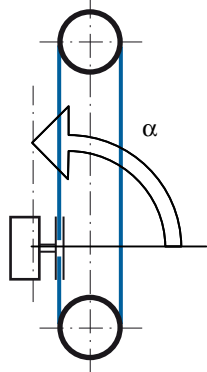
Bei Leistungsantrieben bestimmen das abgenommene Abtriebsmoment M_{Ab} und die Größe des Hebelarms entsprechend dem Radius der getriebenen Scheibe die äußere Last. Je kleiner die Scheibe, desto größer bei konstantem Abtriebsmoment die erforderliche Umfangskraft.

Bei Transportantrieben bestimmt die Masse des Transportgutes über den Reibbeiwert μ_2 zwischen Riemen und Stützschiene die äußere Belastung durch die Reibkraft F_R . Bei Stauförderern muss zusätzlich der Reibbeiwert μ_1 zwischen Transportgut und Riemen addiert werden.

Bei Linearantrieben wird durch die ständige Beschleunigung a_1 auf die Geschwindigkeit v und das folgende Abbremsen bzw. Verzögern a_2 bis zum Stillstand der bewegten Masse m die äußere Last vorgegeben. Betrachtet wird hier vereinfacht die Masse des Linearschlittens und der Nutzlast. Massenträgheitsmomente der Scheiben und die Riemenmasse können vereinfacht über den Grundbelastungsfaktor c_0 abgebildet werden. Kleine Reibbeiwerte μ zwischen Linearschlitten und Führung können dann ebenfalls vernachlässigt werden.

Linear- und Transportantriebe: Schrägförderer und Hubantriebe

Tabelle 2.1.6: Massen-, Reibkräfte bei waagerechter, schräger und senkrechter Bewegung

Waagerechte Bewegung	Schräge Bewegung	Senkrechte (Hub-)Bewegung
 $\alpha = 0^\circ$	 $0^\circ < \alpha < 90^\circ$	 $\alpha = 90^\circ$
Linearantriebe $\mu \approx 0$		
$F_U = F_{U1} = m \cdot a_1$ mit $\sin 0^\circ = 0$ für $a_1 > a_2$	$F_U = F_{U1} = m \cdot (a_1 + g \cdot \sin \alpha)$ für $a_2 < 2g + a_1$	$F_U = F_{U1} = m \cdot (a_1 + g)$ mit $\sin 90^\circ = 1$ für $a_2 < 2g + a_1$
Transportantriebe $\alpha \approx 0$		
$F_U = (\mu_1 + \mu_2) m \cdot g$ mit $\sin 0^\circ = 0, \cos 0^\circ = 1$	$F_U = m \cdot g \cdot \sin \alpha + (\mu_1 + \mu_2) m \cdot g \cdot \cos \alpha$ bei Start – Stopp zudem s. oben a_1, F_{U1}	$F_U = m \cdot g$ mit $\sin 90^\circ = 1, \cos 90^\circ = 0$

Parameter und Einheiten siehe Tabelle 2.1.5 und Tabelle 2.3.1: Formelzeichen

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Bei Transportantrieben wird zwischen Waagrecht-, Schräg- und Senkrechtförderern unterschieden. Senkrecht arbeitende Linearantriebe heißen Hubantrieb.

Bei Linear- und Transportantrieben, die eine Höhendifferenz überwinden, wirkt zusätzlich die Hangabtriebskraft F_H . Mit zunehmendem Steigungswinkel α steigt die Hangabtriebskraft F_H , bis bei einem Steigungswinkel von 90° die volle Gewichtskraft F_G wirkt.

$$F_H = F_G \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot \sin\alpha \quad \text{mit } \sin(0^\circ \dots 90^\circ) = 0 \dots 1, \text{ siehe Abb. in Tabelle 2.1.6}$$

Mit wachsendem Steigungswinkel α reduziert sich die Reibkraft F_R durch die abnehmende Normalkraft F_N , siehe Tabelle 2.1.6.

$$F_N = F_G \cdot \cos\alpha = m \cdot g \cdot \cos\alpha \quad \text{mit } \cos(0^\circ \dots 90^\circ) = 1 \dots 0, \text{ siehe Abb. in Tabelle 2.1.6}$$

$$F_R = \mu \cdot F_N = (\mu_1 + \mu_2) \cdot m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

Das Kräfte-Dreieck wird in Tabelle 2.1.6 stellvertretend an einem Transportantrieb und hier für die Summe der Massen vereinfacht nur an einem einzelnen Transportstück dargestellt.

Trumkräfte be- und entlasteter Antriebe, Vorspannkraftempfehlung

Die Tabelle 2.1.7 zeigt in der obersten und mittleren Abbildungsreihe die Kräfteverteilung im Riemengetriebe unter Last für Leistungs-, Linear- und Förderantriebe. Hier sind deutlich unterschiedliche Kraftverteilungen zu sehen, die sich in entsprechend voneinander abweichenden statischen Vorspannkraftempfehlungen bei der jeweiligen statischen Trumkraft F_T unten in der Tabelle ausdrücken.

In der Tabelle 2.1.7 ist der kreisförmige Pfeil jeweils an der Antriebsscheibe angeordnet und zeigt nur die Bewegungsrichtung an. Beim Anfahren und bei der gleichmäßigen Bewegung entspricht die Bewegungsrichtung der Antriebsscheibe der Richtung des wirkenden Antriebsdrehmoments des Motors. Beim Abbremsen aber wirkt das Bremsmoment der Bewegungsrichtung entgegen. Dieser Fall, hier eine Verzögerung a_2 , ist in der Tabelle 2.1.7 nur beim Linearantrieb in der mittleren Abbildung zu sehen, wo dieser Belastungszustand dauernd auftritt. Bei Leistungs- und Förderantrieben muss das meist geringe Bremsmoment nicht gesondert betrachtet werden und kann entsprechend vernachlässigt werden. Bei Bremsmomenten über dem Antriebsmoment, aber insbesondere bei strengen Notausvorgaben und minimaler Nachlaufzeit muss dies bei der Antriebsauslegung mindestens abschließend zusätzlich einbezogen werden.

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Für eine einwandfreie Funktionssicherheit des Riementriebes und eine maximale Ausnutzung der möglichen Lebensdauer muss das entlastete Trum immer eine Restkraft aufweisen. Dadurch sind immer möglichst viele der eingreifenden Zähne an der Kraftübertragung beteiligt, und ein Überspringen unter hoher Last wird sicher verhindert. Das sogenannte Leertrum soll entgegen der Namensgebung niemals leer bzw. völlig unbelastet sein, nachdem es die Dehnung des belasteten Trums aufgenommen hat. Dadurch soll auch ein Schlagen dieses Trums verhindert bzw. vermindert werden. Die statische Vorspannkraft ist im Verhältnis zur Umfangskraft umso höher, je kürzer das entlastete Trum im Verhältnis zum belasteten Trum ist.

Das belastete Trum, auch Lasttrum genannt, ist nur bei Zweischeiben-Leistungsantrieben grundsätzlich genauso lang wie das entlastete Trum. Dies gilt unabhängig von der Wahl der Antriebsscheibe, siehe oberste und mittlere Abbildungen, und unabhängig von der jeweiligen Drehrichtung.

Bei Linearantrieben verändert sich die Länge der be- und entlasteten Trume ständig. Zusätzlich wechseln sich die Trume in der Funktion be- und entlastet ständig ab. Entsprechend besitzen Linearantriebe im Vergleich zu Leistungs- und auch Transportantrieben zeitweise immer das kürzeste entlastete Trum und u. a. auch aus diesem Grund die entsprechend höchste empfohlene Vorspannkraft im Verhältnis zur Umfangskraft.

Bei Transportantrieben hängt die Länge der be- und entlasteten Trume von der Lastverteilung auf dem Riemen ab. Entscheidend ist aber die Anordnung der Antriebsscheibe. Das oberste Bild zeigt ein langes belastetes Trum und ein vergleichsweise kurzes entlastetes Trum. Diese Anordnung der Antriebsscheibe wird Heckantrieb genannt.

Das mittlere Bild zeigt im Gegensatz dazu ein vergleichsweise kurzes belastetes Trum und ein vergleichsweise langes entlastetes Trum. Diese Anordnung der Antriebsscheibe wird Frontantrieb genannt.

Bei deutlicher Überdimensionierung und gewählten Belastungsfaktoren $c_2 \geq 2,5$ wird eine moderate Vorspannkraft-Anhebung durch den zusätzlichen Vorspannfaktor c_v empfohlen, da sich die Berechnung der statischen Vorspannkraft grundsätzlich nicht am möglichen Leistungspotenzial des jeweils gewählten breiteren Zahnriemens bzw. des größeren Zahnriemenprofils orientiert, sondern nur an der äußeren Last bzw. der resultierenden Umfangskraft F_U . Hierdurch soll sichergestellt werden, dass noch ausreichende Vorspannkraft für einen sichereren Einlauf auch unter Praxisbedingungen gewährleistet sind, d. h. der Riemen, bezogen auf sein Potenzial, nicht unterspannt ist. Bei z. B. einer fünffachen Überdimensionierung – $c_2 = 5$ – darf der Vorspannfaktor c_v theoretisch weit über die vereinfachte Formel in Tabelle 2.1.7 mit $c_v = 1,4$ hinaus auf den Faktor $c_v = 5$ angehoben werden. Erfahrungsgemäß kann eine zulässige Anhebung, bezogen auf den Zahnriemen, auf z. B. $c_v = c_2 / 2$ bei großen oder sehr großen Achsabständen sinnvoll sein, wenn es die Wellen- und Lagerdimensionierungen zulassen.

Die Einstellung der empfohlenen statischen Trumkraft geschieht im Stillstand und muss ohne äußere Lasten erfolgen. Nur dann verteilt sich die aufgebrachte statische Vorspannkraft im Stillstand gleichmäßig auf alle Trume, so wie in der untersten Abbildungsreihe in der Tabelle 2.1.7 zu sehen ist. Verspannungen zwischen den Scheiben bei Leistungsantrieben und zwischen Antriebsscheibe und einem Transportgut oder einem Linear-schlitten führen zwangsläufig zu Fehlmessungen und damit zu zu hohen oder zu niedrigen Vorspannkraften. Vor jeder Kontrollmessung sollte zudem der Zahnriemen – wenn möglich – zusätzlich bewegt werden, um die gleichmäßige Kraftverteilung zu unterstützen und insbesondere bei neuen Riemen ein erstes Setzen in den Scheiben zu ermöglichen.

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.1 GETRIEBEGEOMETRIE, WICHTIGE PARAMETER UND FORMELN



Tabelle 2.1.7: Trumkräfte be- und entlasteter Antriebe, Empfehlung zu statischen Trumkräften

Leistungsantriebe	Linearantriebe	Transportantriebe
Trumkräfte belasteter Antriebe		
Entlastetes Trum Belastetes Trum	Entlastetes Trum Belastete Trume	Belastetes Trum, zunehmend entlastet Heckantrieb Belastetes Trum
Neuer Antrieb, Wechsel der Antriebsscheibe und Beibehalten der Drehrichtung Belastetes Trum Entlastetes Trum	Derselbe Antrieb, Wechsel von Start a_1 auf Stopp / Bremsen a_2, noch Beibehalten der Drehrichtung Belastetes Trum Entlastete Trume	Neuer Antrieb, Wechsel der Antriebsscheibe und Beibehalten der Drehrichtung Belastetes Trum, zunehmend entlastet Frontantrieb Entlastetes Trum
Statische Trumkräfte F_T unbelasteter, vorgespannter Antriebe		
$F_T = 0,55 \cdot c_v \cdot F_U$ Immer gleich lange Trume, siehe oberste und mittlere Abbildungen	$F_T = 1,0 \cdot c_v \cdot F_U$ Teils sehr kurze entlastete Trume, siehe beispielhaft für Bewegung nach rechts oberste Abbildung	$F_T = 0,75 \cdot c_v \cdot F_U$ $F_T = 0,5 \cdot c_v \cdot F_U$ Kurzes entlastetes Trum, siehe oberste Abbildung Langes entlastetes Trum, siehe mittlere Abbildung
Allgemein mit Vorspannfaktor $c_v = 1,0$. Bei deutlicher Überdimensionierung, z. B. $c_2 \geq 2,5$, wird eine Vorspannungskraft-Anhebung empfohlen. Dies gilt grundsätzlich auch bei sehr großen Achsabständen. $c_v \geq \frac{c_2 - 1}{10} + 1$		

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.2 BELASTUNGSFAKTOREN, ZUSCHLÄGE UND FORMELN



2.2 Belastungsfaktoren, Zuschläge und Formeln

Gesamtbelastungsfaktor c_2

Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus dem Grundbelastungsfaktor c_0 und zwei weiteren Zuschlägen c_6 und c_8 zusammen.

$$c_2 = c_0 + c_6 + c_8 \quad [-]$$

$$c_2 \geq \frac{M_A}{M_N}, \quad c_2 \geq \frac{M_{Br}}{M_N} \quad [-] \quad \text{Am Antrieb} \quad \text{mit } M_A \text{ [Nm], } M_N \text{ [Nm] und } M_{Br} \text{ [Nm]}$$

$$c_2 \geq \frac{M_{Br}}{M_N \cdot i} \quad [-] \quad \text{Am Abtrieb} \quad \text{mit } M_N \text{ [Nm], } M_{Br} \text{ [Nm] und } i \text{ [-]}$$

Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 sollte zudem ein hohes Anlaufmoment M_A und ein hohes Bremsmoment M_{Br} am Antrieb bzw. ein hohes Bremsmoment am Abtrieb im Verhältnis zum Nennmoment M_N der Antriebsmaschine berücksichtigen.

Bei häufigen Schaltungen und hohen Anlauf- bzw. Bremsmomenten, die dadurch zur Hauptbelastung werden – die Leistungsübertragung selbst tritt in den Hintergrund –, muss auf den höchsten ermittelten Quotienten eine zusätzliche Sicherheit aufgeschlagen werden.

Tabelle 2.2.1: Grundbelastungsfaktor c_0

Co	Belastungsart und Beispiele für Antriebsmaschinen			
	Gleichmäßiger Lauf Elektromotor Schnell laufende Turbine Kolbenmaschine mit hoher Zylinderzahl		Ungleichmäßiger Lauf Hydraulikmotor Langsam laufende Turbine Kolbenmaschine mit geringer Zylinderzahl	
	Grundbelastungsfaktor c ₀ bei täglicher Betriebsdauer			
Art der Grundbelastung und Beispiele für Arbeitsmaschinen	bis 16 h	über 16 h	bis 16 h	über 16 h
Leichte Antriebe, stoßfreier und gleichförmiger Lauf Messgeräte Filmkameras Büromaschinen Bandförderanlagen (leichtes Gut)	1,3	1,4	1,4	1,5
Mittlere Antriebe, zeitweiliger Betrieb mit kleiner bis mittlerer Stoßbelastung Mischmaschinen Küchenmaschinen Druckereimaschinen Textilmaschinen Verpackungsmaschinen Bandförderanlagen (schweres Gut)	1,6	1,7	1,8	1,9
Schwere Antriebe, zeitweiliger Betrieb mit mittlerer bis starker Stoßbelastung Werkzeugmaschinen Holzbearbeitungsmaschinen Exzenterantriebe Förderanlagen (schweres Gut)	1,8	1,9	2,0	2,1
Sehr schwere Antriebe, dauernder Betrieb mit starker Stoßbelastung Mühlen Kalander Extruder Kolbenpumpen und -kompressoren Hebezeuge	2,0	2,1	2,2	2,3

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.2 BELASTUNGSFAKTOREN, ZUSCHLÄGE UND FORMELN



Grundbelastungsfaktor c_0

Der Grundbelastungsfaktor c_0 berücksichtigt die tägliche Betriebsdauer und die Art der Antriebs- und Arbeitsmaschine aus allgemeinen Erfahrungswerten heraus. Die in der Tabelle 2.2.1 angegebenen Werte sind entsprechend als vereinfachte Richtwerte zu sehen.

Der für den Anwendungsfall gewählte Wert des Grundbelastungsfaktors c_0 muss umso höher gewählt werden, je

- höher die Massen bzw. Massenträgheitsmomente sind,
- geringer die Laufruhe bzw. höher die Ungleichförmigkeit des antreibenden Motors oder der Antriebsmaschine ist,
- geringer die Laufruhe bzw. höher die Ungleichförmigkeit der getriebenen Arbeitsmaschine ist,
- länger die tägliche Betriebsdauer ist.

Abhängig von den Umgebungsbedingungen durch niedrige bzw. hohe Temperaturen und vom Einfluss von gasförmigen, flüssigen und festen Stoffen kann eine zusätzliche Anhebung des Grundbelastungsfaktors c_0 erforderlich sein. Vor allem bei besonderen Umgebungsbedingungen, die direkt auf den Riementrieb wirken, ist eine praktische Erprobung ratsam.

Scheiben- und Rollenzuschlag c_6 und Schalthäufigkeitszuschlag c_8

Der Scheiben- und Rollenzuschlag c_6 und der Zuschlag für die Schalthäufigkeit unter Last c_8 , siehe Tabelle 2.2.2, sind wie der Grundbelastungsfaktor c_0 vereinfachte Richtwerte und werden ggf. zu diesem addiert.

Der Zuschlag c_6 gilt auch für die Verwendung weiterer Abtriebsscheiben, die abhängig von deren Abtriebsparametern bei der Auslegung ggf. separat überprüft werden müssen. Insbesondere bei Mehrscheibenantrieben empfiehlt sich eine Auslegung mit dem optibelt CAP-Programm.

Tabelle 2.2.2: Scheiben- und Rollenzuschlag, Schalthäufigkeitszuschlag

Art der Betriebsbedingungen	Bezeichnung und Richtwert des Zuschlags	Bemerkung
Verwendung von Spann- und Umlenkrollen	$c_6 = 0,2$	0,2 je Rolle insgesamt maximal 1,0
Schaltungen (Ein/Aus) und/oder Reversierbetrieb unter Last	$c_8 = 0,1 \dots 0,3$	je nach Häufigkeit bei niedrigem Anlaufmoment bis zum ca. 1,5-fachen Nennmoment (z. B. Stern-Dreieck Schaltung)
	$c_8 = 0,3 \dots 0,5$	je nach Häufigkeit bei hohem Anlaufmoment über ca. 1,5-fachem Nennmoment

Längenfaktor c_3

Die Richtwerte des Längenfaktors c_3 sind der Tabelle 2.2.3 zu entnehmen und gelten nur für rotatorisch hochbelastete Leistungsantriebe, die meist mit optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER oder ALPHA FLEX Zahnriemen bestückt werden.

Der Längenfaktor c_3 berücksichtigt die vergleichsweise zunehmende bzw. abnehmende Zahl der Biegewechsel bzw. Zahnbelastungen durch die Verwendung relativ kurzer oder langer Zahnriemen.

Tabelle 2.2.3: Längenfaktor

Profil	Wirklänge L_w [mm]	Längenfaktor c_3
MXL, T2,5	≤ 190	0,8
	$> 190 \leq 260$	0,9
	$> 260 \leq 400$	1,0
	> 400	1,1
XL, T5, AT5	≤ 440	0,8
	$> 440 \leq 555$	0,9
	$> 555 \leq 800$	1,0
	> 800	1,1
L, T10, AT10	≤ 600	0,8
	$> 600 \leq 920$	0,9
	$> 920 \leq 1500$	1,0
	> 1500	1,1
T20, AT20	≤ 1260	0,8
	$> 1260 \leq 1880$	0,9
	$> 1880 \leq 3000$	1,0
	> 3000	1,1

2 GRUNDLAGEN DER ANTRIEBSAUSLEGUNG

2.3 FORMELZEICHEN



2.3 Formelzeichen

Die Tabelle 2.3.1 definiert die wesentlichen Parameter und zugehörigen Einheiten, die in den Formeln in diesem Technischen Handbuch genutzt werden.

Tabelle 2.3.1: Formelzeichen

Formel- zeichen	Erklärung	Einheit	Formel- zeichen	Erklärung	Einheit
a	Gewünschter Achsabstand	[mm]	L_{wSt}	Standard-Wirklänge des endlosen Zahnriemens ALPHA TORQUE / POWER	[mm]
a_{nom}	Achsabstand bei gewählter Riemenlänge	[mm]	L_{wth}	Vorläufige theoretische Wirklänge	[mm]
a_1, a_2	Beschleunigung, Verzögerung	[m/s ²]	m	Masse	[kg]
B_1, B_2	Nabenlänge der Zahnscheiben	[mm]	M_A	Anlaufmoment	[Nm]
b_{11}, b_{12}	Breite der Zahnscheiben an Verzahnung	[mm]	M_{Ab}	Riemenabtriebsmoment	[Nm]
b	Zahnriemenbreite	[mm]	M_{An}	Antriebsmoment	[Nm]
b_{St}	Standard-Zahnriemenbreite	[mm]	M_{BN}	Berechnungsantriebsmoment inkl. c_2	[Nm]
b_B	Erforderliche (Berechnungs-) Zahnriemenbreite	[mm]	M_N	Nennmoment des Zahnriemens/Antriebs	[Nm]
c	Federrate	[N]	n_k	Drehzahl der kleinen Zahnscheibe	[min ⁻¹]
c_0	Grundbelastungsfaktor	[-]	n_1	Drehzahl der treibenden Zahnscheibe	[min ⁻¹]
c_2	Gesamtbelastungsfaktor	[-]	n_2	Gewünschte Drehzahl der getriebenen Zahnscheibe	[min ⁻¹]
c_{2vorh}	Vorhandener Gesamtbelastungsfaktor	[-]	n_{2eff}	Drehzahl der getriebenen Zahnscheibe gemäß der Zähnezahl der Zahnscheibe	[min ⁻¹]
c_3	Längenfaktor	[-]	P_{An}	Antriebsleistung	[kW]
c_6	Scheiben- und Rollenzuschlag	[-]	P_{Ab}	Abtriebsleistung	[kW]
c_8	Zuschlag für die Schalthäufigkeit unter Last	[-]	P_B	Berechnungsleistung inkl. Gesamtbelastungsfaktor	[kW]
c_{spez}	Spezifische Federsteifigkeit des Zahnriemens	[N]	P_N	Nennleistung des Zahnriemens/Antriebs	[kW]
c_v	Vorspannfaktor	[-]	$P_{N\ spez}$	Je Zahn übertragbare spezifische Nennleistung des Zahnriemens	[W/mm]
d_a	Außendurchmesser der Scheibe	[mm]	s	Verfahrweg	[mm]
D_B	Bordscheibenaußendurchmesser	[mm]	s_v	Verfahrweg bei konstanter Geschwindigkeit	[mm]
d_{wg}	Wirkdurchmesser der großen Zahnscheibe	[mm]	s_b	Beschleunigungs-/Verzögerungsweg	[mm]
d_{wk}	Wirkdurchmesser der kleinen Zahnscheibe	[mm]	t	Zahnteilung	[mm]
d_{w1}	Wirkdurchmesser der treibenden Scheibe	[mm]	t_v	Verfahrzeit bei konstanter Geschwindigkeit	[s]
$d_{w1\ th}$	Vorläufiger Wirkdurchmesser, treibende Scheibe	[mm]	t_b	Beschleunigungs-/Verzögerungszeit	[s]
d_{w2}	Wirkdurchmesser der getriebenen Scheibe	[mm]	v	Gewünschte Geschwindigkeit des Riemens	[m/s]
f	Frequenz des frei schwingenden Trums	[1/s]	v_{eff}	Effektive Geschwindigkeit	[m/s]
F_a	Beschleunigungskraft	[N]	x, x_{cp}	Verstellweg zum Spannen einer Welle, einer Klemmplatte	[mm]
$F_{a\ sta}$	Statische Achskraft bei statischer Trumkraft	[N]	x_v, x_{vcp}	Spannweg bei korrekter Vorspannung	[mm]
F_{Br}	Bruchkraft der Corde des Zahnriemens	[N]	y	Verstellweg zum Auflegen	[mm]
F_H	Hub- bzw. Hangabtriebskraft	[N]	z_e	Zähnezahl im Eingriff mit der kleinen Scheibe	[-]
F_N	Nennzugkraft des Zahnriemens	[N]	z_{eB}	Für die Berechnung zu berücksichtigende Zähnezahl im Eingriff, kleine Scheibe	[-]
$F_{N\ spez}$	Je Zahn übertragbare spezifische Nennzugkraft des Zahnriemens	[N/mm]	z_{eBmax}	Maximal für die Berechnung zu berücksichtigende Zähnezahl im Eingriff, kleine Scheibe	[-]
F_R	Reibkraft	[N]	z_k	Zähnezahl der kleinen Zahnscheibe	[-]
F_T	Statische Trumkraft	[N]	z_g	Zähnezahl der großen Zahnscheibe	[-]
F_U	Umfangskraft oder auch Nutzkraft	[N]	z_R	Anzahl der Zähne des Zahnriemens	[-]
F_{BU}	Berechnungsumfangskraft inkl. c_2	[N]	z_1	Anzahl der Zähne der treibenden Scheibe	[-]
F_{zul}	Zulässige Zugkraft der Corde des Riemens	[N]	z_2	Anzahl der Zähne der getriebenen Scheibe	[-]
i	Gewünschte Übersetzung	[-]			
i_{eff}	Übersetzung gemäß der Zähnezahl der Zahnscheibe	[-]			
L	Länge des Trums	[mm]			
L_v	Markierte Basislänge des entlasteten Zahnriemens	[mm]			
ΔL_v	Längenzunahme bei korrekter Vorspannung	[mm]			
L_w	Wirklänge des Zahnriemens	[mm]			

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.1 ALLGEMEINES



3.1 Allgemeines

In den Kapiteln 1.1 bis 1.3 sind u. a. die Einsatzgebiete, Eigenschaften, Fertigungsverfahren und Aufbauten aller Produktgruppen der Polyurethan-Zahnriemen dargestellt. Diese werden in diesem Kapitel für Leistungsantriebe und die zugehörigen Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA FLEX zusammengefasst.

Die Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA FLEX werden mit 84 Shore A, 86 Shore A und 92 Shore A hartem Polyurethan ausgestattet und können auch daher die Leistung ohne ein zusätzliches zahnseitiges Gewebe – siehe Abbildung 3.1.1 – sicher übertragen. Der optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen kann optional mit einem dünnen zahnseitigen Gewebe zur Reibungs- oder Geräuschminimierung versehen werden, siehe Abbildung 1.3.4. Grundsätzlich aber erreichen die genannten Polyurethan-Zahnriemen nicht das Leistungsniveau leistungsgesteigerter Gummi-Zahnriemen wie z. B. optibelt OMEGA HP oder HL.

Die wesentlichen Vorteile der Zahnriemen aus Polyurethan im Vergleich zu Gummi-Zahnriemen sind:

- hohe Abriebfestigkeit
- gute bis sehr gute Beständigkeit gegen Öle, Fette und eine Vielzahl aggressiver Chemikalien
- nicht abfärbend
- hohe Ozon- und UV-Beständigkeit

Die Produktgruppe optibelt ALPHA FLEX erweitert das Einsatzspektrum auf große Antriebe, die zudem im Profil HTD verfügbar sind:

- Längenbereich von ca. 1 100 bis 22 000 mm
- Längenbereich in Teilungsstufung herstellbar

Bis zu einer Länge von 2250 mm sind die gegossenen optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER Zahnriemen wirtschaftlicher herstellbar als optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen. Da mit dem optibelt ALPHA POWER eine um 30 % leistungsgesteigerte Ausführung gegenüber optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA FLEX angeboten werden kann, sind mit diesen schmalere und preisgünstigere Antriebe realisierbar.

Produktgruppe	Leistungsfähigkeit
ALPHA POWER	130 %
ALPHA TORQUE ALPHA FLEX	100 %

Durch die sehr gute Ausformbarkeit von Gießpolyurethan sind neben großen Profilen wie T20 und AT20 auch kleine Profile wie T2, AT3, aber auch sehr kleine Kerbzahnprofile wie TR10, TR15 mit den Teilungen 1,0 mm und 1,5 mm auf Anfrage lieferbar. Soll ein Antrieb häufig mit wechselnden Drehzahlen betrieben werden, können im Profil T und AT die im Vergleich zu zölligen und HTD-Guss scheiben leichteren Standardscheiben aus Aluminium eingesetzt werden, die zudem das Gesamtgewicht des Antriebs weiter reduzieren können.

Tabelle 3.1.1: Produktgruppen und Einsatzgebiete

Leistungsantriebe	
ALPHA TORQUE ALPHA POWER	ALPHA FLEX
endlos	
Anwendungsbeispiele	
Werkzeugmaschinen Textilmaschinen Druckereimaschinen Verpackungsmaschinen Büromaschinen medizinische Geräte Roboter Handhabungsgeräte	

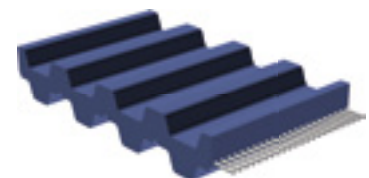


Abbildung 3.1.1: optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX, einfach und doppelverzahnt

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.1 ALLGEMEINES



optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- Formgebung im Gießverfahren, meist ein schraubenförmig gespulter Zugträger aus Stahl
- hohe Teilungsgenauigkeit
- hohe Bindung des Polyurethans zum Zugträger
- optibelt ALPHA POWER mit verbesserten mechanischen Eigenschaften
- Wickelnutzbreiten bis zu 380 mm
- Riemenlängen bis 2250 mm
- feine Konturierung, z. B. gegossener Nocken
- freie Farbwahl ab zwei Wickeln möglich
- doppelverzahnte Ausführung lieferbar
- Lage des Toleranzfeldes geringfügig variabel, z. B. für feste Achsabstände
- kein direktes Aufschweißen von Nocken
- kein optionales Polyamidgewebe auf Verzahnung und Rücken
- keine EU-Lebensmittelkonformität / FDA

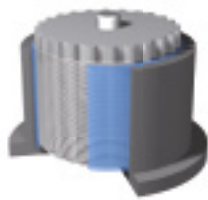


Abbildung 3.1.2: Formgebung im Gießverfahren mit schraubenförmig gespultem Zugträger

optibelt ALPHA FLEX besitzen folgende Eigenschaften:

- extrudiertes und geformtes Polyurethan mit schraubenförmig gespulten Zugträgern aus Stahl
- Doppelspulung mit je einem S+Z-Cord
- Längenbereich von ca. 1100 bis 22 000 mm
- Längenbereich in Teilungsstufung herstellbar
- Fertigungsbreiten 100 mm oder 150 mm
- doppelverzahnte Ausführung lieferbar
- PAZ, Polyamidgewebe auf Verzahnung erhältlich
- kein Polyamidgewebe rückenseitig
- direktes Aufschweißen von Nocken und Keilen
- optional PU analog EU-Lebensmittelkonformität / FDA
- Ausführung u. a. mit hochflexiblen Zugträgern möglich



Abbildung 3.1.3: Extrudiertes und geformtes Polyurethan mit schraubenförmig gespulten Zugträgern

Tabelle 3.1.2: Produktgruppen, Längen, Profile und Eigenschaften

	Produktgruppen	
	ALPHA TORQUE ALPHA POWER	ALPHA FLEX
	gegossen, endlos	extrudiert, endlos
Größte Länge Zwischenlängen	2250 mm siehe Sortimentsliste	22 000 mm in Teilungssprüngen
Grundprofile	Profile	
Profil zöllig	MXL, XL, L (ALPHA TORQUE)	H
Profil T	T2,5, T5, T10 DT5, DT10	T5, T10, T20 DT5, DT10
Profil AT	AT5, AT10	AT5, AT10, AT20, DAT5, DAT10
Profil HTD		5M, 8M, 14M, D5M, D8M
Standardfarbe	transparent ¹ grau ¹	weiß
Standardhärte	84 Shore A ¹ 86 Shore A ¹	92 Shore A
Standardzugstrang	Stahl	Stahl
PAZ, auf Verzahnung PAR, rückenseitig	– –	+ optional –
Sonderhärte	60-95 Shore A	85 Shore A
Sonderfarbe	auf Anfrage nach RAL-Nr.	z. B. schwarz, blau, auf Anfrage nach RAL-Nr.
Mindestmenge bei Sonderhärte, -farbe	zwei Wickel	ab 200 m bei max. Fertigungsbreite
Sonderzugstrang auf Anfrage siehe Kapitel 1.6	Aramid Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei Vectran Polyester	Aramid Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei
ohne Wickelnase	–	–
PU (FDA): Härte, Farbe	–	85 Shore A, blau, optional transparent

¹ optibelt ALPHA TORQUE, 84 Shore A, transparent;
optibelt ALPHA POWER, 86 Shore A, grau; jeweils ± 4 Shore A

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.2 VARIANTEN



3.2 Varianten

Die Hauptanwendung der Polyurethan-Zahnriemen der Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX liegt in der synchronen Übertragung von Leistung und Drehzahl in vielen Bereichen des Maschinenbaus und darüber hinaus. Mit Polyurethan-Zahnriemen lassen sich aufgrund der beschriebenen vielfältigen Eigenschaften Antriebe realisieren, die sich mit anderen Antriebselementen bzw. Gummi-Zahnriemen nicht oder nur sehr aufwendig umsetzen lassen.

Der Großteil der Leistungsantriebe sind Zweischeibenantriebe. Durch die kleinen Mindestscheibendurchmesser lassen sich auch große Übersetzungsverhältnisse schlupf- und wartungsfrei in einer Stufe realisieren. Hierbei kann bei Zahnriemen und Zahnscheiben auf ein großes Optibelt-Sortiment zurückgegriffen werden. Die Abbildung 3.2.1 zeigt einen Zweischeibenantrieb mit einem Übersetzungsverhältnis $i \neq 1$, bei dem die kleine Zahnscheibe mit beidseitigen Bordscheiben auch die grundsätzlich erforderliche seitliche Führung des Zahnriemens, siehe dazu auch Kapitel 7, übernimmt.

Zahnriemen müssen durch mindestens eine verstellbare Welle vorgespannt werden können. Es lassen sich aber auch Antriebe ohne die Möglichkeit zum Spannen auslegen, die aber eine verringerte Leistungsfähigkeit besitzen und eingeschränkte Längentoleranzen erfordern.

Durch die hohe Biegewilligkeit des Riemens können Mehrwellen bzw. Serpentinantriebe verwirklicht werden, bei denen zusätzlich innen oder außen angeordnete Rollen die Umschlingung an den Scheiben ermöglichen bzw. erhöhen können. Diese sind, auf dem glatten Riemenrücken laufend, zylindrisch und glatt gestaltet, können aber zahnseitig sowohl zylindrisch-glatt – bei Profil AT z. B. grundsätzlich – oder als Zahnscheibe ausgebildet sein.

Ist eine Drehzahlumkehr erforderlich, muss die entsprechende Zahnscheibe außen in einen doppelverzahnten Zahnriemen eingreifen, wie dies für eine bzw. zwei Scheiben in den Abbildungen 3.2.2 und 3.2.3 dargestellt ist.

Dort sind auch mögliche Anordnungen von Spann-, Umlenk- oder Beruhigungsrollen zu sehen.

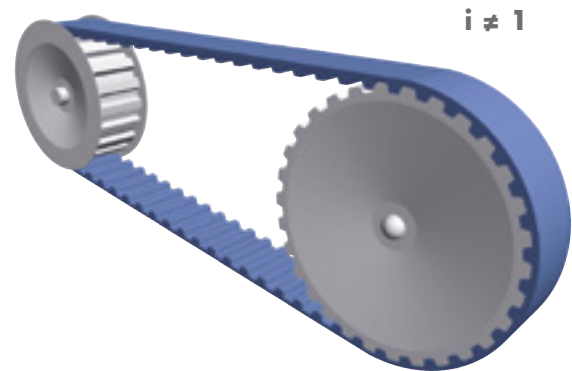


Abbildung 3.2.1: Zweischeibenantrieb mit $i \neq 1$

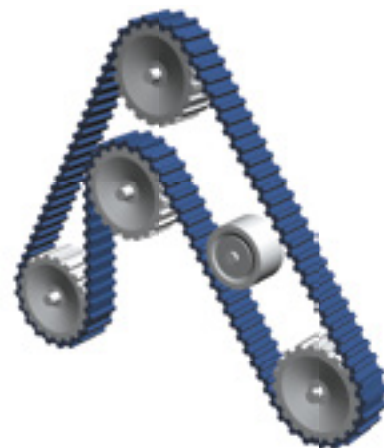


Abbildung 3.2.2: Mehrscheibenantrieb mit innen liegender, glatter zylindrischer Rolle

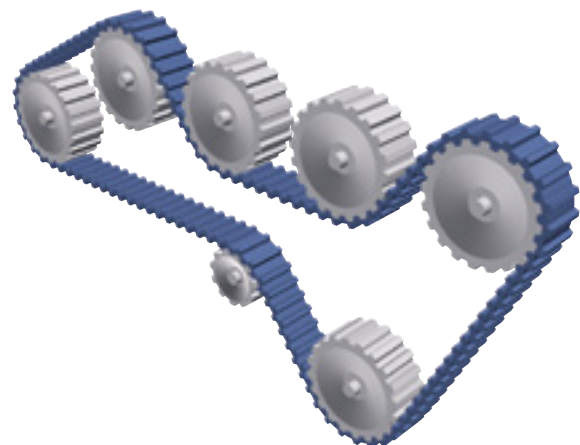


Abbildung 3.2.3: Mehrscheibenantrieb mit außen liegender, verzahnter Rolle

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.3 GRUNDLAGEN ZUR ANTRIEBSAUSLEGUNG

3.4 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



3.3 Grundlagen zur Antriebsauslegung

Die zur Antriebsauslegung benötigten allgemeinen Formeln zu den wesentlichen physikalischen Größen wie z. B. der Leistung P , dem Moment M und der Umfangskraft F_U finden sich in Unterkapitel 2.1.

Richtwerte zu Belastungsfaktoren und Zuschlägen werden in Unterkapitel 2.2 thematisiert.

Allgemeine Formelzeichen sind in Unterkapitel 2.3 zusammengestellt.

Bei einer Anwendung als Linear- oder Transportantrieb sollten die Unterkapitel zur Antriebsauslegung 4.5 und 5.5 beachtet werden. In Unterkapitel 4.4 finden sich ergänzend Formeln zu physikalischen Größen wie z. B. Geschwindigkeit v und Beschleunigung a .

3.4 Zahnriemenvorauswahl

Auswahl der Verzahnung

Die verfügbaren Profile der Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX Zahnriemen eignen sich alle für die Verwendung in Leistungsantrieben.

Die nachfolgende Übersicht fasst die wesentlichen Eigenschaften der Verzahnungen dafür zusammen:

HTD-Profil

- Das HTD-Profil des ALPHA FLEX Zahnriemens ist ein Rundbogenprofil, das sich im Verhältnis zum trapezförmigen Zahn durch einen ruhigeren Lauf auszeichnet.
- Die größte Zahnhöhe ergibt die höchste Überspringsicherheit aller Verzahnungen.
- Die Profilbezeichnung steht für „high torque drive“. Es wurde für hochbelastete Antriebe entwickelt und wird heute bei Neukonstruktion primär bei Leistungsantrieben eingesetzt.
- Das HTD-Profil besitzt an der Zahnbasis eine große Zahnbreite und damit eine hohe Zahnscherfestigkeit und eine große zulässige spezifische Zahnkraft. Die Riemenstege zwischen den Zähnen stützen sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab.
- Standardzahnscheiben aus Grauguss oder Stahl sind verschleißfester als Aluminiumscheiben.

AT-Profil

- Der AT-Zahnriemen besitzt die höchste Zahnscherfestigkeit bzw. größte zulässige spezifische Zahnkraft aller trapezförmigen Profile.
- Der Zahn stützt sich im Gegensatz zu den anderen trapezförmigen Profilen auf der Zahnkopffläche in der Zahnücke der Verzahnung der Scheiben ab.
- Standardzahnscheiben aus Aluminium besitzen eine verringerte Standzeit im Vergleich zu z. B. Grauguss.

T-Profil

- Das am weitesten verbreitete metrische Profil T ist wie das zöllige Profil trapezförmig. Bei Neukonstruktionen wird dieses Profil für spezifisch gering belastete Antriebe gewählt.
- Durch die im Vergleich zu den Profilen AT und HTD dünneren Zugträger-Durchmesser und schmalere Zähne ist der Riemen biegewilliger und kann auf kleineren Zahnscheiben-Durchmessern eingesetzt werden.
- Der Riemensteg zwischen den Zähnen stützt sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab. Bei z. B. stark staubiger Umgebungsbedingung kann das größere Zahnspiel bzw. das größere freie Volumen zwischen Riemen und Zahnscheibe die Neigung zum Auflaufen gegenüber dem AT-Profil minimieren.
- Standardzahnscheiben aus Aluminium besitzen eine verringerte Standzeit im Vergleich zu z. B. Grauguss.

Zoll-Profil

- Das zöllige, trapezförmige Profil wird heute bei Neukonstruktionen insbesondere im europäischen Raum kaum noch verwendet. Die Eigenschaften entsprechen grundsätzlich denen der T-Profile.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.4 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



Maximale Riemengeschwindigkeiten

Die in Tabelle 3.4.1 vorgegebenen Riemengeschwindigkeiten sind Richtwerte, die in Abhängigkeit von der Antriebsauslegung nicht überschritten werden sollten.

Tabelle 3.4.1: Standardbreiten und maximale Riemengeschwindigkeiten

Profil	MXL	XL	L	H	XH	T2,5	T5	T10	T20	AT5, 5M	AT10, 8M	AT20, 14M
b ¹ [mm]	6,4	9,5	25,4	76,2	101,6	6	25	50	100	25	50	100
v _{max} [m/s]	80	80	60	60	40	80	80	60	40	80	60	40

¹ Größte Breite aus Standardzahnriemen und Standardzahnscheiben, siehe Optibelt-Sortimentslisten bzw. vereinfacht definierte Breite

Bei Riemengeschwindigkeit im Bereich der Richtwerte muss mit einem erheblichen Laufgeräusch gerechnet werden, das je nach Umgebung eine Kapselung erforderlich machen kann.

Darüber hinaus kann eine erhöhte statische Vorspannkraft F_T erforderlich sein.

Ab ca. 30 m/s kann eine dynamische Wuchtung der Zahnscheiben erforderlich sein, siehe auch Unterkapitel 7.3.

Vorauswahl von Profil und Breite

Die drehzahlabhängigen Leistungsobergrenzen der einzelnen Zahnriemenprofile in diesen Diagrammen basieren auf einer Zahnscheibe mit 60 Zähnen für optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA FLEX bzw. auf einer Zahnscheibe mit 46 Zähnen für optibelt ALPHA POWER. Der optibelt ALPHA POWER überträgt 30 % mehr Leistung als die vorgenannten Produktgruppen. Diese Leistungszunahme ist aufgrund der verkürzten logarithmischen Darstellung der Diagramme 3.4.1 und 3.4.2 nicht separat eingezeichnet.

Zudem wurde aus der Tabelle 3.4.1 die jeweils maximale Breite aus der Kombination von Standardzahnriemen und Standardzahnscheibe für die Diagramme zugrunde gelegt.

Bei Verwendung von Sonderzahnscheiben ist der Einsatz von Riemen mit größerer Breite möglich. Dadurch kann die Leistungsübertragung entsprechend erhöht werden.

Bei kleinerem Zahnscheiben-Durchmesser, geringerer Zähnezahl als zwölf im Eingriff oder geringerer Zahnriemenbreite liegt die Leistungsobergrenze entsprechend niedriger.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.4 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



Diagramm 3.4.1: Leistungsdiagramm, zöllige Profile

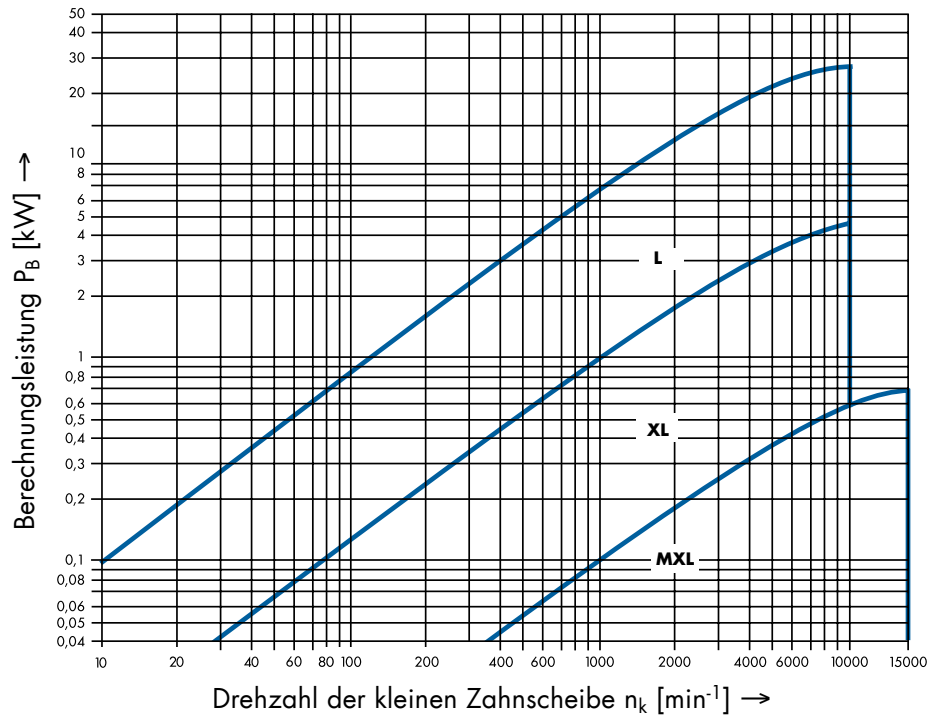
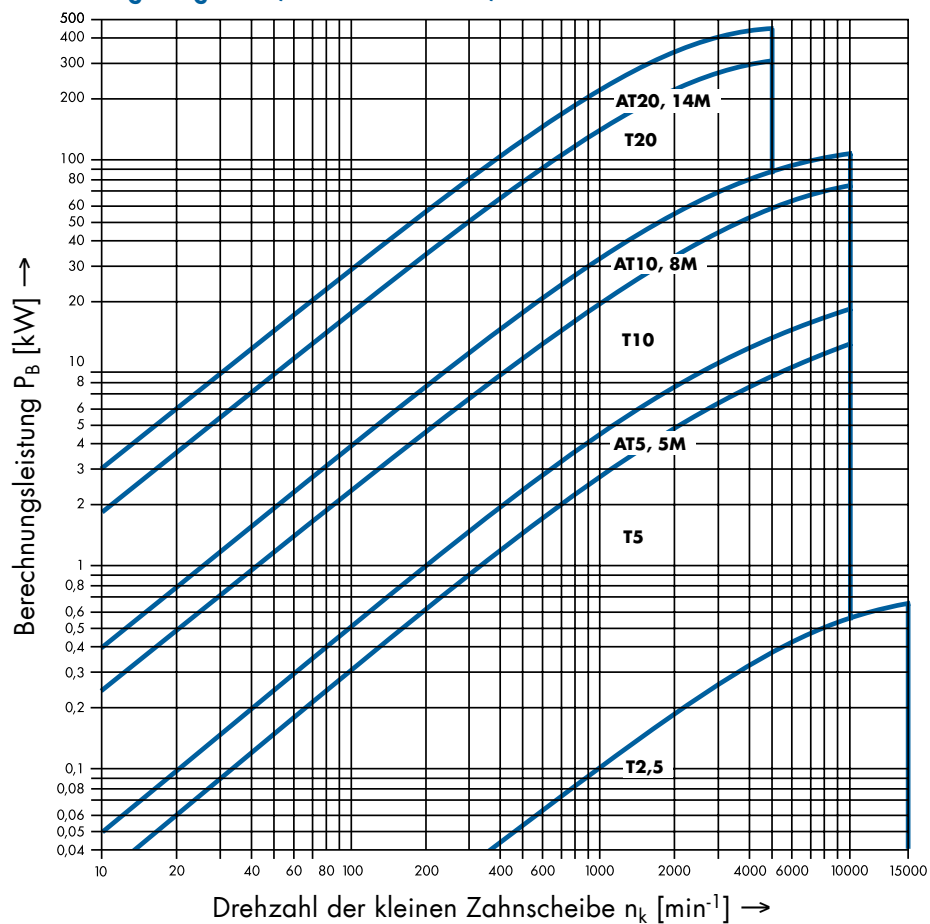


Diagramm 3.4.2: Leistungsdiagramm, T- und AT-Profil, HTD-Profil



3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



3.5 Antriebsauslegung

Aufgabenstellung

Im folgenden Berechnungsbeispiel soll eine Bohrmaschine angetrieben werden. Da der Einfluss von Bohremulsion und reibungsminimierenden Ölen auf den Antrieb hier konstruktiv nicht verhindert werden kann, wird für den Antrieb ein Polyurethan-Zahnriemen vorgesehen.

Da eine Blockade im Betrieb nicht ausgeschlossen werden kann, wird das maximale wirkende Moment antriebsseitig per Rutschkupplung auf das dreifache Nennmoment des Motors begrenzt.

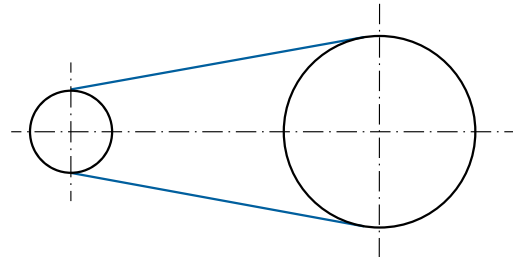


Abbildung 3.5.1: Zweischeiben-Leistungsantrieb

Antriebsmaschine		Betriebsbedingungen		Arbeitsmaschine	
Antrieb:	E-Motor	Betriebsdauer/Tag:	max. 16 Stunden	Abtrieb:	Bohrmaschine
Leistung:	$P_{An} = P_N = 4,5 \text{ kW}$	Schaltungen/Tag:	ca. 150	Leistung:	$P_{Ab} = ? \text{ kW}$
Drehzahl:	$n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$	Umweltbedingungen:	Raumtemperatur, Einfluss Bohremulsion, Öle	Drehzahl:	$n_2 = 600 \pm 10 \text{ min}^{-1}$
Anlaufmoment:	$M_A = 2 \cdot M_N$	Belastungsart:	mittlere Stoßbelastung	Anlauf:	ohne Last
Bauhöhe:	frei wählbar	Besonderheit:	Blockade möglich Rutschkupplung: $3 \cdot M_N$	Bauhöhe:	$< 300 \text{ mm}$
Baubreite:	$b_1, B < 100 \text{ mm}$	Achsabstand:	$a = 410 \pm 20 \text{ mm}$	Baubreite:	b_1, B frei wählbar

Berechnungswege

Die Antriebsauslegung erfolgt über die Ermittlung der Berechnungsleistung. Diese basiert auf

- der Antriebsleistung P_{An} der Antriebsmaschine oder
- der Abtriebsleistung P_{Ab} der Abtriebsmaschine oder
- den maximal wirkenden Momenten von An- oder Abtriebsmaschine.

In den meisten Fällen wird über die Antriebsleistung P_{An} gerechnet, da diese im Gegensatz zur Abtriebsleistung nach der Wahl des Motors bekannt ist. Ist die Abtriebsleistung P_{Ab} bekannt, kann grundsätzlich auch über diese gerechnet werden, um den Zahnriemenantrieb wirtschaftlicher zu gestalten.

Hohe Anlaufmomente müssen in die Auslegung einbezogen werden, da bei Zahnriemen eine kurzzeitige Überlast nicht durch Überlastschlupf begrenzt werden kann, sondern unvermindert in voller Höhe wirkt.

Gesamtbelastungsfaktor c_2

Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus der Art des Grundbelastungsfaktors c_0 , den Zusatzbelastungen durch Rollen c_6 und der Schaltheufigkeit c_8 zusammen, siehe Unterkapitel 2.2.

$$c_2 = c_0 + c_6 + c_8 \quad \text{siehe Tabellen 2.2.1 und 2.2.2}$$

Der Grundbelastungsfaktor c_0 könnte ohne Blockadeneigung der Abtriebsmaschine hier kleiner als 2,0, z. B. 1,7, siehe Tabelle 2.2.1, gewählt werden. Das Anlaufmoment, das ein c_0 von 2,0 rechtfertigen würde, wirkt hier bei Anlauf ohne Last und die vergleichsweise geringen Massenträgheitsmomente geringfügig und kann vernachlässigt werden.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



$$c_2 = 1,7 + 0 + 0 = 1,7 \quad c_0: \text{mittlerer Antrieb} \quad c_6: \text{keine Rollen} \quad c_8: \text{ohne Last}$$

Da jedoch mit gelegentlichen Blockaden des Bohrers gerechnet werden muss, muss der Grundbelastungsfaktor c_0 deutlich erhöht werden, um eine dauerhafte Funktionssicherheit zu gewährleisten. Die eingesetzte Rutschkupplung begrenzt die wirkenden Momente des Motors auf das dreifache Nennmoment. Der Grundbelastungsfaktor c_0 und der Gesamtbelastungsfaktor c_2 können hier gleichgesetzt werden, da bei der Betriebsbedingung einer gelegentlichen Blockade Einflüsse durch z. B. Rollen keine Bedeutung haben.

$$c_2 = 3,0 + 0 + 0 = 3,0 \quad \text{Die Bedingung } c_2 \geq \frac{M_{Br}}{M_N} \text{ ist damit erfüllt.}$$

Berechnungsleistung P_B

Die Berechnungsleistung P_B ergibt sich aus der Abtriebsleistung und dem Gesamtbelastungsfaktor c_2 . Wenn die Abtriebsleistung unbekannt ist, wird wie hier über die Antriebsleistung ermittelt.

$$P_B = P_{An} \cdot c_2 \quad [\text{kW}] \quad \text{mit } P_{Ab} [\text{kW}] = P_N [\text{kW}] \text{ und } c_2 [-]$$

$$P_B = 4,5 \text{ kW} \cdot 3,0 = 13,5 \text{ kW}$$

Auswahl der Verzahnung

Es wird die Verzahnung des AT-Profiles gewählt, die aufgrund der hohen Zahnbelastbarkeit und der starken Corde eine vergleichsweise geringe Bauhöhe und -breite ermöglicht.

Riemenvorauswahl von Profil und Breite

Mit Hilfe des Diagramms 4.3.2 wird hier ein optibelt ALPHA TORQUE 50 AT10 Zahnriemen ausgewählt. Das Diagramm bezieht sich auf $z = 60$ Zähne, also eine vergleichsweise große Zahnscheibe. Bei erhöhten Anforderungen an die Leistungsfähigkeit kann hier auch ein optibelt ALPHA POWER Zahnriemen verwendet werden.

Zahnscheiben

Die Wahl des Scheibendurchmessers, bezogen auf maximale Werte, wird wesentlich durch den vorgegebenen Bauraum bestimmt. Dabei muss ausreichend Platz für die Montage und Demontage des Riemens vorgesehen werden. Die Riemenhöhe kann z. B. dem Technischen Datenblatt und der Außendurchmesser d_a der gewählten Zahnscheibe bzw. der Durchmesser der ggf. vorhandenen Bordscheibe D_B kann z. B. der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden. Hier sind auch z. B. die zugehörigen Naben- und Verzahnungsbreiten bzw. Zahnscheibenausführungen aufgeführt.

Die Wahl des Scheibendurchmessers, bezogen auf minimale Werte, wird durch die benötigten Wellendurchmesser und die Welle-Nabe-Verbindung, siehe Sortimentsliste, bestimmt. Die wesentlichen Eigenschaften der Welle-Nabe-Verbindungen sind dem Unterkapitel 7.2 zu entnehmen.

Durch die Wahl des Profils des Riemens und dessen technischer Ausführung werden zudem die zugehörige Mindestzähnezahl z_{min} und der Mindestscheibendurchmesser d_{wmin} der Zahnscheibe definiert, siehe Technisches Datenblatt. Die Mindestscheibendurchmesser für Riemen mit Stahlcord sind zudem in Unterkapitel 7.3 und Tabelle 7.3.4 zu finden. Für eine erste Abschätzung können diese vereinfacht der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden.

Die gewählte Zähnezahl einer Standardzahnscheibe kann der Sortimentsliste entnommen werden. Alternativ und bei Sonderzahnscheiben berechnet sich die Zähnezahl z des Profils aus der Teilung t des gewählten Riemenprofils und dem gewünschten Scheibendurchmesser.

Der vorläufige Wirkdurchmesser der antreibenden Scheibe wird in diesem Beispiel auf $d_w = 80 \text{ mm}$ festgelegt.

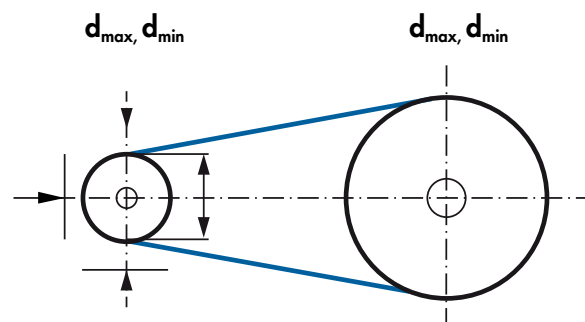


Abbildung 3.5.2: Geometrische Vorgaben u. a. durch Bauraum und Welle-Nabe-Verbindung

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



$$z_1 = \frac{d_w \cdot \pi}{t} \quad [-] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}] < d_{\max}, t [\text{mm}] \text{ je Profil}$$

$$z_1 = \frac{80 \text{ mm} \cdot \pi}{10 \text{ mm}} = 25,13 \quad \text{gewählt } z_1 = 25 \quad z_1 > z_{\min} = 15 \text{ siehe u. a. Technisches Datenblatt}$$

$$d_w + 2 \cdot h \text{ bzw. } D_B + 2 \cdot h = 83 \text{ mm} + 2 \cdot 5,0 \text{ mm} = 93 \text{ mm} < 100 \text{ mm}$$

Aus dem Standardlieferprogramm werden die Antriebszahnscheibe mit einer Zähnezahl von $z = 25$, einem Wirkdurchmesser $d_w = 79,58 \text{ mm}$ und zwei Bordscheiben mit einem Durchmesser $D_B = 83 \text{ mm}$ gewählt.

$$z_2 = z_1 \cdot i = z_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad [-] \quad \text{mit } z_1 [-] \text{ und } i [-] \quad i = \frac{n_1}{n_2} \text{ mit } n_1 [\text{min}^{-1}] \text{ und } n_2 [\text{min}^{-1}]$$

$$z_2 = 25 \cdot 2,42 = 60,5 \text{ gewählt } z_2 = 60 \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450 \text{ min}^{-1}}{600 \text{ min}^{-1}} = 2,42$$

Effektive Abtriebsdrehzahl und Übersetzung

$$n_{\text{eff}} = n_1 \cdot \frac{1}{i_{\text{eff}}} = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad [\text{min}^{-1}] \quad \text{mit } n_1 [\text{min}^{-1}] \text{ und } i_{\text{eff}} [-] \quad i_{\text{eff}} = \frac{z_2}{z_1} \quad [-] \quad \text{mit } z_1 [-] \text{ und } z_2 [-]$$

$$n_{\text{eff}} = 1450 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{25}{60} = 604,16 \text{ min}^{-1} \quad i_{\text{eff}} = \frac{60}{25} = 2,4$$

Für den Abtrieb wird eine Zahnscheibe ohne Bordscheiben mit einer Zähnezahl von $z = 60$ und einem Wirkdurchmesser $d_w = 190,98 \text{ mm}$ gewählt. Die Bedingung zur Bauhöhe $< 300 \text{ mm}$ ist somit erfüllt.

Der Zahnriemen muss beidseitig gegen seitliches Ablaufen von mindestens einer Zahnscheibe gesichert werden. Bei Achsabständen $a > 8 d_w$ sind alle Zahnscheiben mit Bordscheiben auszurüsten.

Für eine erste überschlägige Prüfung der Leistungsfähigkeit des Profils kann vor der Bestimmung des Achsabstandes und der Wirklänge direkt unten zur Bestimmung der erforderlichen Zahnriemenbreite gewechselt werden.

Wirklänge

Mit Hilfe der Wirkdurchmesser d_{wg} und d_{wk} der gefundenen Zahnscheiben und des gewünschten Achsabstandes a wird die theoretische Wirklänge des Zahnriemens ermittelt. Mit dieser wird die nächstliegende Standard-Wirklänge L_{wst} der gewählten Produktgruppe und des Profils, hier AT10, bestimmt.

$$L_{wth} = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \frac{(d_{wg} - d_{wk})^2}{4a} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}], d_{wg} [\text{mm}] \text{ und } d_{wk} [\text{mm}]$$

$$L_{wth} = 2 \cdot 410 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} \cdot (190,98 \text{ mm} + 78,58 \text{ mm}) + \frac{(190,98 \text{ mm} - 78,58 \text{ mm})^2}{4 \cdot 410 \text{ mm}}$$

$$L_{wth} = 1252,60 \text{ mm} \text{ gewählt } L_{wst} = 1250 \text{ mm} \quad \text{aus Optibelt-Sortiment: Produktgruppe optibelt ALPHA TORQUE für Profil AT10}$$

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Achsabstand

Aus der gewählten Standardlänge und den Scheibendurchmessern ergibt sich der exakte Achsabstand a_{nom} des Antriebs. Dieser muss innerhalb der hier vorgegebenen Toleranzgrenzen von 390 mm bis 430 mm liegen. Dabei müssen ggf. die Verstellwege zum Auflegen y und Spannen x eingebunden werden, siehe dazu Abbildung mit weiteren Hinweisen im letzten Abschnitt in diesem Unterkapitel.

$$a_{\text{nom}} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{\text{wg}} - d_{\text{wk}})^2}{8}} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } K [\text{mm}], d_{\text{wg}} [\text{mm}] \text{ und } d_{\text{wk}} [\text{mm}]$$

$$a_{\text{nom}} = 206,25 \text{ mm} + \sqrt{206,25^2 \text{ mm}^2 - \frac{(190,98 \text{ mm} - 79,58 \text{ mm})^2}{8}} = 408,71 \text{ mm}$$

$$\text{mit } K = \frac{L_{\text{wSt}}}{4} - \frac{\pi}{8} (d_{\text{wg}} + d_{\text{wk}}) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } L_{\text{wSt}} [\text{mm}], d_{\text{wg}} [\text{mm}] \text{ und } d_{\text{wk}} [\text{mm}]$$

$$K = \frac{1250 \text{ mm}}{4} - \frac{\pi}{8} (190,98 \text{ mm} + 79,58 \text{ mm}) = 206,25 \text{ mm}$$

Achsabstandsempfehlungen und Kollisionsprüfung

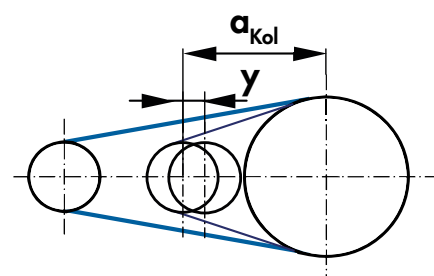
Eine vereinfachte Empfehlung, bezogen auf kleine Achsabstände, bei gegebenem Scheibendurchmesser lautet:

$$0,7 \cdot (d_{\text{wg}} + d_{\text{wk}}) < a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_{\text{wg}} [\text{mm}] \text{ und } d_{\text{wk}} [\text{mm}]$$

$$0,7 \cdot (190,98 \text{ mm} + 79,58 \text{ mm}) = 189,4 \text{ mm} \quad \text{Diese Bedingung ist mit } a = a_{\text{nom}} = 408,71 \text{ mm} \text{ erfüllt.}$$

Zu beachten ist generell, dass mit abnehmenden freien Trumlängen allgemein und im Verhältnis zu den Riemenlängen, die die Zahnscheiben umschlingen, die Anforderungen an die Genauigkeit aller Bauteile und der Montage steigen. Zudem sind große Scheibendurchmesser meist kostspieliger als breitere, kleinere Scheibendurchmesser.

Bei beengten Platzverhältnissen kann die obige Empfehlung gleichwohl weiter unterschritten werden. Dann wird eine Kollisionsprüfung erforderlich, wobei der Achsabstand a_{Kol} , bei dem die Scheiben kollidieren, von der jeweiligen Bordscheibenanordnung abhängig ist. Die Scheiben eines Antriebs dürfen sich beim Aufschieben auf die Wellen nicht berühren. Zudem sollte beim Auflegen des Riemens die Welle einer Scheibe so weit verschoben werden können, dass eine zwanglose Riemenmontage über die Bordscheiben möglich ist, siehe Abbildung 3.5.3.



$$a_{\text{Kol}} < a_{\text{nom}} \quad \text{mit } a_{\text{nom}} [\text{mm}]$$

Abbildung 3.5.3: Kollisionsprüfung bei beengten Platzverhältnissen

Der Auflegeweg y wird auch im letzten Abschnitt in diesem Unterkapitel behandelt. Für die Bordscheibenanordnung ergibt sich in der Regel und hier:

$$a_{\text{Kol}} = 0,5 \cdot (D_{\text{Bk}} + d_{\text{wg}}) + y \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } D_{\text{Bk}} [\text{mm}], d_{\text{wg}} [\text{mm}] \text{ und } y [\text{mm}], \text{ siehe auch Kapitel 7.5}$$

$$a_{\text{Kol}} = 0,5 \cdot (83 + 190,98) + 10 = 147 \text{ mm} \quad \text{Dies ist wie oben mit } a = a_{\text{nom}} = 408,71 \text{ mm} \text{ erfüllt.}$$

Bei abweichender Bordscheibenanordnung muss diese Formel entsprechend angepasst werden. Ist auch der Verstellweg zum Auflegen unterschritten, kann die Montage der Scheiben auf die Wellen zusammen mit dem bereits aufgelegten Riemen erfolgen.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Bei festem Achsabstand ohne Spannrolle muss die unter Messlast ermittelte negative Längentoleranz a_{LTol-} beachtet werden, siehe auch Unterkapitel 7.4. Diese sollte dann in der Regel eingeschränkt werden. Es wird grundsätzlich empfohlen, bei festem Achsabstand eine entsprechende Sonderlängentoleranz zu vereinbaren.

$$a_{Kol} = 0,5 \cdot (D_{Bk} + d_{wg}) + a_{LTol-} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } D_{Bk} [\text{mm}], d_{wg} [\text{mm}] \text{ und } y [\text{mm}], \text{ siehe auch Kapitel 7.4}$$

Bei abweichender Bordscheibenanordnung muss diese Formel entsprechend angepasst werden. Nochmals genauer ist hier die Verwendung des kleineren Außendurchmessers d_a statt des Wirkdurchmessers d_w , der vereinfacht verwendet wird.

Bezogen auf große Achsabstände, zeigt die Abbildung 3.5.4 zwei Antriebe mit identischem Achsabstand und Übersetzungsverhältnis, aber beispielhaft um den Faktor 3 kleineren Scheibendurchmessern. Der Antrieb mit den großen Scheiben besitzt im Verhältnis zum Achsabstand relativ große Umschlingungslängen und erfüllt die folgende Durchmesser- bzw. Achsabstandsempfehlung:

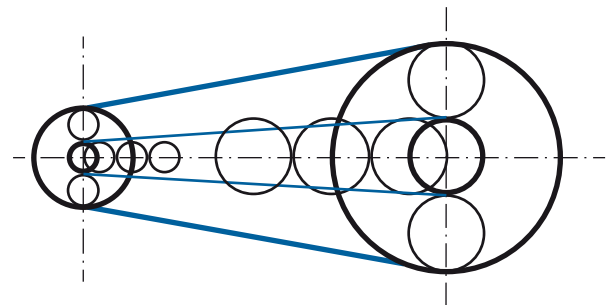


Abbildung 3.5.4: Scheibendurchmesser bei gleichem Achsabstand

$$a < 2 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_{wg} [\text{mm}] \text{ und } d_{wk} [\text{mm}]$$

Auch der Antrieb aus dem Beispiel erfüllt diese:

$$2 \cdot (190,98 \text{ mm} + 79,58 \text{ mm}) = 541 \text{ mm} \quad \text{Diese Empfehlung ist mit } a = a_{nom} = 408,71 \text{ mm} \text{ erfüllt.}$$

Die Wahrscheinlichkeit für einen problemlosen, relativ ruhigen Lauf der Trume ist entsprechend hoch. Hingegen besitzt der Antrieb mit den kleineren Scheiben in Abbildung 3.5.4 im Vergleich dazu recht kleine Umschlingungslängen und führt die freien Trumlängen zwischen den Scheiben dadurch deutlich weniger sicher. Wie an den zwischen den Scheiben eingezeichneten kleinen Scheiben zu sehen, erfüllt dieser Antrieb die Empfehlung bei Weitem nicht. Der Achsabstand erreicht ca. $3,3 \cdot (d_{wg} + d_{wk})$. Bei ruhigem Lauf oder nur gelegentlicher Stoßbelastung kann aber auch dieser Antrieb ohne schlagende Trume funktionieren. Grundsätzlich steigt hier jedoch die Wahrscheinlichkeit an, dass die Trume schlagen und der Antrieb dadurch keine befriedigenden Standzeiten erreicht. Sichere Aussagen zum Schwingungsverhalten der Trume können aber bei jeder Antriebsgeometrie auch innerhalb der Empfehlung grundsätzlich nur durch eine versuchstechnische Erprobung gemacht werden.

Zahnriemen- und Scheibenbreite

Die für die Berechnung der Nennleistung zu berücksichtigende Berechnungszähnezahl z_{eB} im Eingriff mit der kleinen Scheibe mit der Zähnezahl z_k ergibt sich aus der dort eingreifenden Zähnezahl z_e und der maximal zulässigen Berechnungszähnezahl z_{eBmax} , siehe dazu auch Tabelle 2.1.2

$$z_{eB} = z_e \text{ und } z_{eB} \leq z_{eBmax} \quad \text{mit } z_{eBmax} = 12 \text{ für Optibelt ALPHA TORQUE / POWER, ALPHA FLEX}$$

$$z_e = \frac{z_k}{6} \left(3 - \frac{d_{wg} - d_{wk}}{a_{nom}} \right) \quad [-]$$

$$z_e = \frac{25}{6} \left(3 - \frac{190,98 \text{ mm} - 79,58 \text{ mm}}{408,71 \text{ mm}} \right) = 11,36 \quad z_{eB} = z_e = 11$$

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Die theoretisch erforderliche Zahnriemenbreite b_{th} errechnet sich u. a. aus der Berechnungsleistung P_B , der spezifischen Nennleistung $P_{N\ spez}$, interpoliert aus dem zugehörigen Technischen Datenblatt und dem Längenfaktor c_3 aus der Tabelle 2.2.3.

$$b_{th} = \frac{P_B \cdot 10^3}{P_{N\ spez} \cdot z_k \cdot z_{dB} \cdot c_3} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } P_B [\text{kW}], P_{N\ spez} [\text{W/mm}], z [-] \text{ und } c_3 [-]$$

$$b_{th} = \frac{13,5 \text{ kW} \cdot 10^3}{1,082 \frac{\text{W}}{\text{mm}} \cdot 25 \cdot 11 \cdot 1,0} = 45,4 \text{ mm gewählt } b_{st} = 50 \text{ mm}$$

Liegt die erforderliche Breite b_{th} knapp oberhalb der nächstkleineren Standardbreite b_{st} , sollte eine Reduzierung des gewählten Gesamtbelastungsfaktors c_2 auf einen noch vertretbaren kleineren Wert geprüft werden. Dadurch können ggf. unnötige Kosten vermieden werden.

Alternativ kann die erforderliche Breite – soweit dies z. B. der Bauraum zulässt – durch erhöhte Scheibendurchmesser reduziert werden.

Die vorhandene Sicherheit $c_{2\text{vorh}}$ beträgt:

$$c_{2\text{vorh}} = c_2 \frac{b_{st}}{b_{th}} \quad c_{2\text{vorh}} = 3 \frac{50 \text{ mm}}{45,4 \text{ mm}} = 3,3$$

Ist der vorhandene Sicherheitsfaktor bei einem optibelt ALPHA TORQUE Zahnriemen nicht ausreichend, könnte auf die Produktgruppe optibelt ALPHA POWER umgestellt werden.

Statische Trumkraft und Umfangskraft

Die Formel für die Berechnung der statischen Trumkraft aus der Umfangskraft F_U und dem Vorspannfaktor c_v , der in der Regel den Wert 1,0 besitzt, kann der Tabelle 2.1.7 in Kapitel 2.1 für Leistungsantriebe entnommen werden.

Aufgrund des hohen gewählten und vorhandenen Grundbelastungsfaktors kann hier die statische Trumkraft F_T über den Vorspannfaktor c_v und darüber hinaus angehoben werden. Hier wird für den Belastungsfaktor c_2 der nochmals etwas größere vorhandene Belastungsfaktor $c_{2\text{vorh}}$ in die Formel eingesetzt.

Insbesondere auch bei Leistungsantrieben mit langen optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen kann abhängig von der Gleich- bzw. Ungleichförmigkeit des Laufs, z. B. der Arbeitsmaschine, grundsätzlich eine Anhebung der statischen Vorspannkraft erforderlich sein.

Die statische Trumkraft F_T ist im Wesentlichen abhängig von der zu übertragenden Umfangskraft F_U .

$$F_T = 0,55 \cdot c_v \cdot F_U \quad [\text{N}] \quad \text{mit } c_v [-] \text{ und } F_U [\text{N}] \quad c_v = \frac{c_{2\text{vorh}} - 1}{10} + 1 \quad [-] \quad \text{mit } c_{2\text{vorh}} [-]$$

$$F_T = 0,55 \cdot 1,23 \cdot 745 \text{ N} = 504 \text{ N} \quad c_v = \frac{3,3 - 1}{10} + 1 = 1,23$$

Die zu übertragende Umfangskraft F_U errechnet sich aus der Leistung P , hier der Nennleistung P_N , und der effektiven Umfangsgeschwindigkeit v_{eff} bzw. der Antriebsdrehzahl n_1 und dem Wirkdurchmesser d_{w1} der Antriebscheibe.

$$F_U = \frac{P \cdot 1000}{v_{\text{eff}}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } P [\text{kW}] \text{ hier } P = P_N \quad v_{\text{eff}} = \frac{d_{w1} \cdot n_1}{19,1 \cdot 10^3} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}] \text{ und } n [\text{min}^{-1}]$$

$$F_U = \frac{4,5 \text{ kW} \cdot 1000}{6,04 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 745 \text{ N} \quad v_{\text{eff}} = \frac{79,58 \text{ mm} \cdot 1450 \text{ min}^{-1}}{19100} = 60,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Statische Wellen- bzw. Achskraft

Die statische Achskraft F_a ergibt sich aus der doppelt wirkenden statischen Trumkraft F_T . Bei einem Übersetzungsverhältnis $i \neq 1$ reduziert sich die statische Achskraft mit abnehmendem Achsabstand und allgemein mit steigendem Übersetzungsverhältnis.

$$F_a = 2 \cdot F_T \quad [\text{N}] \quad \text{für } i = 1 \text{ mit } F_T \text{ [N]}$$

$$F_a = 2 \cdot 504 \text{ N} = 1008 \text{ N}$$

$$F_a = 2 \cdot F_T \cdot \frac{L}{a_{\text{nom}}} \quad [\text{N}] \quad \text{für } i \neq 1 \text{ mit } F_T \text{ [N] und } a_{\text{nom}} \text{ [mm]}$$

$$F_a = 2 \cdot 504 \text{ N} \cdot \frac{401 \text{ mm}}{408,71 \text{ mm}} = 989 \text{ N}$$

Die Trumlänge L ergibt sich aus der Antriebsgeometrie. Je größer die Durchmesserdiffferenz der Scheiben, desto kleiner wird bei gleichem Achsabstand die Trumlänge L .

$$L = a_{\text{nom}} \quad [\text{mm}] \quad \text{für } i = 1$$

$$L = a_{\text{nom}} = 408,71 \text{ mm, siehe oben}$$

$$L = \sqrt{a_{\text{nom}}^2 - \frac{(d_{\text{wg}} - d_{\text{wk}})^2}{4}} \quad [\text{mm}] \quad \text{für } i \neq 1$$

$$\text{mit } a_{\text{nom}} \text{ [mm] und } d_{\text{w}} \text{ [mm], siehe oben}$$

$$L = \sqrt{408,71^2 \text{ mm}^2 - \frac{(190,98 \text{ mm} - 79,58 \text{ mm})^2}{4}} = 401 \text{ mm}$$

Die Ergebnisse der genauen Berechnung für $i \neq 1$ zeigen, dass bei mittleren Übersetzungsverhältnissen für eine überschlägige Ermittlung der statischen Achskraft F_a der Berechnungsweg $i = 1$ ausreichend genau ist.

Bestellbeispiel

Zahnriemen- und Zahnscheibenbezeichnung

1 St. optibelt ALPHA TORQUE 50 AT10/1250-ST

1 St. optibelt ZRS 66 AT10/25-2 Abhängig von der Welle-Nabe-Verbindung der Zahnscheiben

1 St. optibelt ZRS 66 AT10/60-0 können diese auch als Sonderscheiben bestellt werden.

Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung

Der Vorgabewert für die Einstellung der statischen Trumkraft F_T durch Frequenzmessung errechnet sich abhängig von der frei schwingenden Trumlänge L und dem Metergewicht m_k des gewählten Riemen. Das Metergewicht m_k kann dem zugehörigen Technischen Datenblatt entnommen werden.

Weitere Informationen zur Frequenzmessung sind im Kapitel 7.1 zu finden.

Die Abbildung 3.5.5 zeigt, dass bei gleicher statischer Trumkraft F_T und gleichen Trumlängen L die jeweilige Eigenfrequenz f beider Trume gleich groß ist.

Weitere Informationen zur Frequenzmessung sind im Kapitel 7.1 zu finden.

$$f = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} \quad [\text{Hz}]$$

mit F_T [N], m_k [kg/m] bzw. [g/m] und L [mm]

$$f = \sqrt{\frac{504 \text{ N} \cdot 10^6}{4 \cdot 0,325 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 401^2 \text{ mm}^2}} = 49,1 \text{ Hz}$$

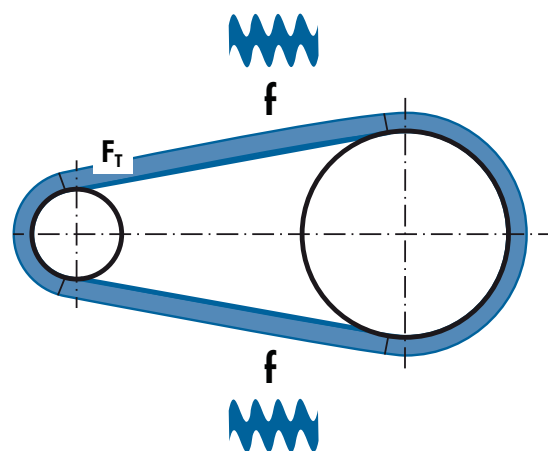


Abbildung 3.5.5: Statische Trumkraft F_T , Trumlängen L und Frequenzen f

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Das Ergebnis bestätigt die allgemeine Empfehlung aus der Tabelle 7.1.2, nach der Trumlängen unter 1000 mm in der Regel per Frequenzmessung eingestellt werden können.

Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme

Bei großen Riemenlängen, wie diese bei Leistungsantrieben mit einem optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen erreicht werden können, sind entsprechend auch Trumlängen L größer als 1000 mm möglich. Ist dort keine Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung möglich, empfiehlt sich die Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme. Diese erreicht grundsätzlich nicht die Genauigkeit der Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Eigenfrequenz eines frei schwingenden Trums. Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme ist in Kapitel 7.1 beschrieben.

Der allgemeingültige, maximale Richtwert für die statische Trumdehnung ε_{FT} von Leistungsantrieben beträgt:

$$\text{Richtwert } \varepsilon_{FT} \leq 0,2 \%$$

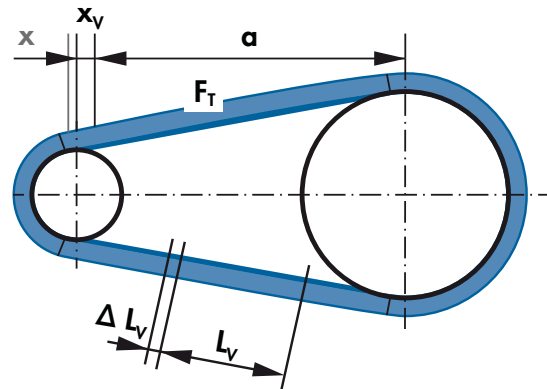


Abbildung 3.5.6: Vorspannweg x_v und Längenzunahme ΔL_v

Bei einem angenommenen Achsabstand $a = 1000$ mm kann eine Achse aus dem entlasteten Zustand um den Vorspannweg $x_v \leq 2$ mm, z. B. 1,3 mm, zum Spannen bewegt werden, siehe Abbildung 3.5.6.

$$x_v \leq \varepsilon_{FT} \cdot L_v \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], a [\text{mm}] \quad \text{hier z. B. } x_v \leq 0,002 \cdot 1000 \text{ mm} = 2,0 \text{ mm}$$

Für eine markierte Länge von z. B. $L_v = 2000$ mm gilt analog für die genaue Längenzunahme ΔL_v :

$$\Delta L_v \leq \varepsilon_{FT} \cdot L_v \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], L_v [\text{mm}] \quad \text{hier z. B. } \Delta L_v \leq 0,002 \cdot 2000 \text{ mm} = 4,0 \text{ mm}$$

In der Praxis würde auch zur Schonung der Lager und Wellen meist ein deutlich geringerer Wert von z. B. $\Delta L_v = 2,6$ mm ausreichen, da Zahnriemenantriebe in aller Regel mit einem Belastungsfaktor von mindestens $c_2 = 1,6$ und mehr ausgelegt werden.

Genauere Dehnungswerte ε_{FT} können über die statische Trumkraft F_T des Antriebs und die spezifische Federrate c_{spez} abhängig von Produktgruppe, Profil, technischer Ausführung und Breite ermittelt werden.

$$\varepsilon_{FT} = \frac{F_T}{c_{spez}} = \frac{F_T}{F_{zul}} \cdot \varepsilon_{zul} \quad [\%] \quad \text{mit } F_T [\text{N}] \text{ und } c_{spez} [\text{N}]$$

$$\text{mit } c_{spez} = \frac{F_{zul}}{\varepsilon_{FT}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{zul} [\text{N}] \text{ aus Technischem Datenblatt und } \varepsilon_{zul} [\%], \text{ siehe Tabelle 4.5.1}$$

Der genauere Wert für die zulässige Dehnung ε_{zul} findet sich in der Tabelle 4.5.1 und dem jeweiligen Profil in der Standard-Cordausführung ST eines optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemens wieder, der hier übernommen werden kann. Vereinfacht können alle Profile und Ausführungen mit $\varepsilon_{zul} = 0,5$ % gerechnet werden. Die zulässigen Umfangskräfte F_{zul} sind breitenabhängig im jeweiligen Technischen Datenblatt, z. B. zu optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen, aufgeführt. Ein Berechnungsbeispiel ist in Unterkapitel 4.5 zu Linearantrieben ausgeführt.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Verstellwege zum Spannen und Auflegen

In Unterkapitel 7.1 und 7.5 finden sich allgemeine Hinweise zu den Verstellwegen. In den Tabellen 7.5.1 und 7.5.2 sind Formelzusammenhänge und ergänzende Richtwerte zu den Mindestverstellwegen aufgeführt.

Der Verstellweg x einer einzelnen Welle zum Spannen von optibelt ALPHA TORQUE / POWER kann vereinfacht ermittelt werden, siehe Tabelle 7.5.1:

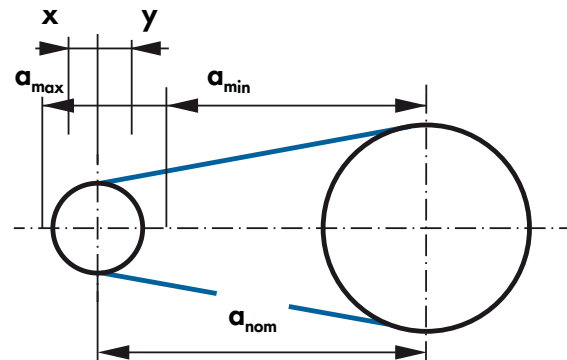


Abbildung 3.5.7: Verstellwege x zum Spannen und y zum Auflegen

$$x = a_{LTol} + 0,0030 \cdot a_{nom} \quad [\text{mm}]$$

mit a_{LTol} [mm] aus Tabelle 7.4.3 und a_{nom} [mm]

$$x = 0,32 \text{ mm} + 0,0030 \cdot 408,71 \text{ mm} = 1,54 \text{ mm}$$

Der Verstellweg y zum Auflegen von optibelt ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemen kann ebenfalls der Tabelle 7.5.1 entnommen werden:

$$y = 10 \text{ mm}$$

Die entsprechenden Hinweise zu optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen sind in Tabelle 7.5.2 zu finden.

Der vorgegebene Bereich für den gewünschten Achsabstand von a_{min} bis a_{max} , siehe Abbildung 3.5.7, muss mit dem gefundenen nominellen Achsabstand a_{nom} und den Verstellwegen $a_{n min}$ und $a_{n max}$ abgeglichen werden.

$$a_{n min} = a_{nom} - y \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a_{nom} [\text{mm}], y [\text{mm}]$$

$$a_{n max} = a_{nom} + x \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a_{nom} [\text{mm}], x [\text{mm}]$$

$$a_{n min} = 408,71 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 398,71 \text{ mm} > 390 \text{ mm}$$

$$a_{n max} = 408,71 + 1,54 = 410,25 \text{ mm} < 430 \text{ mm}$$

Kann im Gegensatz zum Berechnungsbeispiel eine der Vorgaben zu a_{min} oder a_{max} nicht erfüllt werden, kann ggf. durch eine andere Länge oder andere Zähnezahlen der Scheiben eine geeignete Lösung aus dem Optibelt-Sortiment gefunden werden. Alternativ können auch Sonderscheiben mit anderen Zähnezahlen geliefert werden, wobei aus Kostengründen möglichst immer die kleine Scheibe als Sonderscheibe ausgeführt werden sollte.

Ggf. können je nach gewählter Länge auch Sonderlängen in den Produktgruppen ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemen angeboten werden. Bei großen Stückzahlen kann ein eigenes Gießwerkzeug sinnvoll sein. Bei Längen ab 1000 mm können optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen in Teilungsschritten angeboten werden, siehe Unterkapitel 3.1.

Müssen die genaueren Verstellwege ermittelt werden, können die Formelzusammenhänge im vorherigen Abschnitt genutzt werden, wobei entsprechend die Längentoleranzen beachtet werden müssen. Formeln und Beispiele dazu sind in den entsprechenden Abschnitten der Linear- und Transportantriebe ausgeführt.

3 LEISTUNGSANTRIEBE

3.6 TECHNISCHES DATENBLATT



3.6 Technisches Datenblatt

Mit den Informationen aus den Technischen Datenblättern der Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER und ALPHA FLEX Zahnriemen, weiteren Daten aus diesem Technischen Handbuch und der aktuellen Optibelt-Sortimentsliste können Leistungsantriebe ausgelegt werden. In Unterkapitel 3.5 wird dies allgemein und beispielhaft für einen optibelt ALPHA TORQUE Zahnriemen im Profil AT10 in der Standardausführung ST durchgeführt.

Die jeweils aktuellen Technischen Datenblätter können der Internetseite www.optibelt.com entnommen werden. Dort besteht zudem die Möglichkeit, die optibelt CAP-Software zur Antriebsauslegung von Leistungsantrieben kostenlos herunterzuladen und weitere aktuelle Informationen zu Service und Produkten zu erhalten.

Technisches Datenblatt optibelt ALPHA TORQUE AT10 - ST Zahnriemen aus Gießpolyurethan, endlos

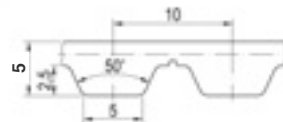


Abmessungen, Toleranzen

Profil:	AT10
Zahnteilung t:	10 mm
Gesamthöhe:	5 mm
Zahnhöhe:	2,5 mm
Zahnkopfbreite:	5 mm
Zahnflankenwinkel:	50°
Längentoleranz:	Siehe Tabelle
Breitentoleranz, b ≤ 50 mm:	± 0,5 mm
Höhentoleranz:	± 0,3 mm

Aufbau

Polyurethan:	Duroplast, 84 +/- 4 Shore A, transparent
Zugträger:	Stahl, Ø 0,9 mm



Je Zahn übertragbare, spezifische Nennleistung

Drehzahl, kl. Scheibe n _k [1/min]	Spez. Nenn- leistung P _{N spez} [W/mm]	Drehzahl, kl. Scheibe n _k [1/min]	Spez. Nenn- leistung P _{N spez} [W/mm]	Drehzahl, kl. Scheibe n _k [1/min]	Spez. Nenn- leistung P _{N spez} [W/mm]
0 ¹	0,000	1200	0,947	3600	1,898
20	0,025	1300	1,002	3800	1,952
40 ²	0,048	1400	1,056	4000	2,003
60	0,072	1500	1,108	4500	2,119
80 ³	0,094	1600 ⁷	1,158	5000	2,220
100	0,116	1700	1,207	5500	2,308
200 ⁴	0,220	1800	1,253	6000	2,383
300	0,314	1900	1,299	6500	2,447
400 ⁵	0,401	2000	1,343	7000	2,500
500	0,482	2200	1,427	7500	2,545
600	0,559	2400	1,506	8000	2,580
700	0,631	2600	1,581	8500	2,606
800 ⁶	0,700	2800	1,652	9000	2,625
900	0,766	3000	1,718	9500	2,636
1000	0,828	3200 ⁸	1,782	10000	2,640
1100	0,889	3400	1,842	V _{max} = 60 m/s	

¹ F_{N spez} [N/mm] ² 7,273 ³ 7,073 ⁴ 6,590 ⁵ 6,012 ⁶ 5,250 ⁷ 4,343 ⁸ 3,341

Nennleistung P_N

$$P_N = P_{N \text{ spez}} \cdot z_k \cdot z_{eB} \cdot b / 10^3 \quad [\text{kW}]$$

P_{N spez} Je Zahn übertragbare, spezifische Nennleistung [W/mm]
z_k Zähnezah, kleine Scheibe
z_{eB} Eingreifende Zähnezah an der Antriebscheibe, begrenzt auf z_{eB max}
z_{eB max} 12, maximal zulässige Zähnezah
b Riemenbreite [mm]

Nennmoment M_N

$$M_N = P_N \cdot 9,55 \cdot 10^3 / n_k \quad [\text{Nm}]$$

n_k Drehzahl, kleine Scheibe [1/min]

Nennzugkraft F_N

$$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b \quad [\text{N}]$$

$$F_{N \text{ spez}} = P_{N \text{ spez}} \cdot 6 \cdot 10^4 / (n_k \cdot t) \quad [\text{N/mm}]$$

F_{N spez} Je Zahn übertragbare, spezifische Nennzugkraft [N/mm]
t Zahnteilung [mm]

Cord-Zugkräfte, Riemengewicht

Riemenbreite ¹ b [mm]	10	12	16	20	25	32	50	75	100
Bruchkraft F _{Br} [N]	4760	5700	8560	10500	14300	18100	29500	45600	62000
Zulässige Zugkraft ² F _{Zul} [N]	1190	1425	2140	2625	3575	4525	7375	11400	15500
Metergewicht [kg/m]	0,065	0,078	0,104	0,130	0,163	0,208	0,325	0,488	0,650

¹ Weitere und Zwischenbreiten möglich ² Zulässige Zugkraft F_{Zul} entspricht 25% der Bruchkraft F_{Br} der Corde

Zahnscheiben, Innen- und Außenrollen



Zähnezah: z_{min} = 15
Wirk-Ø: d_{w min} = 47,75 mm
Glatte, zylindrische Rollen, Ø
Innenrolle: d_{min} = 42 mm
Außenrolle: d_{min} = 100 mm

Längentoleranzen, als Achsabstandstoleranzen

Länge L _w [mm]	Toleranz a _{L Tol} [mm]	Länge L _w [mm]	Toleranz a _{L Tol} [mm]
≤ 305	± 0,14	> 780 ≤ 990	± 0,28
> 305 ≤ 390	± 0,16	> 990 ≤ 1250	± 0,32
> 390 ≤ 525	± 0,18	> 1250 ≤ 1560	± 0,38
> 525 ≤ 630	± 0,21	> 1560 ≤ 1960	± 0,44
> 630 ≤ 780	± 0,24	> 1960 ≤ 2350	± 0,52

Wir beraten Sie gerne über die Produkteigenschaften und -anpassungen bei besonderen Anforderungen. Bitte beachten Sie auch die Hinweise in den OPTIBELT Dokumentationen. © OPTIBELT GmbH 09/2015. Irrtümer und technische Änderungen vorbehalten.

4 LINEARANTRIEBE

4.1 ALLGEMEINES



4.1 Allgemeines

In den Kapiteln 1.1 bis 1.3 sind u. a. die Einsatzgebiete, Eigenschaften, Fertigungsverfahren und Aufbauten aller Produktgruppen der Polyurethan-Zahnriemen dargestellt. Diese werden in diesem Kapitel für Linearantriebe und die zugehörige Produktgruppe optibelt ALPHA LINEAR zusammengefasst.

Die Produktgruppe optibelt ALPHA LINEAR besitzt in der Standardausführung ein Elastomer aus 92 Shore A hartem Polyurethan und kann auch daher die Leistung ohne ein zusätzliches zahnseitiges Gewebe – siehe Abbildung 4.1.1 – sicher übertragen. Der optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen kann optional mit einem dünnen, zahnseitigen Gewebe zur Reibungs- oder Geräuschminimierung versehen werden, siehe Abbildung 4.1.2. Auch ein rückenseitiges Gewebe ist möglich. Im Vergleich zu endlichen Zahnriemen aus Gummi mit Glasfaserzugstrang ist der optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen grundsätzlich formstabiler und genauer bei der Positionierung.

Die wesentlichen Eigenschaften bzw. Vorteile der Zahnriemen aus Polyurethan sind:

- hochfeste Stahl- oder Aramidzugträger
- geringe Zahnverformung
- hohe Abriebfestigkeit
- große Längen realisierbar
- hohe Ozon- und UV-Beständigkeit
- gute bis sehr gute Beständigkeit gegen Öle, Fette und eine Vielzahl aggressiver Chemikalien
- optional PU mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA, siehe www.optibelt.com

Die Produktgruppe optibelt ALPHA LINEAR erweitert das Einsatzspektrum auf Antriebe mit sehr großen Achsabständen:

- Standardlänge auf Rollen für Teilung kleiner 14 mm: 100 m
- Standardlänge auf Rollen für Teilung ab 14 mm: 50 m
- deutlich größere Längen als Standardlängen auf Haspel möglich, z. B. 300 m im Profil 8M und Breite 10 mm

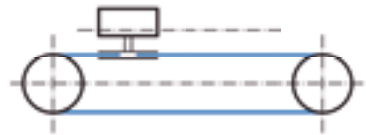
Endliche optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen werden in positionier- und wiederholgenauen Linearantrieben eingesetzt.

Die wesentlichen einzelnen Einflussfaktoren für die Gesamtwiederhol- und Positioniergenauigkeit sind:

- Zugträgerdehnung
- Zahn deformation
- Zahn lückenspiel

Weitere Einflussfaktoren sind u. a. die Längenschwankungen des Riemens, die Exzentrizitäten von Wellen und Zahnscheiben, die Gesamtsteifigkeit und die Lagerspiele der Lineareinheit.

Tabelle 4.1.1: Produktgruppe und Einsatzgebiete

Linearantriebe

optibelt ALPHA LINEAR
endlich
Anwendungsbeispiele
Positionierantriebe Hubantriebe Handhabungsgeräte Tür- und Torantriebe Waschanlagen Plotter Verpackungsmaschinen Portalroboter

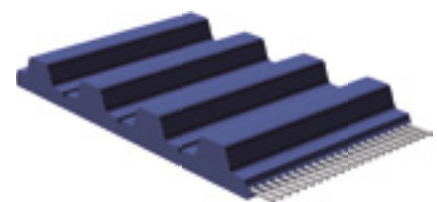


Abbildung 4.1.1: optibelt ALPHA LINEAR

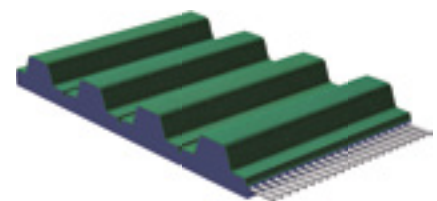


Abbildung 4.1.2: optibelt ALPHA LINEAR mit zahnseitigem Polyamidgewebe PAZ

4 LINEARANTRIEBE

4.1 ALLGEMEINES



Die Verwendung hochfester Stahl- oder Aramidzugträger mit geringer Elastizität bei gleichzeitiger Biegeflexibilität hält den Hauptanteil an der Gesamtabweichung – die Längendehnung unter Last – gering.

Zahnriemen im Profil ATL für AT-Scheiben mit Standardverzahnung besitzen speziell für die Linear-technik nochmals verstärkte Zugträger und eine negative Längentoleranz. Diese Kombination ermöglicht ein nochmals steiferes Zahnriemensystem mit einer überdurchschnittlichen Positioniergenauigkeit im Vergleich zu Zahnriemen in technischer Standardausführung.

Das abriebfeste Polyurethan mit einer bereits hohen Standardhärte von 92 Shore A besitzt eine hohe Formstabilität, die mit geringerer Härte abnimmt und mit höherer Härte steigt. Bei Anwendung als Zahnstange kann die Sonderhärte 98 Shore A verwendet werden, die nicht für den Umlauf um Zahnscheiben geeignet ist.

Zahnscheiben mit verkleinerten Zahnücken für eingeschränktes Zahnückenspiel oder sogar Zahnücken, die in Größe und Kontur dem Riemenzahn entsprechen, auch Nullücke genannt, erhöhen bei Bedarf die Genauigkeit weiter, siehe auch Unterkapitel 4.6.

Die endlichen Polyurethan-Zahnriemen der Produktgruppe ALPHA LINEAR können zahn- und/oder rückenseitig während der Produktion mit Polyamidgewebe versehen werden, um eine Geräuschentwicklung zu minimieren bzw. bei langen Achsabständen die Kraftverluste des sich abstützenden Trums zu verringern. Die Eigenschaften des PA-Gewebes sind in Unterkapitel 6.1 beschrieben.

Im Wesentlichen werden für Linearantriebe die AT- und HTD-Profile verwendet, die im Vergleich zu den schmaleren trapezförmigen T- bzw. zölligen Profilen eine höhere Formsteifigkeit besitzen.

Endliche, extrudierte Polyurethan-Zahnriemen besitzen folgende Eigenschaften:

- hohe Zugkräfte bei geringer Dehnung
- hohe Positioniergenauigkeit
- kantenparallele S+Z-Zugträger
- Ausführung u. a. mit hochflexiblen und/oder verstärkten Zugträgern möglich
- Grundriemen profilabhängig ohne Wickelnase, z. B. Profil T10
- PAZ/PAR, Polyamidgewebe auf Verzahnung und/oder Riemenrücken lieferbar
- Rollenlänge 50 m bzw. 100 m, Zwischenlängen auf Anfrage möglich

Tabelle 4.1.2: Produktgruppen, Längen, Profile und Eigenschaften

optibelt ALPHA LINEAR extrudiert, endlich	
Länge der Rolle	50 m, 100 m
Zwischenlängen	in Teilungssprüngen
Profil, zöllig	XL, L, H, XH
Profil T	T5, T10, T20
Profil AT	AT5, AT10, AT20
Profil ATL	ATL5, ATL10, ATL20
Profil HTD	5M, 8M, S8M, 14M, 14ML, 14MLP
Flachriemen	F2, F2,5, F3, FL3
Standardfarbe	weiß
Standardhärte	92 Shore A
Standard-Zugstrang ¹	Stahl Aramid
PA zahnseitig, PAZ	+ optional
PA rückenseitig, PAR	+ optional
Sonderhärte	65, 85, 98 Shore A
Sonderfarbe	z. B. schwarz, blau, auf Anfrage nach RAL-Nr.
Mindestmenge bei Sonderhärte, -farbe	ab 200 Meter bei max. Fertigungsbreite
Sonderzugstrang ¹ siehe Kapitel 1.6	Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei
ohne Wickelnase	T10, optional
PU (FDA): Härte, Farbe	85 Shore A, blau, optional transparent

¹ Aramid- und Sondercorde je Profil auf Anfrage

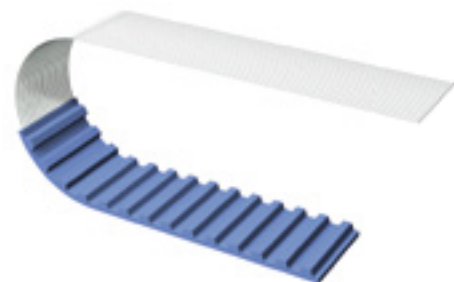


Abbildung 4.1.3: Extrudiertes und geformtes Polyurethan mit kantenparallelen Zugträgern

4 LINEARANTRIEBE

4.2 VARIANTEN



4.2 Varianten

Die Hauptaufgabe von Linearantrieben besteht darin, eine Drehbewegung (Rotation) in eine geradlinige Bewegung (Translation) zu wandeln. Hierbei werden zwei Varianten unterschieden, um den Linearschlitten zu bewegen:

Linearantrieb, stehender Motor

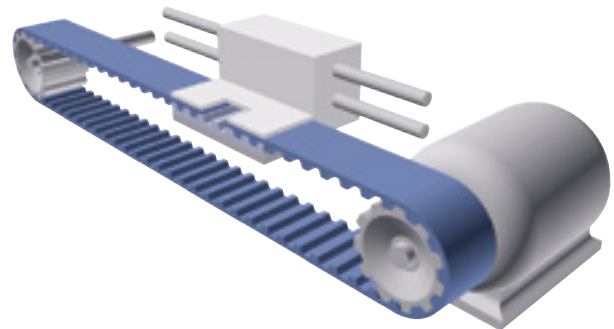
Bei Linearantrieben mit stehendem Motor wird der geführte Linearschlitten mittels zweier Klemmplatten am Zahnriemen fixiert.

Die Vorspannung wird durch Verstellung einer Achse bzw. durch Verschieben einer Klemmplatte aufgebracht. Rückenrollen werden bei diesem Aufbau nicht benötigt, so dass keine wechselnde Biegelast auf den Riemen wirkt.

Neben der Nutzlast wird im Wesentlichen nur der Schlitten beschleunigt.

Die Zahnriemenenden werden vorzugsweise mittels Klemmplatten am geführten Schlitten befestigt. Die im Standardsortiment befindlichen optibelt CP Spannplatten gewährleisten eine sichere Klemmung der Standard-Zahnriemen bis zur jeweiligen Bruchgrenze.

Abbildung 4.2.1: Linearantrieb, stehender Motor



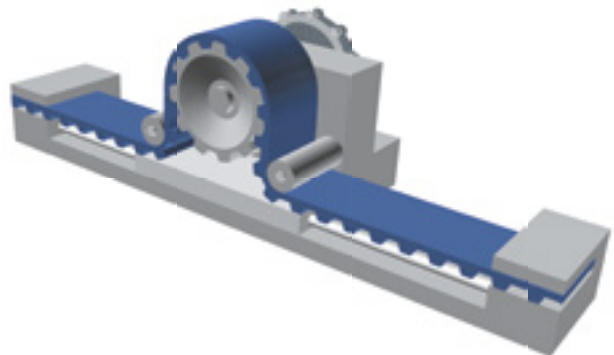
Durch die im Vergleich zu Linearantrieben mit beweglichem Motor geringeren Kosten bei zugleich größerer möglicher Beschleunigung hat sich diese Antriebsvariante bei kleinen und mittleren Linearantrieben bewährt.

Linearantrieb, bewegter Motor

Bei Linearantrieben mit bewegtem Motor wird der geführte Linearschlitten zusammen mit dem antreibenden Motor beschleunigt. Der Linearschlitten wird dann auch Laufkatze genannt. Diese Variante des Linearantriebs wird bevorzugt bei sehr großen Verfahrwegen eingesetzt und ist weniger verbreitet als Linearantriebe mit stehendem Motor.

Die erforderliche Umschlingung des Zahnriemens an der Antriebsscheibe wird durch zwei rückenseitige zylindrische Rollen, die am Linearschlitten gelagert sind, sichergestellt. Daher wird diese Variante auch Omega-Antrieb genannt. Der Zahnriemen erfährt dabei eine wechselnde Biegelast. Die Zahnriemenenden sind mit je einer Klemmplatte fixiert.

Abbildung 4.2.2: Linearantrieb, bewegter Motor



Neben der Nutzlast muss hier der Schlitten zusammen mit dem vergleichsweise schweren Motor beschleunigt werden. Vorteile sind hier die sichere Abstützung des Riemens besonders bei großen Verfahrwegen und die minimierte Länge des langen Lasttrums im Vergleich zu Antrieben mit stehendem Motor, so dass eine erhöhte Steifigkeit und verbesserte Positioniergenauigkeit unter Last möglich sind.

Alternativ zum bewegten Linearschlitten bzw. zu der Laufkatze können diese feststehen, so dass sich der sonst feststehende Rahmen in Funktion z. B. eines Tisches bewegt.

4 LINEARANTRIEBE

4.3 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



4.3 Zahnriemenvorauswahl

Auswahl der Verzahnung

Die verfügbaren Profile der Produktgruppe optibelt ALPHA LINEAR eignen sich alle für die Verwendung in Linearantrieben.

Die nachfolgende Übersicht fasst die wesentlichen Eigenschaften der Verzahnungen dafür zusammen:

AT-Profil

- Der AT-Zahnriemen besitzt die höchste Zahnscherfestigkeit bzw. größte zulässige spezifische Zahnkraft aller trapezförmigen Profile.
- Durch die geringe Zahnverformung des AT-Profiles, die vergleichsweise starken Corde und das vergleichsweise geringe Zahnspiel werden hohe Positioniergenauigkeiten erreicht.
- Der Zahn stützt sich im Gegensatz zu den anderen trapezförmigen Profilen auf der Zahnkopffläche in der Zahnücke der Verzahnung der Scheiben ab.
- ATL-Profile besitzen nochmals größere Zugträger-Durchmesser und geringere Dehnungswerte bei Lauffähigkeit in Standard-AT-Zahnscheiben.
- Standard-Zahnscheiben aus Aluminium reduzieren das bei dauernder Beschleunigung wirkende Massenträgheitsmoment.

HTD-Profil

- Das HTD-Profil ist ein Rundbogenprofil, das sich im Verhältnis zum trapezförmigen Zahn durch einen ruhigeren Lauf und eine höhere Überspringsicherheit durch die größere Zahnhöhe auszeichnet.
- Die Profilbezeichnung steht für „high torque drive“. Es wurde für hochbelastete Antriebe entwickelt und wird heute bei Neukonstruktionen primär bei Leistungsantrieben eingesetzt.
- Das HTD-Profil besitzt an der Zahnbasis eine große Zahnbreite und damit eine hohe Zahnscherfestigkeit und eine große zulässige spezifische Zahnkraft. Die Riemenstege zwischen den Zähnen stützen sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab.
- Das Zahnspiel ist größer als bei AT-Profilen und vermindert dadurch die Positioniergenauigkeit.
- 14ML-Profile besitzen nochmals größere Zugträger-Durchmesser und geringere Dehnungswerte bei Lauffähigkeit in Standard-14M-Zahnscheiben.
- Standard-Zahnscheiben aus Grauguss oder Stahl sind verschleißfester als Aluminiumscheiben, erhöhen aber das bei dauernder Beschleunigung wirkende Massenträgheitsmoment.

T-Profil

- Das am weitesten verbreitete metrische Profil T ist wie das zöllige Profil trapezförmig. Bei Neukonstruktionen wird dieses Profil für spezifisch gering belastete Antriebe gewählt.
- Durch die im Vergleich zu den Profilen AT und HTD kleineren Zugträger-Durchmesser und schmalere Zähne ist der Riemen biegewilliger und kann auf kleineren Zahnscheiben-Durchmessern eingesetzt werden.
- Das Zahnspiel und die Riemendehnung sind größer als beim AT-Zahnriemen gleicher Teilung.
- Der Riemenstege zwischen den Zähnen stützt sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab. Bei z. B. stark staubiger Umgebungsbedingung kann das größere Zahnspiel bzw. das größere freie Volumen zwischen Riemen und Zahnscheibe die Neigung zum Auflaufen gegenüber dem AT-Profil minimieren.

Zoll-Profil

- Das zöllige, trapezförmige Profil wird heute bei Neukonstruktionen insbesondere im europäischen Raum kaum noch verwendet. Die Eigenschaften entsprechen grundsätzlich denen der T-Profile.

4 LINEARANTRIEBE

4.3 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL

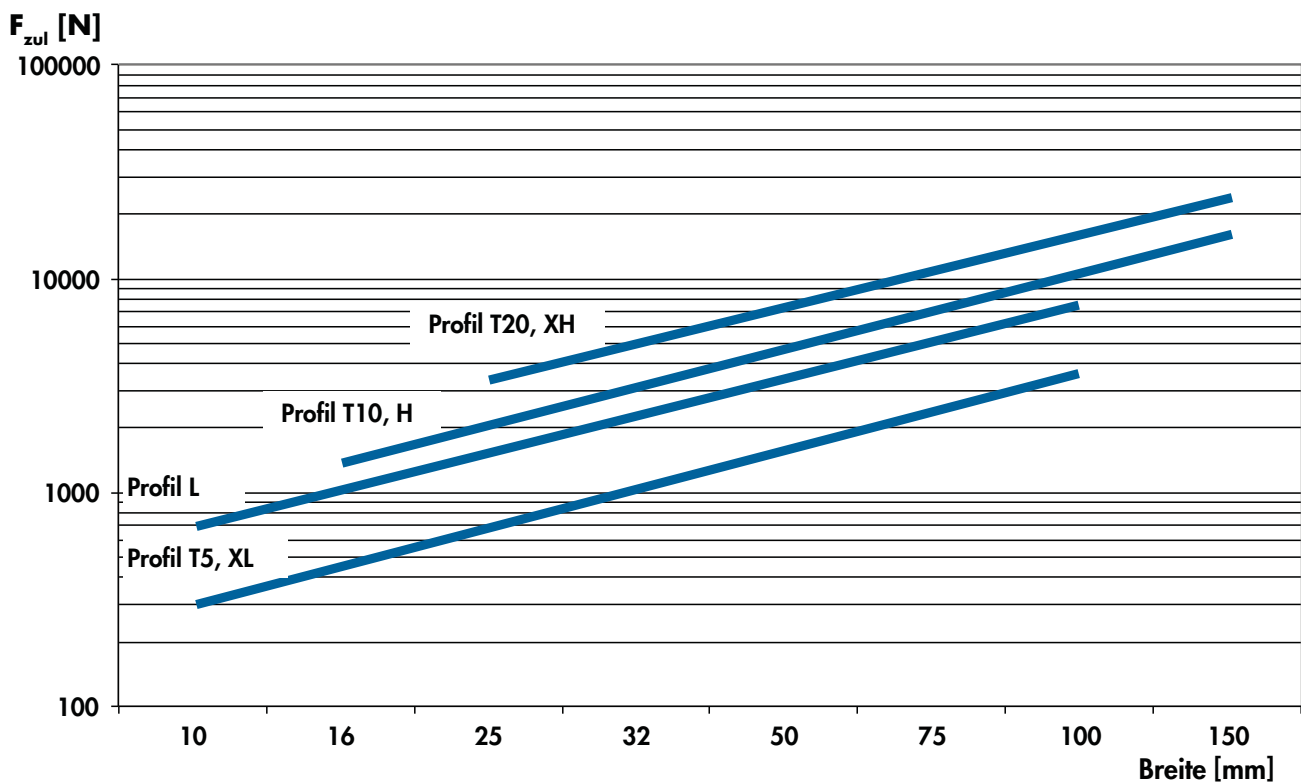


Vorauswahl von Profil und Breite

Abhängig von der gewählten Verzahnung, z. B. dem AT-Profil, ermöglichen die folgenden Diagramme eine vereinfachte Vorauswahl geeigneter Profile mit zugehörigen Riemenbreiten. Die angegebenen Werte F_{zul} beziehen sich auf die maximal zulässigen Zugkräfte der Corde des Riemens.

Die für die genaue Antriebsauslegung eines Zahnriemens ebenfalls entscheidende Nennzugkraft F_N , die mit Hilfe des jeweiligen Technischen Datenblattes des Profils errechnet werden kann, bezieht sich im Gegensatz zu F_{zul} der Corde auf die insbesondere bei hohen Drehzahlen schwächere Riemenverzahnung.

Diagramm 4.3.1: T- und Zoll-Profil, zulässige Zugkräfte F_{zul} je nach Profil und Breite vereinfacht dargestellt



4 LINEARANTRIEBE

4.3 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



Diagramm 4.3.2: AT- und HTD-Profil, zulässige Zugkräfte F_{zul} je nach Profil und Breite vereinfacht dargestellt

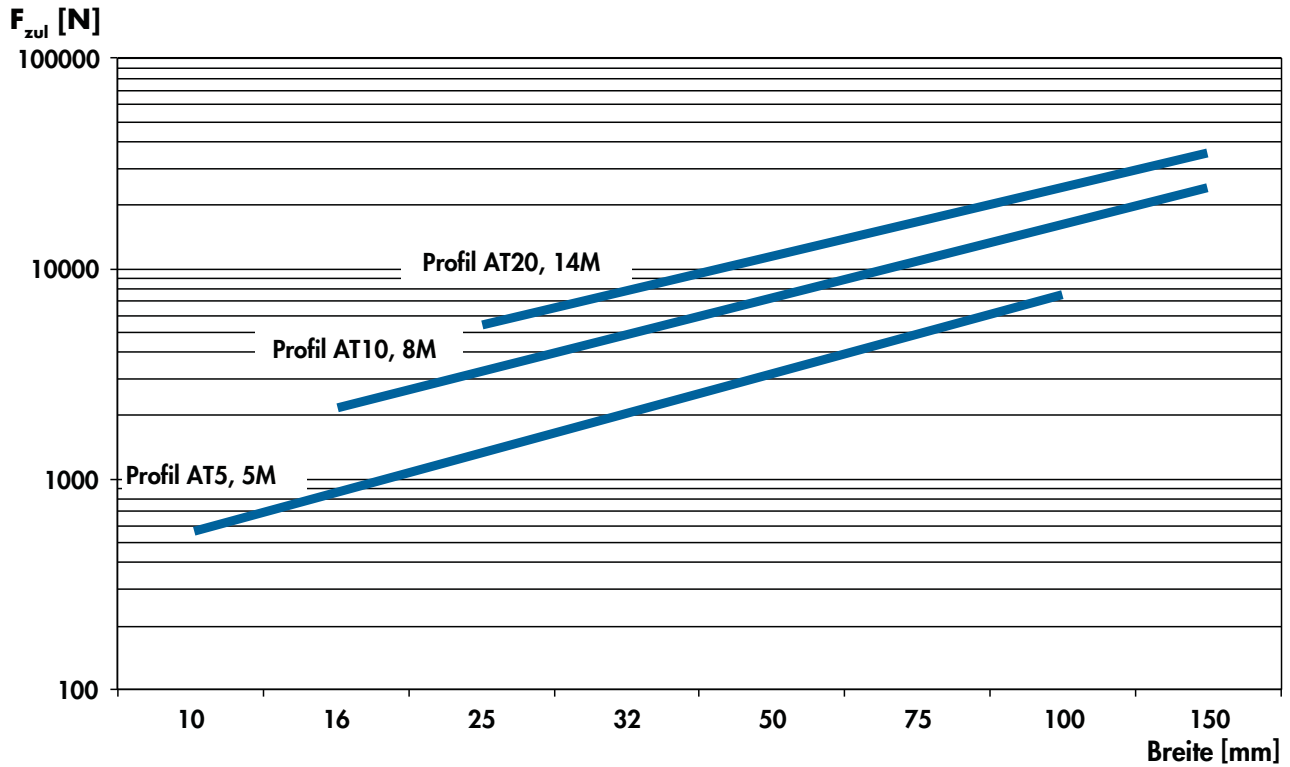
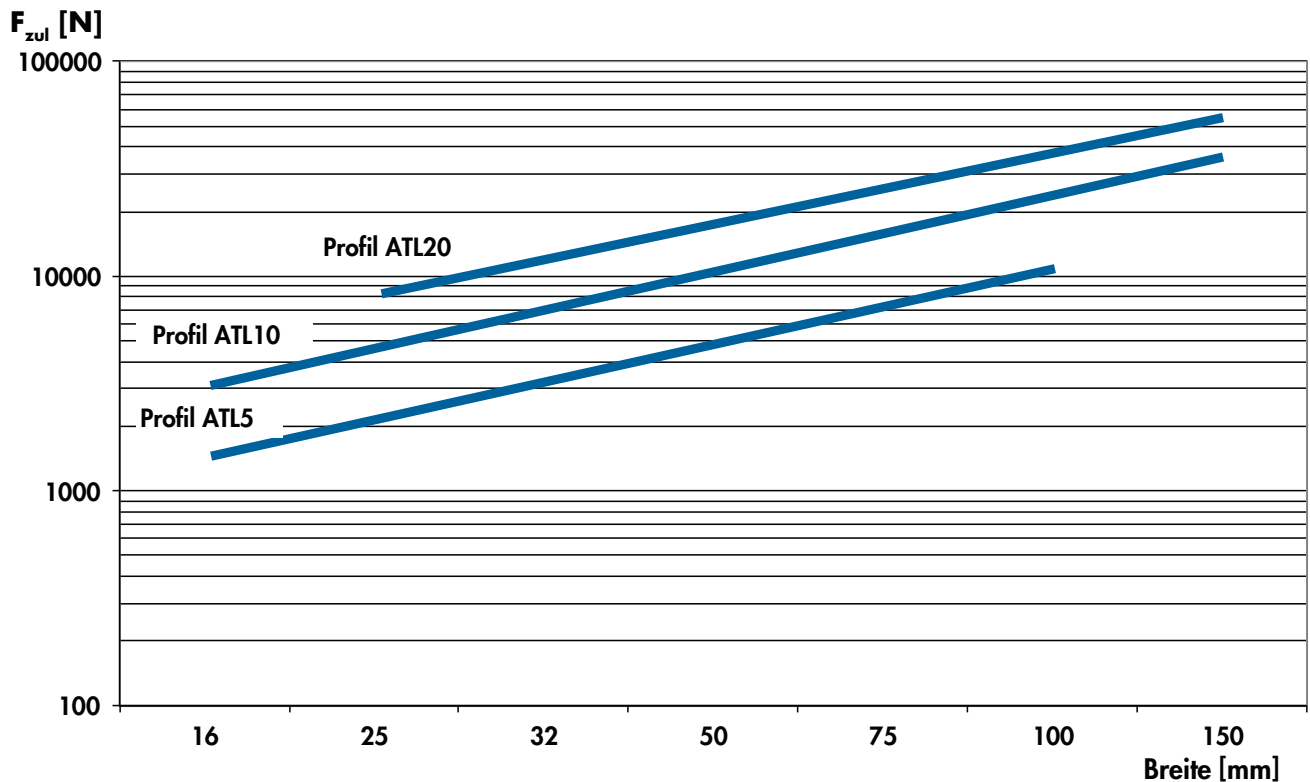


Diagramm 4.3.3: ATL-Profil, zulässige Zugkräfte F_{zul} je nach Profil und Breite vereinfacht dargestellt



4 LINEARANTRIEBE

4.4 GRUNDLAGEN ZUR ANTRIEBSAUSLEGUNG



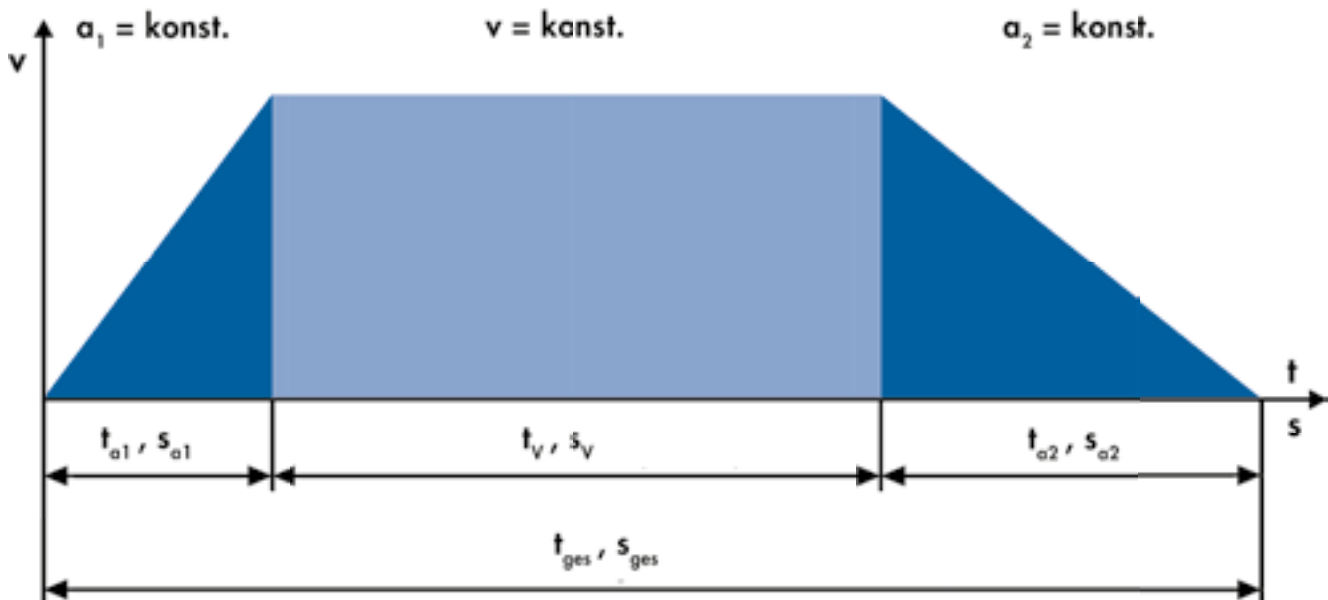
4.4 Grundlagen zur Antriebsauslegung

Die zur Antriebsauslegung benötigten allgemeinen Formeln zu den wesentlichen physikalischen Größen wie z. B. der Leistung P , dem Moment M und der Umfangskraft F_U finden sich in Unterkapitel 2.1. Richtwerte zu Belastungsfaktoren und Zuschlägen werden in Unterkapitel 2.2 thematisiert. Die Formelzeichen sind in Unterkapitel 2.3 beschrieben und mit ihren physikalischen Einheiten aufgeführt.

Beschleunigungen, Geschwindigkeiten, Strecken und Zeiten

Die größte Belastung des Zahnriemens tritt während der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphase auf. Während der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit ist die Belastung des Riemens während des Bewegungszyklus am geringsten. Hier wirken bei Linearantrieben in der Regel nur sehr geringe Reibkräfte und ggf. je nach Anordnung Hangabtriebs- oder Hubkräfte.

Diagramm 4.4.1: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsdiagramm



Drehzahl n und Geschwindigkeit v

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot v}{d_w} \quad \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad \text{mit } v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right], d_w [\text{mm}]$$

$$v = \frac{d_w \cdot n}{19,1 \cdot 10^3} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}], n \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot s_a \cdot a}{10^3}} \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad \text{mit } s_a [\text{mm}], a \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

4 LINEARANTRIEBE

4.4 GRUNDLAGEN ZUR ANTRIEBSAUSLEGUNG



Beschleunigungszeit t_a in Abhängigkeit der Beschleunigung a

$$t_a = \frac{v}{a} \quad [s] \quad \text{mit } v \left[\frac{m}{s} \right], a \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot s_a}{a \cdot 10^3}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{mit } s_a [mm], a \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Beschleunigungsstrecke s_a in Abhängigkeit der Beschleunigung a

$$s_a = \frac{a \cdot t_a^2 \cdot 10^3}{2} \quad [mm] \quad \text{mit } a \left[\frac{m}{s^2} \right], t_a [s]$$

$$s_a = \frac{v^2 \cdot 10^3}{2 \cdot a} \quad [mm] \quad \text{mit } a \left[\frac{m}{s^2} \right], v \left[\frac{m}{s} \right]$$

Verfahrzeit t_v bei konstanter Geschwindigkeit v

$$t_a = \frac{s_v}{v \cdot 10^3} \quad [s] \quad \text{mit } s_v [mm], v \left[\frac{m}{s} \right]$$

Verfahrstrecke s_v bei konstanter Geschwindigkeit v

$$s_v = v \cdot t_v \cdot 10^3 \quad [mm] \quad \text{mit } t_v [s], v \left[\frac{m}{s} \right]$$

Gesamtzeit t_{ges}

$$t_{ges} = t_{a1} + t_v + t_{a2} \quad [s] \quad \text{mit } t_{a1} [s], t_v [s] \text{ und } t_{a2} [s]$$

Gesamtstrecke s_{ges}

$$s_{ges} = s_{a1} + s_v + s_{a2} \quad [mm] \quad \text{mit } s_{a1} [mm], s_v [mm], s_{a2} [mm]$$

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



4.5 Antriebsauslegung

Aufgabenstellung

Im folgenden Berechnungsbeispiel wird eine Masse m schräg unter einem Steigungswinkel α zur Waagerechten hin- und herbewegt. Aus der Hangabtriebskraft und der dieser entgegenwirkenden Beschleunigung bei der Aufwärtsbewegung bzw. der Verzögerung bei der Abwärtsbewegung ergibt sich die maximale Belastung des Linearantriebs. Abhängig auch vom vorgegebenen Bauraum soll über die maximale Belastung die passende Riemen- und Scheibenkombination ermittelt werden.

Gegeben sind:

zu bewegende Masse $m_1 = 85 \text{ kg}$
 Masse des Linearschlittens $m_2 = 15 \text{ kg}$
 Beschleunigung $a_1 = 3 \text{ m/s}^2$
 Verzögerung $a_2 = 11 \text{ m/s}^2$
 Verfahrensgeschwindigkeit $v = 4 \text{ m/s}$
 Reibkoeffizient der Schlittenführung $\mu = 0,1$
 Steigungswinkel $\alpha = 30^\circ$
 gewünschter Achsabstand $a = 2600 \text{ mm}$
 Verfahrstrecke $s = 2100 \text{ mm}$
 Schlittenlänge $L_s = 200 \text{ mm}$
 Bauhöhe: Durchmesser $d_{\max} < 150 \text{ mm}$, $d_{w1} = d_{w2}$
 Baubreite: Nabenbreite b_1 und Scheibenbreite B frei wählbar
 Wellendurchmesser d : frei wählbar
 Schaltungen pro Tag im Dreischichtbetrieb: ca. 300
 Umweltbedingungen: Raumtemperatur, kein Einfluss von schädlichen Medien, Chemikalien und Strahlungen

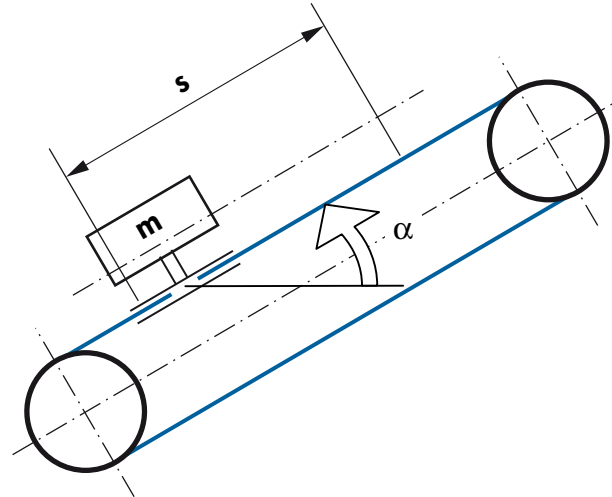


Abbildung 4.5.1: Linearantrieb, schräg angeordnet

Berechnungswege

Die Antriebsauslegung erfolgt über die Berechnung der Umfangskraft F_U . Dabei dienen als Basis

- das Antriebsnennmoment M_N der Antriebsmaschine und
- die Beschleunigungs- und Reibkräfte.

Wird wie in diesem Beispiel der Berechnungsweg über die Beschleunigungs- und Reibkräfte gewählt, muss die später gewählte Antriebsmaschine nachträglich in die Antriebsauslegung einbezogen werden.

Die Berechnungsumfangskraft F_{BU} und das Berechnungsmoment M_{BN} berücksichtigen alle Belastungen, die je Riemen wirken.

Berechnungsumfangskraft F_{BU} über das Antriebsnennmoment M_N

Der Berechnungsweg wird hier ohne Berechnungsbeispiel gezeigt. Ein Beispiel kann aber in Unterkapitel 3.5 nachvollzogen werden, bei dem konkrete Vorgaben zu den Antriebsmomenten des Motors gegeben sind.

Die Auslegung kann über das wirkende Antriebsnennmoment M_N und das Berechnungsantriebsmoment M_{BN} erfolgen.

$$M_{BN} = \frac{c_2 \cdot M_N}{\text{Riemenzahl}} \quad [\text{Nm}] \quad \text{mit } M_N [\text{Nm}]$$

Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus der Art des Grundbelastungsfaktors, den Zusatzbelastungen durch Rollen und der Schalthäufigkeit zusammen, siehe Unterkapitel 2.2.

Aktuelle Werte zur spezifische Federrate c_{spez} siehe 4.7 Technisches Datenblatt.

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Die vorläufige Berechnungsumfangskraft ergibt sich aus dem gewünschten und abgeschätzten Durchmesser der Zahnscheiben, der sich u. a. aus der Vorgabe für den Bauraum ergibt. Bei einer Nachrechnung wird hier selbstverständlich der genaue Durchmesser eingesetzt.

$$F_{BU} = M_{BN} \cdot \frac{2 \cdot 10^3}{d_w} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } M_{BN} [\text{Nm}], d_w [\text{mm}]$$

Ist die Berechnungsumfangskraft F_{BU} nun ermittelt, kann unten direkt mit der Vorauswahl des Riemens fortgefahren werden.

Berechnungsumfangskraft F_{BU} über Beschleunigungs- und Reibkräfte

Die für die Antriebsauslegung zu berücksichtigende Masse m setzt sich hier aus der zu bewegend Masse m_1 und der Masse des Linearschlittens m_2 zusammen.

Die Riemenmasse, die Massen der Klemmplatten und das Massenträgheitsmoment der mitbewegten zweiten Zahnscheibe treten als zusätzliche Belastung auf. Die ist in der Regel vielfach kleiner als die Kraft zum Transportieren der Masse und kann daher meist vernachlässigt werden. Der Gesamtbelastungsfaktor c_0 deckt dann diese untergeordneten Kräfte mit ab. Nur bei sehr langen Verfahrwegen und großen, schweren Scheiben ist ggf. eine genaue Einbeziehung dieser Massen bzw. Massenträgheitsmomente erforderlich.

$$m = m_1 + m_2 \quad [\text{kg}] \quad \text{mit } m_1 [\text{kg}] \text{ und } m_2 [\text{kg}]$$

$$m = 85 \text{ kg} + 15 \text{ kg} = 100 \text{ kg}$$

Die grundlegenden Formelzusammenhänge zur Bestimmung der Umfangskraft F_U anhand der äußeren Last sind in der Tabelle 2.1.4 und 2.1.5 dargestellt. Die dortige Formel zu F_U mit Beschleunigungskraft F_a und Hangabtriebskraft F_H wird in diesem Beispiel der Vollständigkeit halber um die Reibkraft F_R ergänzt.

Die größte Belastung tritt in diesem Beispiel bei der Abwärtsbewegung und gleichzeitigem Abbremsen a_2 auf. Die Reibkraft wirkt grundsätzlich gegen die Bewegungsrichtung. Beim Abbremsen unterstützt die Reibkraft somit die Verzögerung und entlastet den Riemen. Die Umfangskraft wird um diesen Betrag verringert. Dann ergibt sich vereinfacht für Beschleunigen und Abbremsen zusammengefasst:

$$F_U = F_{U2} = F_{a2} + F_H + F_R \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{a2} [\text{N}], F_H [\text{N}] \text{ und } F_R [\text{N}]$$

$$F_U = 1100 \text{ N} + 491 \text{ N} + (-85 \text{ N}) = 1506 \text{ N}$$

$$F_U = m_{\text{ges}} (a_2 + g \cdot \sin \alpha) + \mu \cdot m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}]$$

$$F_U = 100 \text{ kg} \cdot \left(11 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 30^\circ \right) + (-0,1 \cdot 100 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos 30^\circ) = 1506 \text{ N}$$

Die Berechnungsumfangskraft F_{BU} berücksichtigt den Gesamtbelastungsfaktor c_2 und die äußere Last auf jeden einzelnen Riemen, falls im Gegensatz zu diesem Beispiel mehrere parallel arbeiten.

Bei der Wahl des Gesamtbelastungsfaktors muss berücksichtigt werden, dass sich die höchste Belastung immer auf demselben Bereich an der Riemenverzahnung wiederholt. Geringere Belastungen, bezogen auf den übrigen Verfahrweg, wirken dort nicht entlastend.

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus der Art des Grundbelastungsfaktors c_0 , den Zusatzbelastungen durch Rollen c_6 und der Schalthäufigkeit c_8 zusammen, siehe Unterkapitel 2.2.

$$c_2 = c_0 + c_6 + c_8 \quad \text{siehe Tabellen 2.2.1 und 2.2.2}$$

$$c_2 = 1,7 + 0 + 0,3 = 2,0 \quad c_0: \text{mittlerer Antrieb} \quad c_6: \text{kein Omega-Antrieb} \quad c_8: \text{hohe Häufigkeit}$$

$$F_{BU} = \frac{c_2 \cdot F_U}{\text{Riemenzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } c_2 [-] \text{ und } F_U [\text{N}]$$

$$F_{BU} = \frac{2,0 \cdot 1506 \text{ N}}{1} = 3012 \text{ N}$$

Auswahl der Verzahnung

Es wird die Verzahnung des AT-Profiles gewählt, die aufgrund der hohen Zahnbelastbarkeit und des geringsten Zahnspiels die höchste Positioniergenauigkeit ermöglicht. Auch können vergleichsweise leichte Standard-Zahnscheiben aus Aluminium, jeweils angepasst an die Welle-Nabe-Verbindung, mit geringem Massenträgheitsmoment verwendet werden.

Das optionale ATL-Profil ermöglicht eine nochmals erhöhte Positioniergenauigkeit bei Nutzung gleicher Zahnscheiben.

Riemenvorauswahl von Profil und Breite

Mit Hilfe des Diagramms 4.3.2 wird hier ein optibelt ALPHA LINEAR 50 AT10 Zahnriemen ausgewählt.

Berechnung der Riemen- und Scheibengeometrie

Die Wahl des Scheibendurchmessers wird wesentlich vom vorgegebenen Bauraum bestimmt. Dabei muss ausreichend Platz für die Montage und Demontage des Riemens vorgesehen werden. Endliche Riemen für Linearantriebe können grundsätzlich ohne Demontage der Zahnscheibe zwischen dem Gehäuse und dem Außendurchmesser der Scheibe hindurchgeführt werden. Der Außendurchmesser d_a der Zahnscheibe bzw. der Bordscheiben-Durchmesser D_B kann der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden. Die Riemenhöhe kann analog der Optibelt-Sortimentsliste, dem zugehörigen Technischen Datenblatt oder der Tabelle 1.4.5 in Unterkapitel 1.4 entnommen werden.

Die Wahl des Scheibendurchmessers, bezogen auf minimale Werte, wird durch die benötigten Wellendurchmesser und die Welle-Nabe-Verbindung, siehe Sortimentsliste, bestimmt. Die wesentlichen Eigenschaften der Welle-Nabe-Verbindungen sind dem Unterkapitel 7.2 zu entnehmen.

Durch die Wahl des Profils des Riemens und dessen technischer Ausführung werden zudem die zugehörige Mindestzähnezahl $z_{\min}$ und der Mindestscheibendurchmesser $d_{w\min}$ der Zahnscheibe definiert, siehe Technisches Datenblatt. Die Mindestscheibendurchmesser für Riemen mit Stahlcord sind zudem in Unterkapitel 7.3 und Tabelle 7.3.4 zu finden. Für eine erste Abschätzung können diese vereinfacht der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden.

Die gewählte Zähnezahl einer Standard-Zahnscheibe kann der Sortimentsliste entnommen werden. Alternativ und bei Sonderzahnscheiben berechnet sich die Zähnezahl z des Profils aus der Teilung t des gewählten Riemenprofils und dem gewünschten Scheibendurchmesser.

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Der vorläufige Wirkdurchmesser wird in diesem Beispiel mit $d_w = 100 \text{ mm}$ festgelegt.

$$z = \frac{d_w \cdot \pi}{t} = z_1 = z_2 \quad [-] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}] < d_{\max}, t [\text{mm}] \text{ je nach Profil}$$

$$z_1 = \frac{100 \text{ mm} \cdot \pi}{10 \text{ mm}} = 31,416 \text{ gewählt } z = 32 \quad z_1 > z_{\min} = 15 \text{ siehe u. a. Technisches Datenblatt}$$

mit $d_w + 2 h$ bzw. $D_B < 150 \text{ mm}$

Aus dem Standardlieferprogramm wird die nächste Standard-Zahnscheibe optibelt ZRS 66 AT10/32 - 2 mit einer Zähnezahl von $z = 32$, einem Wirkdurchmesser $d_w = 101,86 \text{ mm}$ und zwei Bordscheiben mit einem Durchmesser $D_B = 106 \text{ mm}$ gewählt.

Der Zahnriemen muss beidseitig gegen seitliches Ablaufen von mindestens einer Zahnscheibe gesichert werden. Bei Achsabständen $a > 8 d_w$ sind alle Zahnscheiben mit Bordscheiben auszurüsten, siehe auch Unterkapitel 7.3.

Nennzugkraft

Im Technischen Datenblatt des gewählten Riemens, siehe Unterkapitel 4.7, finden sich für die einzelnen Breiten die exakten zulässigen Zugkräfte F_{zul} aus den Diagrammen 4.3.1 bis 4.3.3 der Vorauswahl für Profil und Breite wieder. Es gilt:

$F_{BU} < F_{zul}$ Für den endlichen Zahnriemen optibelt ALPHA LINEAR 50 AT10 beträgt $F_{zul} = 7350 \text{ N}$.
Die nebenstehende Bedingung ist mit $F_{BU} = 3012 \text{ N}$ erfüllt.

Die Nennzugkraft F_N bezieht sich auf die Verzahnung des Riemens. Die Belastbarkeit der Zahnflanken reduziert sich mit zunehmender Drehzahl n . Dies zeigt die Tabelle im Technischen Datenblatt mit dem Titel „Je Zahn übertragbare spezifische Nennzugkraft“. Die Nennzugkraft F_N errechnet sich, wie auch dem Technischen Datenblatt bzw. der Tabelle 2.1.3 zu entnehmen ist, zudem aus der Riemenbreite b und der Berechnungszahl z_{eB} . Diese ergibt sich aus der eingreifenden Zähnezahl z_e , die auf $z_{eB \max} = 12$ begrenzt ist, siehe auch Tabelle 2.1.2:

$$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{N \text{ spez}} [\text{N/mm}] \text{ aus Technischem Datenblatt}$$

interpoliert, $z_{eB} [-]$ und $b [\text{mm}]$

$$F_N = 5,34 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 12 \cdot 50 \text{ mm} = 3204 \text{ N}$$

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot v}{d_w} \quad \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad \text{mit } v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right], d_w [\text{mm}]$$

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{101,86 \text{ mm}} = 750 \frac{1}{\text{min}}$$

$$z_e = \frac{z_1}{2} \quad z_{eB} = z_e \text{ und } z_{eB} \leq z_{eB \max} \quad \text{mit } z_{eB \max} = 12 \text{ für optibelt ALPHA LINEAR}$$

$$z_e = \frac{32}{2} = 16 \quad z_{eB} = 12$$

Die vorhandene Sicherheit $c_{2\text{vorh}}$ bezogen auf die Belastung der Verzahnung, beträgt:

$$c_{2\text{vorh}} = \frac{F_N \cdot \text{Riemenanzahl}}{F_U} \quad [-] \quad \text{mit } F_N [\text{N}], F_U [\text{N}] \text{ und } c_{2\text{vorh}} \geq c_2$$

$$c_{2\text{vorh}} = \frac{3204 \text{ N} \cdot 1}{1506 \text{ N}} = 2,12 \geq 2,0$$

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Optional kann die erforderliche Breite b_{th} ermittelt werden.

$$b_{th} = b \cdot \frac{c_2}{c_{2vorh}} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } b \text{ [mm]}$$

$$b_{th} = 50 \text{ mm} \cdot \frac{2}{2,12} = 47 \text{ mm}$$

Liegt die erforderliche Breite b_{th} knapp oberhalb der nächstkleineren Standardbreite der gewählten Zahnriemen und Zahnscheiben, sollte eine Reduzierung des gewählten Gesamtbelastungsfaktors c_2 auf einen noch vertretbaren kleineren Wert geprüft werden. Dadurch können ggf. unnötige Kosten vermieden werden. Bei langsam laufenden Linearantrieben mit entsprechend hoher Nennzugkraft sollte der folgende Abschnitt und bei erhöhten Anforderungen an die Genauigkeit der Abschnitt Positioniergenauigkeit in die Entscheidung zur Wahl der Breite einbezogen werden.

Bei einer Auslegung über das Antriebsmoment kann die erforderliche Breite – soweit dies z. B. der Bauraum zulässt – durch einen erhöhten Scheibendurchmesser reduziert werden.

Statische und maximale Trumkraft

Die Formel für die Berechnung der statischen Trumkraft kann der Tabelle 2.1.7 in Kapitel 2.1 entnommen werden, sie gilt für Linearantriebe bis zu mittelgroßen Achsabständen.

$$F_T = \frac{1,0 \cdot c_v \cdot F_U}{\text{Riemenanzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_U \text{ [N] und } c_v [-]$$

$$F_T = \frac{1,0 \cdot 1,0 \cdot 1506 \text{ N}}{1} = 1506 \text{ N}$$

Bei Linearantrieben mit großen Verfahrestrecken und Achsabständen im Verhältnis zum gewählten Profil kann eine Anhebung der statischen Vorspannkraft über die Umfangskraft F_U erforderlich sein. Dann gilt: $F_T > F_U$. Die verwendeten Corde der optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen in technischer Standardausführung sind grundsätzlich passend zur Verzahnung und zu der maximal möglichen Nennzugkraft gewählt und bedürfen daher keiner zusätzlichen Überprüfung bei der Auslegung eines Linearantriebs über die Ermittlung von F_{max} und dem Abgleich mit F_{zul} .

Eine Ausnahme bilden Linearantriebe, die senkrecht oder nahezu senkrecht angeordnet sind und mit einem zusätzlichen Gegengewicht gegenüber dem Linearschlitten ausgestattet sind.

Auch bei den im Absatz zuvor beschriebenen Linearantrieben mit langen Achsabständen und $F_T > F_U$ kann eine Überprüfung erfolgen. Hier tritt eine vergleichsweise hohe Trumkraft, bezogen auf die Corde – nicht auf die Verzahnung –, auf, da das belastete Trum nur noch sehr kurz ist und dort zugleich die maximale Umfangskraft F_U wirken kann. Dort addieren sich die statische Trumkraft F_T und die Umfangskraft F_U nahezu. Vereinfacht gilt hier:

$$F_{max} = F_T + \frac{F_U}{\text{Riemenanzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_T \text{ [N], } F_U \text{ [N]}$$

Für das gewählte Berechnungsbeispiel nicht erforderlich und nur beispielhaft angeführt:

$$F_{max} = 1506 \text{ N} + \frac{1506 \text{ N}}{1} = 3012 \text{ N}$$

Es gilt:

$$F_{max} \leq F_{zul} \quad \text{mit } F_{zul} = 7350 \text{ N für den 50 AT10 ist nebenstehende Bedingung erfüllt.}$$

Bei hohen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit kann diese über die elastische Dehnung des gewählten Zahnriemens vereinfacht ermittelt werden. Der Rechenweg und weitere Erläuterungen zur Positioniergenauigkeit finden sich am Ende dieses Unterkapitels.

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Statische Wellen- bzw. Achskraft

$$F_{a\ sta} = 2 \cdot F_T \quad [N] \quad \text{je Riemen mit } F_T [N]$$

$$F_{a\ sta} = 2 \cdot 1506\ N = 3012\ N \quad \text{je Riemen}$$

Die dynamische Achslast kann für den Fall, wie er oben für Linearantriebe mit großen Achsabständen beschrieben ist, kurzzeitig $2 \cdot F_T + F_U$ erreichen.

Riemenlänge und Bestellbezeichnungen

$$L_w = 2 \cdot a + z \cdot t \quad [mm] \quad \text{mit } a [mm], t [mm]$$

$$L_w = 2 \cdot 2600\ mm + 32 \cdot 10\ mm = 5520\ mm \quad \text{gewählt } 5510\ mm$$

Von der errechneten Riemenlänge kann der ggf. vorgesehene Abstand zwischen den Riemenenden am Linearschlitten, vereinfacht mindestens eine Teilungslänge, hier $t = 10\ mm$, abgezogen werden.

Ist zudem eine mögliche Anforderung an die Positioniergenauigkeit, siehe Unterkapitel 4.6, erfüllt, lauten die Bestellbezeichnungen für Riemen, Zahnscheiben und Klemmplatten:

1 St. **optibelt ALPHA LINEAR 50 AT10/5510-ST**

2 St. **optibelt ZRS 66 AT10/32-2**

2 St. **optibelt CP - 50 AT10**

Abhängig von der Welle-Nabe-Verbindung der Antriebsscheibe und der Lagerung der Umlenkrolle können die Zahnscheiben auch als Sonderscheiben bestellt werden.

Die Mindestzähnezahl $z_{cp\ min}$ des Zahnriemens im Eingriff mit der Klemmplatte kann dem jeweiligen Technischen Datenblatt entnommen werden, siehe auch Unterkapitel 7.3 zu Spannplatten.

Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung

Der Vorgabewert für die Einstellung der statischen Vorspannkraft durch Frequenzmessung errechnet sich abhängig von der frei schwingenden Trumlänge L und dem Metergewicht m_k des gewählten Riemens. Das Metergewicht m_k kann dem zugehörigen Technischen Datenblatt entnommen werden. Die Abbildung 4.5.2 zeigt, dass bei zunehmender Trumlänge L die Eigenfrequenz f fällt.

Weitere Informationen zur Frequenzmessung sind in Kapitel 7.1 zu finden.

$$f = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} \quad [Hz] \quad \text{mit } F_T [N], m_k \left[\frac{kg}{m} \right] \text{ bzw. } \left[\frac{g}{mm} \right], L [mm]$$

$$f = \sqrt{\frac{1506\ N \cdot 10^6}{4 \cdot 0,300 \frac{kg}{m} \cdot (1000\ mm)^2}} = 35,4\ Hz \quad L = 1000\ mm \text{ bei verschiebbarem Linearschlitten}$$

Bei einem Linearantrieb und frei verschiebbarem Linearschlitten kann eine beliebige Trumlänge, hier z. B. 1000 mm, zwischen der Einspannlänge des Schlittens und einer Zahnscheibe eingestellt werden, um z. B. einen Vorgabewert für die Frequenz $f \geq 10\ Hz$, siehe Messbereich des Messgerätes der optibelt TT-Reihe, zu erreichen.

Das Ergebnis der Berechnung des Vorgabewertes der Eigenfrequenz des langen Trums $L = a$, das dem Linearschlitten gegenüberliegt, zeigt in diesem Beispiel einen Wert kleiner 10 Hz. Dieses lange Trum ist hier für die Frequenzmessung demnach nicht geeignet.

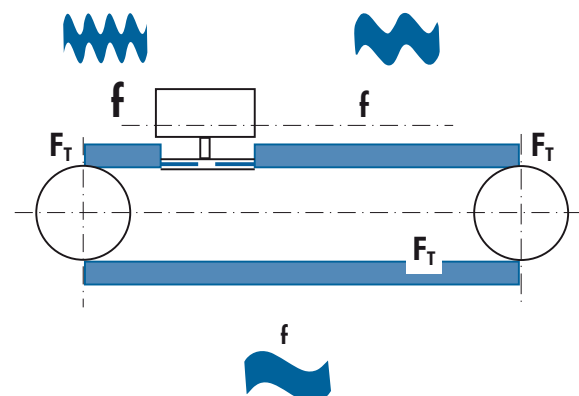


Abbildung 4.5.2: Frequenz f in Abhängigkeit von statischer Trumkraft F_T und Trumlänge L

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



$$f = \sqrt{\frac{1506 \text{ N} \cdot 10^6}{4 \cdot 0,300 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot (2600 \text{ mm})^2}} = 4,8 \text{ Hz} \quad L = a = 2600 \text{ mm}$$

Bei Linearantrieben, die schräge oder senkrechte Bewegungen ausführen, muss der Linearschlitten zur Einstellung der statischen Vorspannung abgestützt sein oder von weiteren zu bewegenden Massen entlastet sein. Dann kann die Masse des Linearschlittens, wenn diese klein ist im Verhältnis zur bewegenden Masse, vernachlässigt werden. Grundsätzlich sinnvoll ist die Einstellung der Vorspannkraft F_T in der Horizontalen.

Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme

Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung einer Längenzunahme erreicht grundsätzlich nicht die Genauigkeit der Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Eigenfrequenz eines frei schwingenden Trums. Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme ist in Kapitel 7.1 beschrieben. Allgemeingültiger maximaler Richtwert für die statische Trumdehnung ε_{FT} von Linearantrieben:

$$\text{Richtwert } \varepsilon_{FT} \leq 0,2 \%$$

Bei einem angenommenen Achsabstand $a = 1000 \text{ mm}$ kann eine Achse aus dem entlasteten Zustand um den Vorspannweg $x_V \leq 2 \text{ mm}$ zum Spannen bewegt werden.

Ein Trum mit einer markierten Trumlänge $L_V = 1000 \text{ mm}$ kann alternativ um die Längenzunahme $\Delta L_V \leq 2 \text{ mm}$ aus dem entlasteten Zustand gedehnt werden. Bei größeren Trumlängen empfiehlt es sich, für eine höhere Genauigkeit bei der Einstellung im entlasteten Zustand ein entsprechendes Vielfaches von 1000 mm , z. B. 3000 mm , auf einem zugänglichen Trum zu markieren und hier um die Längenzunahme $\Delta L_V \leq 6 \text{ mm}$ auf maximal 3006 mm zu spannen. In der Praxis können z. B. 3004 mm sinnvoll sein. Der Spannweg x_{VCP} einer Klemmplatte, siehe Abbildung 4.5.3, würde bei einem z. B. 3000 mm langen Riemen 12 mm betragen.

Der genaue Vorspannweg x_V , bezogen auf die Achsen bzw. Wellen, oder die genaue Längenzunahme ΔL_V , bezogen auf eine markierte Länge L_V eines zuvor unbelasteten Trums unter der statischen Trumkraft F_T , ergibt sich aus der jeweiligen Federsteifigkeit des Zahnriemens. Dies gilt auch für den Spannweg x_{VCP} .

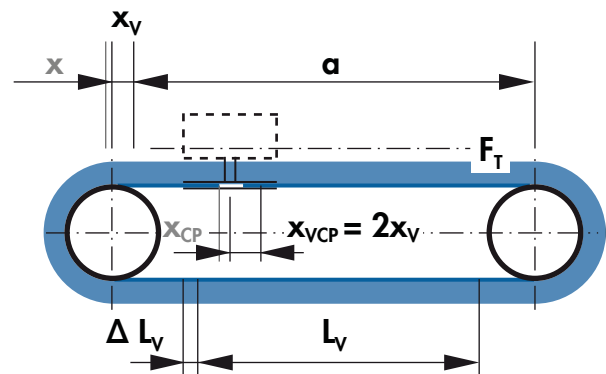


Abbildung 4.5.3: Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme ΔL_V

$$x_V = \varepsilon_{FT} \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], a [\text{mm}] \quad \text{hier } x_V = 0,00113 \cdot 2600 \text{ mm} = 2,9 \text{ mm}$$

mit

$$\varepsilon_{FT} = \frac{F_T}{c_{\text{spez}}} \quad [\%] \quad \text{mit } F_T [\text{N}], c_{\text{spez}} [\text{N}] \quad \text{hier } \varepsilon_{FT} = \frac{1506 \text{ N}}{1336364 \text{ N}} = 0,001127 = 0,113 \%$$

$$c_{\text{spez}} = \frac{F_{\text{zul}}}{\varepsilon_{\text{zul}}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{\text{zul}} [\text{N}], \varepsilon_{\text{zul}} [\%] \quad \text{hier } c_{\text{spez}} = \frac{7350 \text{ N}}{0,55 \%} = 1336364 \text{ N}$$

Der genauere Wert für die zulässige Dehnung ε_{zul} findet sich in der Tabelle 4.5.1 und dem jeweiligen Profil, hier dem Profil AT10 mit $\varepsilon_{\text{zul}} = 0,55 \%$ in der Standard-Cordausführung ST, wieder. Vereinfacht können alle Profile und Ausführungen mit $\varepsilon_{\text{zul}} = 0,5 \%$ gerechnet werden. Aktuelle Werte zur spezifischen Federrate c_{spez} siehe 4.7 Technisches Datenblatt.

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Der Spannweg x_V kann nochmals genauer bestimmt werden:

$$x_V = \varepsilon_{FT} \cdot \frac{L_1 + L_2}{2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], L_1 [\text{mm}], L_2 [\text{mm}] \quad x_V = 0,00113 \cdot \frac{5320 \text{ mm}}{2} = 3,0 \text{ mm}$$

Diese Summe der Trumlängen L_1 und L_2 ergibt sich aus der ungekürzten errechneten Riemenlänge L_w abzüglich der Schlittenlänge L_s .

$$L_1 + L_2 = L_w - L_s \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } L_w [\text{mm}], L_s [\text{mm}] \quad L_1 + L_2 = 5520 \text{ mm} - 200 \text{ mm} = 5320 \text{ mm}$$

Für eine markierte Länge von z. B. $L_V = 2000 \text{ mm}$ gilt analog für die genaue Längenzunahme ΔL_V :

$$\Delta L_V = \varepsilon_{FT} \cdot L_V \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], L_V [\text{mm}] \quad \Delta L_V = 0,00113 \cdot 2000 \text{ mm} = 2,3 \text{ mm}$$

Für den Vorspannweg x_{CPV} einer verstellbaren optibelt CP Spannplatte bei nicht verschiebbaren Achsen und der statischen Vorspannkraft F_T gilt der obige Formelzusammenhang, der sich allerdings auf die gesamte Riemenlänge bezieht und somit um den Faktor 2 größer ist. Diese Formel gilt gleichermaßen und unverändert für

- Linearschlitten,
- Laufkatze

bzw. Lineartischvarianten. ε_{FT} siehe oben bzw. hier zusammengefasst mit F_T , F_{zul} und ε_{zul} :

$$x_{CPV} = \varepsilon_{FT} \cdot (L_1 + L_2) = \frac{F_T}{F_{zul}} \cdot \varepsilon_{zul} \cdot (L_1 + L_2) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon [\%], L [\text{mm}] \text{ und } F [\text{N}]$$

$$x_{CPV} = 0,00113 \cdot 5320 \text{ mm} = \frac{1506 \text{ N}}{7350 \text{ N}} \cdot 0,0055 \cdot 5320 \text{ mm} = 6,0 \text{ mm}$$

Verstellwege zum Spannen und Auflegen

In Unterkapitel 7.5 finden sich allgemeine Hinweise zu den Verstellwegen und in der Tabelle 7.5.2 Formelzusammenhänge und ergänzende Richtwerte zu den Mindestverstellwegen.

Der Verstellweg x einer einzelnen Achse bzw. einer einzelnen Welle zum Spannen von optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen kann vereinfacht ermittelt werden, wenn die optibelt CP Spannplatten am Linearschlitten nicht verschoben werden.

$$x = 0,0035 \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}]$$

$$x = 0,0035 \cdot 2600 \text{ mm} = 9,1 \text{ mm}$$

Der Verstellweg y einer einzelnen Achse bzw. einer einzelnen Welle zum Auflegen eines endlichen optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemens ergibt sich aus der Längentoleranz wie folgt:

$$y = 0,0005 \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}]$$

$$y = 0,0005 \cdot 2600 \text{ mm} = 1,3 \text{ mm}$$

Obwohl hier Bordscheiben vorhanden sind, kann die Formel für die Spalte in Tabelle 7.5.2 gewählt werden, da der endliche Zahnriemen hier problemlos durch den ausreichenden Platz zwischen den Bordscheiben hindurchgeführt und aufgelegt werden kann.

Alternativ kann der Verstellweg einer verstellbaren optibelt CP Spannplatte x_{CP} vereinfacht bestimmt werden, siehe auch Tabelle 7.1.4:

$$x_{CP} = 2 \cdot x \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } x [\text{mm}] \text{ oder etwas genauer} \quad x_{CP} = 0,0035 \cdot L_w [\text{mm}] \quad \text{mit } L_w [\text{mm}]$$

$$x_{CP} = 2 \cdot 9,1 \text{ mm} = 18,2 \text{ mm} \quad x_{CP} = 0,0035 \cdot 5510 \text{ mm} = 19,3 \text{ mm}$$

4 LINEARANTRIEBE

4.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Analog gilt für den Verstellweg y_{CP} zum Auflegen vereinfacht:

$$y_{CP} = 2 \cdot y \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } y [\text{mm}] \quad \text{oder etwas genauer} \quad y_{CP} = 0,0005 \cdot L_w \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } L_w [\text{mm}]$$

$$y_{CP} = 2 \cdot 1,3 \text{ mm} = 2,6 \text{ mm} \qquad x_{CP} = 0,0005 \cdot 5510 \text{ mm} = 2,8 \text{ mm}$$

Bei Bedarf nochmals geringfügig genauer kann statt mit der Riemenlänge L_w mit der Summe von L_1 und L_2 , siehe unten, gerechnet werden.

Muss der vorzusehende Verstellweg x bzw. x_{CP} minimiert werden, können die folgenden genaueren Formeln angewendet werden. Bei diesen werden der Vorspannweg x_V , siehe oben, und der Verstellweg x_{Ltol+} , der die Längentoleranz pro Meter berücksichtigt, addiert. Hinweise zu ε_{FT} , L_1 , L_2 finden sich auch im Abschnitt oben.

$$x = x_V + x_{Ltol+} = (\varepsilon_{FT} + \varepsilon_{Ltol+}) \cdot \frac{L_1 + L_2}{2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], \varepsilon_{Ltol+} [\%] - \text{siehe unten -, } L [\text{mm}]$$

$$x = 3,0 \text{ mm} + 1,3 \text{ mm} = (0,00113 + 0,0005) \cdot \frac{5320 \text{ mm}}{2} = 4,3 \text{ mm}$$

Die Längentoleranz kann dem jeweiligen Technischen Datenblatt oder dem Unterkapitel 7.4 entnommen werden. Diese beträgt für optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen in technischer Standardausführung mit Standard-Stahlcord ST einheitlich $\pm 0,5 \text{ mm/m}$ und entsprechend im positiven Bereich $L_{tol+} = 0,5 \text{ mm/m}$. Dies entspricht dann einer Dehnung $\varepsilon_{Ltol+} = 0,0005$ bzw. $0,05 \%$. Allgemein gilt:

$$x_{Ltol+} = \varepsilon_{Ltol+} \cdot \frac{L_w + L_s}{2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{Ltol+} [\%], L_w [\text{N}], L_s [\text{N}] \text{ hier}$$

$$x_{Ltol+} = 0,0005 \cdot \frac{5320 \text{ mm}}{2} = 1,3 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{Ltol+} = \frac{L_{tol+}}{1000} \quad [\%] \quad \text{mit } L_{tol+} [\text{mm/m}] \quad \text{hier} \quad \varepsilon_{Ltol+} = \frac{0,5 \text{ mm/m}}{1000} = 0,0005 = 0,05 \%$$

Werden die Formelzusammenhänge für die Dehnungen und Trumlängen direkt eingesetzt, gilt auch:

$$x = \left(\frac{F_T}{F_{zul}} \cdot \varepsilon_{zul} + \frac{L_{tol+}}{1000} \right) \cdot \frac{L_w + L_s}{2} \quad [\text{mm}]$$

$$x = \left(\frac{1506 \text{ N}}{7350 \text{ N}} \cdot 0,0055 + \frac{0,5 \text{ mm/m}}{1000} \right) \cdot \frac{5520 \text{ mm} - 200 \text{ mm}}{2} = 4,3 \text{ mm}$$

Für den Verstellweg x_{CP} einer verstellbaren optibelt CP Spannplatte gilt für Linearantriebe mit Linearschlitten, Lineartisch oder mit Laufkatze und nicht verstellbaren Achsen gleichermaßen:

$$x_{CP} = (\varepsilon_{FT} + \varepsilon_{Ltol+}) \cdot (L_1 + L_2) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], \varepsilon_{Ltol+} [\%], L_1 [\text{mm}], L_2 [\text{mm}] \text{ siehe oben}$$

$$x_{CP} = \left(\frac{F_T}{F_{zul}} \cdot \varepsilon_{zul} + \frac{L_{tol+}}{1000} \right) \cdot (L_w - L_s) \quad [\text{mm}]$$

$$x_{CP} = \left(\frac{1506 \text{ N}}{7350 \text{ N}} \cdot 0,0055 + \frac{0,5 \text{ mm/m}}{1000} \right) \cdot (5520 \text{ mm} - 200 \text{ mm}) = 8,6 \text{ mm}$$

4 LINEARANTRIEBE

4.6 WIEDERHOL- UND POSITIONIERGENAUIGKEIT



ATL-Profile bieten hier durch ins Negative verschobene Toleranzfelder grundsätzlich ein zusätzliches Optimierungspotenzial, das in diesem Beispiel mit Profil AT10 allerdings nicht genutzt wird.

Die Tabelle 4.5.1 gibt die Dehnungswerte ε_{zul} von optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen bei der zulässigen Zugkraft F_{zul} der Corde an. Die breitenabhängigen zulässigen Zugkräfte sind abhängig von Profil und Cord im jeweils zugehörigen Technischen Datenblatt zu finden. Dort ggf. aufgeführte aktuellere Werte sind jeweils zu bevorzugen.

Tabelle 4.5.1: Dehnungswerte bei zulässiger Zugkraft

Profil	Cord ¹	Dehnung ε_{zul} bei F_{zul} ²	Profil	Cord ¹	Dehnung ε_{zul} bei F_{zul} ²
AT5, 5M	ST	0,47 %	T5, XL	ST	0,44 %
AT5, 5M	HF	0,55 %	L	ST	0,47 %
AT10, 8M	ST	0,55 %	L	HF	0,55 %
AT10, 8M	HF	0,52 %	T10, H	ST	0,45 %
AT20, 14M	ST	0,50 %	T10, H	HF	0,54 %
ATL5	ST	0,45 %	T20	ST	0,55 %
ATL5	HF	0,54 %	XH	ST	0,40 %
ATL10	ST	0,50 %	T20	HF	0,52 %
ATL20, 14ML	ST	0,65 %			

¹ ST: Stahlcord, technische Standardausführung, HF: Stahlcord, hochflexibel

² F_{zul} : breitenabhängiger Wert, siehe Technisches Datenblatt des Profils

4.6 Wiederhol- und Positioniergenauigkeit

Die Wiederholgenauigkeit definiert ein Toleranzfeld, das beim wiederholten Erreichen ein und derselben Position eines Linear Schlittens unter immer den gleichen Bedingungen festgestellt werden kann. Die Wiederholgenauigkeit besitzt je nach Größe des Linearantriebs üblicherweise eine Größenordnung von nur wenigen Zehntelmillimetern, bei kleinen Linearantrieben auch darunter.

Die Positioniergenauigkeit bezeichnet die Abweichung um eine Position, die sich bei einer definierten Drehbewegung einer idealen Zahnscheibe über einen idealen Zahnriemen in eine entsprechend geradlinige definierte Bewegung ergibt. Die Abweichung von der idealen Position ergibt sich bei korrekter Vorspannungseinstellung im Wesentlichen aus den Fertigungstoleranzen der Antriebselemente und der elastischen Dehnung des Riemens. Die Abweichung von der idealen Position hängt jeweils u. a. ab von

- den Toleranzen der Scheiben, wie
 - der Rundlaufgenauigkeit der Scheiben und ggf. Rollen:
 d_a und d_w weichen über den Umfang durch eine exzentrische Bohrung ab,
 - dem Teilungsfehler der Zahnscheibe:
 d_a und d_w weichen im Mittel vom Idealwert ab,
- den Toleranzen des Zahnriemens, wie
 - dem mittleren Teilungsfehler des Zahnriemens:
Der Wirkdurchmesser d_w des Riemens weicht auf einer idealen Zahnscheibe im Mittel ab,
 - der Längenabweichung innerhalb des Riemens:
Die reale Teilung weicht über die Länge des Riemens von der idealen Teilung ab,
- dem Zahnspiel zwischen Riemen und Scheibe bei Drehrichtungswechsel.

4 LINEARANTRIEBE

4.6 WIEDERHOL- UND POSITIONIERGENAUIGKEIT



Die Einschränkung von Toleranzen bzw. ein eingeschränktes Zahnspiel ist möglich, aber auch aufwendig und verursacht dadurch zusätzlich Kosten. So können bei T- und AT-Profilen Nulllückenscheiben bei erhöhten Anforderungen an die Positioniergenauigkeit verwendet werden, die aber zugleich die Belastbarkeit des Riemenantriebs stark einschränken. Im Verhältnis zur gewählten Teilung große Scheiben, deutlich oberhalb des Mindestscheibendurchmessers, reduzieren grundsätzlich den Einfluss des Zahnspiels und unvermeidlicher Fertigungstoleranzen insbesondere des Zahnriemens.

Kleine optibelt ZRS Standard-Zahnscheiben in den Profilen T besitzen unterhalb der Zähnezahl $z = 21$ grundsätzlich eine SE-Verzahnung mit eingeschränktem Zahnspiel. AT-Profile besitzen grundsätzlich ein eingeschränktes Zahnspiel. Für Sonderanwendungen kann auch das HTD-Profil 8M mit Nulllücken-Verzahnung geliefert werden.

Meist wesentlich stärker als von Fertigungstoleranzen hängt die Größe der Abweichung von der idealen Position von der elastischen Dehnung des Riemens ab. Der Zahnriemen und seine Corde wirken in Längsrichtung unter Belastung wie eine elastische Feder, die sich mit größer werdender Zugkraft zunehmend dehnt. Dieser Zusammenhang ist in den oberen Abschnitten zur Vorspannungseinstellung und zu den Verstellwegen und in Unterkapitel 7.1 erläutert worden.

Die elastische Dehnung ε einer Feder bzw. des Zahnriemens ist grundsätzlich umso kleiner, je

- größer Profil und Breite des Riemens und damit die Nennzugkraft F_N im Verhältnis zur Umfangskraft F_U gewählt werden.

Anders ausgedrückt, ist die elastische Dehnung ε des eingesetzten Riemens unter gleicher Last umso kleiner, je größer die spezifische Federrate c_{spez} ist. Aktuelle Werte zur spezifische Federrate c_{spez} siehe 4.7 Technisches Datenblatt.

Der Weg der elastischen Verformung Δs ist unter der gleichen Last zudem umso geringer,

- je kürzer eine Feder, hier eine Trumlänge, ist. Linearantriebe mit kurzen Verfahrwegen und kleinen Achsabständen besitzen daher grundsätzlich höhere Federsteifigkeiten und kleinere Positionsabweichungen unter gleicher Last als sonst gleich dimensionierte Linearantriebe mit größeren Verfahrwegen und Achsabständen.

Bei Linearantrieben steigt die Federsteifigkeit, je kürzer das kurze Trum im Verhältnis zum langen Trum ist. Die Abbildung 4.6.1 zeigt einen Linearantrieb, bei dem eine Masse, die sich nach links bewegt, abgebremst wird. Die Massenträgheit erzeugt im vergleichsweise langen Trum L_1 einen vergleichsweise kleinen Kraftanstieg, da das kurze Trum L_2 einen vergleichsweise großen Kraftabfall aufweist. Bei einer weiteren Bewegung der Masse nach links und einer gleichbleibend abbremssenden Kraft F_U – ohne Abbildung – würde der Federweg Δs durch das länger werdende primär belastete Trum L_1 und das weiter entlastete kurze Trum L_2 nur dann zunehmen, wenn die Kraft F_U die eingestellte statische Trumkraft F_T überschreitet.

Die Abbildung 4.6.2 zeigt eine Richtungsumkehr der Kraft F_U aus Abbildung 4.6.1. Dies würde bei einer Beschleunigung in Richtung der Antriebsscheibe erfolgen. Der Federweg Δs entspricht nun bis auf die Richtung dem der Abbildung in 4.6.1, da nun der Kraftanstieg im kurzen Trum L_1 so groß ist wie der zuvor beschriebene Kraftabfall im zuvor entlasteten Trum L_2 . Die Kraft im langen Trum, hier L_2 , ändert sich wie zuvor kaum.

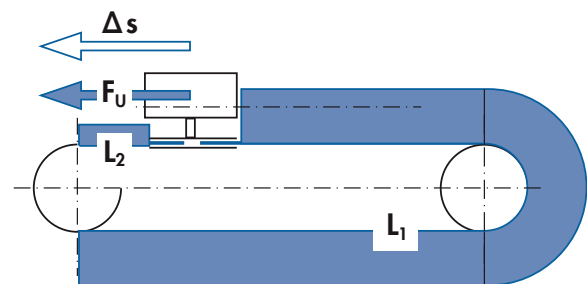


Abbildung 4.6.1: Langes belastetes Trum L_1 , Antriebsscheibe links

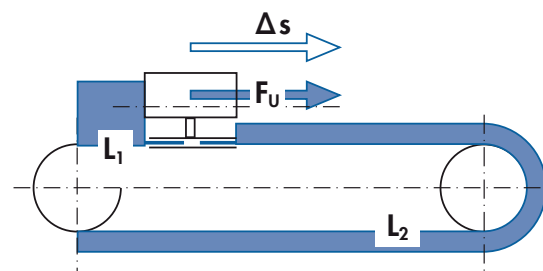


Abbildung 4.6.2: Kurzes belastetes Trum L_1 , Antriebsscheibe links

Die Positioniergenauigkeit nimmt in einem vorhandenen Linearantrieb bei korrekter statischen Trumkraft F_T mit abnehmender Entfernung zur Antriebsscheibe zu, siehe auch Abbildung 4.6.3 und 4.6.4.

4 LINEARANTRIEBE

4.6 WIEDERHOL- UND POSITIONIERGENAUIGKEIT



Beim Abbremsen wird der Riemen durch die Massenträgheit stärker gedehnt als bei gleichmäßiger Bewegung mit der konstanten Geschwindigkeit v oder im Stillstand, bei denen jeweils keine Beschleunigungskräfte F_{a2} wirken. Der Linearschlitten kann am Ende des Abbremsvorgangs über eine von Beschleunigungskräften unbelastete Position hinausfedern, um dann auf eine endgültige Position zurückzufedern. Dem wirken hier nur ggf. vorhandene Reibkräfte entgegen, die das Zurückschwingen dämpfen. Die endgültige Position kann demnach in beide Richtungen von der gewünschten Position abweichen.

Vereinfacht kann die Abweichung von einer äußerlich unbelasteten Schlittenposition, verursacht durch eine Belastung und die elastische Dehnung des Riemens, durch die untenstehende, vereinfachte Formel errechnet werden.

$$\Delta s = \frac{F_U}{c_{spez}} \cdot \frac{L_1 \cdot L_2}{L_1 + L_2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } F_U [\text{N}], c_{spez} [\text{N}], L_1 [\text{mm}], L_2 [\text{mm}]$$

Für das hier gezeigte Beispiel mit $a = 2600 \text{ mm}$, einer Schlittenlänge L_s von 200 mm , einer Verstellstrecke s von 2100 mm und gleichen Abständen des Schlittens zu den Scheiben ergeben sich Trumlängen L_l links und L_r rechts von der Endposition:

$$L_l = (a - (s + L_s)) \cdot \frac{1}{2} \quad [\text{mm}]$$

$$L_l = (2600 \text{ mm} - (2100 \text{ mm} + 200 \text{ mm})) \cdot \frac{1}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$L_r = a - (L_l + L_s) \quad [\text{mm}]$$

$$L_r = 2600 \text{ mm} - (150 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 2250 \text{ mm}$$

Bei der Berechnung der be- und entlasteten Trum L_1 und L_2 wird vereinfacht die Umschlingungslänge an der Antriebsscheibe, wie in den Abbildungen 4.6.1 und 4.6.2 dargestellt, angenommen. Für eine etwas genauere Berechnung kann vereinfacht je ein Viertel der Umschlingung der Antriebsscheibe als zusätzliche freie Trumlänge angesetzt werden.

Befindet sich der Antrieb bei dem Beispiel-Linearantrieb auf der linken Seite und der Schlitten links in der Endposition P1, ergibt sich für das kurze Trum die Länge L_{kp1} und das lange Trum die Länge L_{gp1} :

$$L_{kp1} = L_l \quad [\text{mm}] \quad L_{kp1} = 150 \text{ mm}$$

Beim Abbremsen bzw. durch die Hangabtriebskraft ist dies das entlastete Trum L_{2p1} .

$$L_{gp1} = 2 \cdot a + \frac{z}{2} \cdot t - (L_{kp1} + L_s) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}], z [-], t [\text{mm}] \text{ und } L [\text{mm}]$$

$$L_{gp1} = 2 \cdot 2600 \text{ mm} + \frac{32}{2} \cdot 10 \text{ mm} - (150 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 5010 \text{ mm}$$

Beim Abbremsen bzw. durch die Hangabtriebskraft ist dies das belastete Trum L_{1p1} .

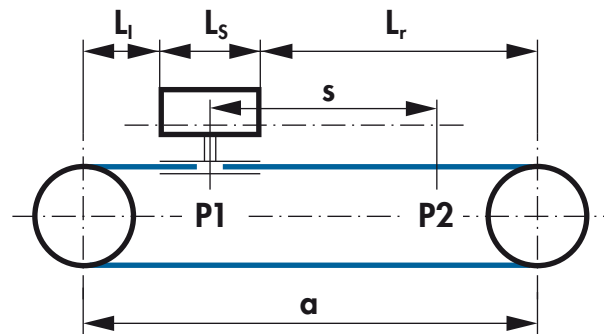


Abbildung 4.6.3: Trumlängen links und rechts des Schlittens, Antriebsscheibe in Beispiel links

4 LINEARANTRIEBE

4.6 WIEDERHOL- UND POSITIONIERGENAUIGKEIT



In Position P2 gilt nun analog durch das länger gewordene Trum $L_1 = 2250 \text{ mm}$ (zuvor L_r):

$$L_{kp2} = L_1 \quad [\text{mm}] \quad \text{hier } L_{kp2} = 2250 \text{ mm}$$

Wirkt die Hangabtriebskraft, ist dies das entlastete Trum $L_{2 P2}$.

$$L_{gp1} = 2 \cdot 2600 \text{ mm} + \frac{32}{2} \cdot 10 \text{ mm} - (2250 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 2910 \text{ mm}$$

Wirkt die Hangabtriebskraft, ist dies das belastete Trum $L_{1 P2}$.

Demnach ergibt sich für die elastische Verformung nur durch die Hangabtriebskraft und die Reibkraft, die entgegenwirkt, für die Positionen P1 und P2:

$$\Delta s_{P1} = \frac{F_H + F_R}{c_{\text{spec}}} \cdot \frac{L_{1 P1} \cdot L_{2 P1}}{L_{1 P1} + L_{2 P1}}$$

$$\Delta s_{P1} = \frac{491 \text{ N} + (-85 \text{ N})}{1336364 \text{ N}} \cdot \frac{150 \text{ mm} \cdot 5010 \text{ mm}}{150 \text{ mm} + 5010 \text{ mm}} = 0,044 \text{ mm}$$

$$\Delta s_{P2} = \frac{F_H + F_R}{c_{\text{spec}}} \cdot \frac{L_{1 P2} \cdot L_{2 P2}}{L_{1 P2} + L_{2 P2}}$$

$$\Delta s_{P2} = \frac{491 \text{ N} + (-85 \text{ N})}{1336364 \text{ N}} \cdot \frac{2250 \text{ mm} \cdot 2910 \text{ mm}}{2250 \text{ mm} + 2910 \text{ mm}} = 0,39 \text{ mm}$$

Es zeigt sich, dass sich die elastische Verformung in Richtung Rolle von Position P1 zu Position P2 vervielfacht, siehe Abbildung 4.6.4:

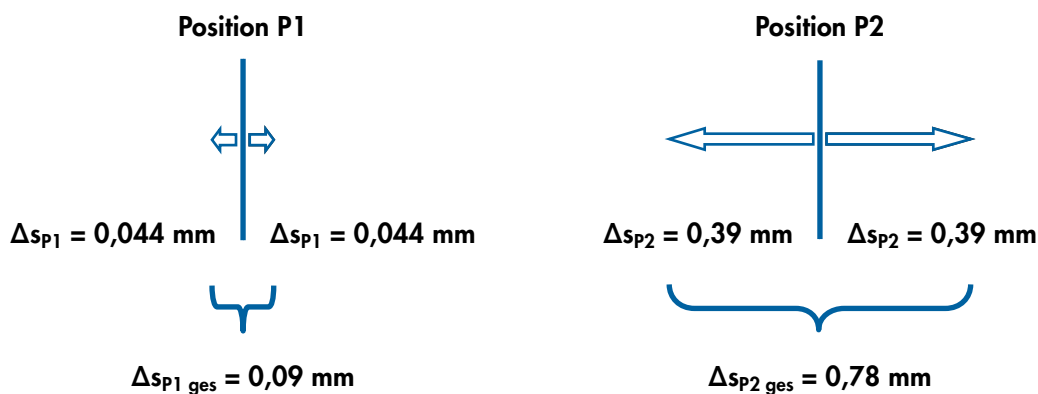


Abbildung 4.6.4: Positionsabhängige elastische Verformungen des Riemen bei gleich großer Belastung

Ist die Positionierabweichung aus der Riemendehnung zu hoch, kann entweder eine größere Riemenbreite oder ein Zahnriemen im Profil ATL mit verstärkten Zugträgern gewählt werden.

4 LINEARANTRIEBE

4.7 TECHNISCHES DATENBLATT



4.7 Technisches Datenblatt

Mit den Informationen aus den Technischen Datenblättern der Produktgruppe ALPHA LINEAR Zahnriemen, weiteren Daten aus diesem Technischen Handbuch und der aktuellen Optibelt-Sortimentsliste können Linearantriebe ausgelegt werden. In Unterkapitel 4.5 wird dies allgemein und beispielhaft für einen optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen im Profil AT10 in der Standardausführung ST durchgeführt.

Die jeweils aktuellen Technischen Datenblätter können der Internetseite www.optibelt.com entnommen werden. Dort besteht zudem die Möglichkeit, die optibelt CAP-Software zur Antriebsauslegung von Leistungsantrieben kostenlos herunterzuladen und weitere aktuelle Informationen zu Service und Produkten zu erhalten.

Technisches Datenblatt

optibelt ALPHA LINEAR / V AT10 - ST

Polyurethan-Zahnriemen mit optionalem Gewebe PAZ/PAR, thermoplastisches PU, endlich / endlos verschweißt

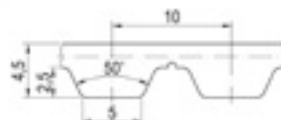


Abmessungen, Toleranzen

Profil:	AT10
Zahnteilung t:	10 mm
Gesamthöhe:	4,5 mm
Zahnhöhe:	2,5 mm
Zahnkopfbreite:	5,0 mm
Zahnflankenwinkel:	50°
Längentoleranz:	±0,5 mm/m
Breitentoleranz:	±0,5 mm
Höhentoleranz:	±0,3 mm

Aufbau

Polyurethan:	Thermoplast, 92 Shore A, weiß
Zugträger:	Stahl, Ø 0,9 mm
Gewebe, optional:	Polyamid, zahn- und rückseitig (PAZ/PAR), grün



Je Zahn übertragbare, spezifische Nennzugkraft

Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]	Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]	Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]
0	7,500	1200	4,734	3600	3,164
20	7,382	1300	4,627	3800	3,083
40	7,273	1400	4,527	4000	3,005
60	7,170	1500	4,432	4500	2,826
80	7,073	1600	4,343	5000	2,664
100	6,982	1700	4,259	5500	2,518
200	6,590	1800	4,178	6000	2,383
300	6,275	1900	4,102	6500	2,259
400	6,012	2000	4,029	7000	2,143
500	5,785	2200	3,892	7500	2,036
600	5,586	2400	3,766	8000	1,935
700	5,409	2600	3,649	8500	1,840
800	5,250	2800	3,540	9000	1,750
900	5,104	3000	3,437	9500	1,665
1000	4,971	3200	3,341	10000	1,584
1100	4,848	3400	3,250	$v_{\max} = 60 \text{ m/s}$	

Nennzugkraft F_N

$$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b \quad [\text{N}]$$

$F_{N \text{ spez}}$ Je Zahn übertragbare, spezifische Nennzugkraft [N/mm]
 z_{eB} Eingreifende Zähnezahlszahl an der Antriebsscheibe, begrenzt auf $z_{eB \text{ max}}$
 ALPHA LINEAR: 12, ALPHA V: 6
 b Riemenbreite [mm]

Nennmoment M_N

$$M_N = F_N \cdot d_{w1} / (2 \cdot 10^3) \quad [\text{Nm}]$$

$$d_{w1} = z_1 \cdot t / \pi \quad [\text{mm}]$$

d_{w1} Wirk-Ø, Antriebsscheibe [mm]
 z_1 Zähnezahlszahl, Antriebsscheibe
 t Zahnteilung [mm]

Nennleistung P_N

$$P_N = F_N \cdot z_1 \cdot t \cdot n_1 / (6 \cdot 10^7) \quad [\text{kW}]$$

n_1 Antriebsdrehzahl [1/min]

Cord-Zugkraft, Mindestlänge, Riemengewicht

Riemenbreite ¹ b [mm]	16	25	32	50	75	100	150
F_{Br} [N], ALPHA LINEAR	7600	12320	17080	28480	43680	60800	91200
F_{zul} [N] ² , ALPHA LINEAR, $\epsilon_{zul}=0,55\%$	1900	3080	4270	7120	10920	15200	22800
F_{zul} [N] ² , ALPHA V / kurze Verbindung	950	1540/770 ³	2135/1070 ³	3560/1780 ³	5460	7600	11400
Mindestlänge / kurze Verbindung [mm]	700	700/400 ³	700/400 ³	700/400 ³	900	900	1100
Metergewicht [kg/m]	0,096	0,150	0,192	0,300	0,450	0,600	0,900

¹ Kleinere und Zwischenbreiten möglich ² Zulässige Zugkraft $F_{zul} = 25\% / 12,5\%$ (ALPHA LINEAR / V) der Bruchkraft F_{Br} der Corde ³ $C_{spez} = F_{zul} / \epsilon_{zul}$ [N]

³ Kurze Verbindung ab 400 mm, zulässige Zugkraft $F_{zul} = 50\%$ einer Standard-Verbindung

Zahnscheiben, Innen- und Außenrollen, Klemmplatten



Mindestzähnezahlszahl der Scheiben:	$z_{\min} = 15$
Mindestwirkdurchmesser der Scheiben:	$d_{w \min} = 47,75 \text{ mm}$
Mindestzähnezahlszahl im Eingriff je Klemmplatte:	$z_{CP \min} = 6$
Mindest-Ø einer glatten Innenrolle:	$d_{\min} = 42 \text{ mm}$
Minstdurchmesser einer glatten Außenrolle:	$d_{\min} = 100 \text{ mm}$

Wir beraten Sie gerne über die Produkteigenschaften und -anpassungen bei besonderen Anforderungen. Beachten Sie die Hinweise in den OPTIBELT Dokumentationen. © OPTIBELT GmbH 03/2014, Irrtümer und technische Änderungen vorbehalten

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.1 ALLGEMEINES



5.1 Allgemeines

In den Unterkapiteln 1.1 bis 1.3 sind u. a. die Einsatzgebiete, Eigenschaften, Fertigungsverfahren und Aufbauten aller Produktgruppen der Polyurethan-Zahnriemen dargestellt. Diese werden in diesem Kapitel für Transportantriebe und die zugehörige Produktgruppe optibelt ALPHA V inklusive direkt beschichteter Grundriemen zusammengefasst und ergänzt.

Grundriemen aus Gießpolyurethan für sehr einfache Transportaufgaben mit kurzen Achsabständen sind in Kapitel 3 beschrieben. Sonderzahnriemen für speziellere Transportantriebe der Produktgruppen optibelt ALPHA V SPECIAL und ALPHA SRP aus Gießpolyurethan werden in Kapitel 6 erläutert.

optibelt ALPHA V Zahnriemen werden aus endlichen, extrudierten optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen auf Länge verschweißt.

Dazu werden die beiden Riemenenden des optibelt ALPHA LINEAR vor dem Verschweißen je nach Profil und Breite fingerförmig ausgestanzt bzw. per Wasserstrahl fingerförmig geschnitten, siehe Abbildung 5.1.1. Daraufhin werden die Riemenenden zusammen in eine gezahnte Form eingelegt, die dann mit einer glatten Form geschlossen wird. Unter Druck und Temperatur werden die Riemenenden in der Form verschweißt. Nach dem Verfließen des thermoplastischen Polyurethans wird die Form abgekühlt und der nun endlos verbundene optibelt ALPHA V entnommen.

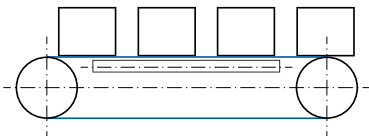
Aufgrund der Festigkeit des thermoplastischen Polyurethans besitzen verschweißte Zahnriemen trotz unterbrochener Zugträger in der fingerförmigen Verbindungsstelle eine zulässige Zugkraft, die mindestens 50 % der zulässigen Zugkraft eines Riemens mit ununterbrochenen Corden erreicht.

Beim Verschweißen von Polyurethan-Riemen mit Polyamid-Gewebe verbindet sich das Polyamid-Gewebe an den Enden nicht miteinander, sondern liegt auf Stoß. Im Gegensatz dazu können die Beschichtungen verstärkter Rücken, T2, PU-Smart und APL plus so wie auch der verzahnte Teil des Riemens als Verbund stoßfrei verschweißt werden.

Die wesentlichen Eigenschaften bzw. Vorteile der verschweißten Polyurethan-Zahnriemen sind:

- Mindestlängen von 400 mm bis 1200 mm breiten- und teilungsabhängig lieferbar
- Längen in Teilungsstufen herstellbar
- Längen auch über 100 m verschweißbar
- kurzfristig lieferbar
- ideal für Transportantriebe
- PAZ/PAR, Polyamidgewebe auf Verzahnung und/oder Riemenrücken lieferbar
- optional PU mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA
- Ausführungen Verstärkter Rücken, T2, PU-Schaum und APL plus im Verbund verschweißbar
- direktes Aufschweißen von Nocken und Keilen
- ohne Wickelnase profilabhängig, z. B. Profil T10

Tabelle 5.1.1: Produktgruppe und Einsatzgebiete

Transportantriebe	
	
ALPHA V	ALPHA V SPECIAL ALPHA SRP
endlos verschweißt	endlos verschweißt endlos
Anwendungsbeispiele	
Parallel- bzw. Synchronförderer Schrägförderer Stauförderer Vakuumförderer Abzugseinheiten Vereinzeler bzw. Werkstückpositionierer	

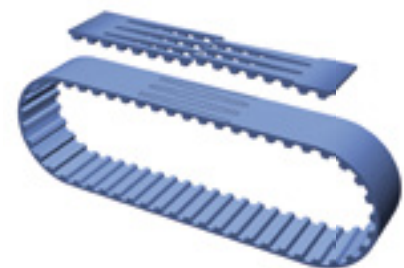


Abbildung 5.1.1: Fingerförmig ausgestanzte Riemenenden und verschweißter optibelt ALPHA V Zahnriemen

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.2 VARIANTEN



5.2 Varianten

Die seitliche Führung eines optibelt ALPHA V Förderriemens kann alternativ zu seitlichen Bordscheiben oder/und seitlichen U-förmigen Wangen einer Stützschiene auch durch eine zahnseitige Keilleiste erfolgen. Spur Zahnriemen erfordern entsprechend angepasste Zahnscheiben und Stützschiene mit Keilnut. Für die Transportaufgabe zu hoch stehende Bordscheiben oder Wangen können entfallen. Nachträglich eingeschweißte Keilleisten eines optibelt ALPHA V SPECIAL können in Anzahl und Position über die Breite beliebig positioniert werden. Im Gegensatz zu diesen Keilleisten sind die integrierten Keilleisten über die Breite mittig angeordnet und für einen kleineren Mindestdurchmesser gekerbt. Da ein nachträgliches Einschweißen der Keilleiste entfällt, können optibelt ALPHA V Spur Zahnriemen vergleichsweise günstiger angeboten werden.

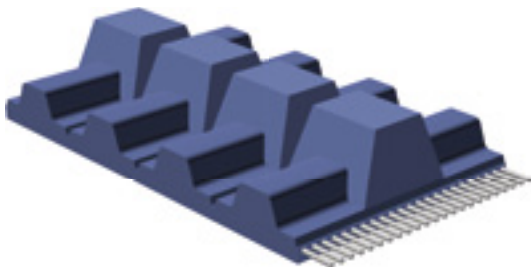


Abbildung 5.2.1: Polyurethan-Spur Zahnriemen mit formgezahnter Keilleiste

Zu Förderzwecken können optibelt ALPHA V Zahnriemen direkt mit einem verstärkten Rücken aus Polyurethan hergestellt werden, siehe Abbildung 5.2.2. Diese Variante ist unter den beschichteten Riemenausführungen der thermoplastischen Polyurethan-Zahnriemen die einfachste und damit preisgünstigste.

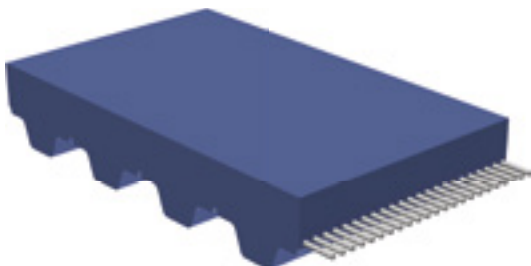


Abbildung 5.2.2: Polyurethan-Zahnriemen in Ausführung Verstärkter Rücken

Tabelle 5.2.1: Produktgruppen, Längen, Profile und Eigenschaften

optibelt ALPHA V verschweißt, endlos	
Mindestlänge Längen	400 mm – 1200 mm in Teilungssprüngen
Profil, zöllig Profil T Profil TK Profil AT Profil ATK Profil HTD Flachriemen	XL, L, H, XH T5, T10, T20, TT5 T5K6, T10K6, T10K13 AT5, AT10, AT20 AT5K6, AT10K6, AT10K13 5M, 8M, 14M, 14ML F2, F2,5, F3, FL3
Standardfarbe	weiß
Standardhärte	92 Shore A
Standard-Zugstrang ¹	Stahl Aramid
PA zahnseitig, PAZ PA rückenseitig, PAR	+ optional + optional
Sonderhärte	65, 85 Shore A
Sonderfarbe	z. B. schwarz, blau, auf Anfrage nach RAL-Nr.
Mindestmenge bei Sonderhärte, -farbe	ab 200 Meter bei max. Fertigungsbreite
Sonderzugstrang ¹ siehe Kapitel 1.5	Stahl hochflexibel Edelstahl rostfrei
ohne Wickelnase	T10, optional
PU (FDA): Härte, Farbe	85 Shore A, blau, optional transparent

¹ Aramid- und Sondercorde je Profil auf Anfrage

Beim gegossenen optibelt ALPHA SRP Zahnriemen, der in Unterkapitel 6.3 beschrieben ist, kann der verstärkte Polyurethan-Rücken alternativ auch in Härten abweichend vom Grundriemen ausgeführt werden.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.3 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



Endliche optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen können auf dem Riemenrücken bei der Fertigung direkt mit der

- glatten Polyurethan-Beschichtung T2, siehe Abbildung 5.2.3, oder der
- profilierten Beschichtung PU-Längsrille fein, siehe Abbildung im Unterkapitel 6.2
- geschäumten Beschichtung PU-Smart, siehe Abbildung 5.2.4, oder der
- glatten PVC-Beschichtung APL plus, siehe Abbildung 5.2.5,

ausgestattet und zusammen mit der Beschichtung zum endlosen optibelt ALPHA V verschweißt werden.

Ein nachträgliches Beschichten entfällt somit. Daher können diese Riemenausführungen grundsätzlich preisgünstiger als nachträglich beschichtete optibelt ALPHA V SPECIAL Zahnriemen angeboten werden. Die Beschichtungen Verstärkter Rücken, T2, APL plus und PU-Smart können grundsätzlich auch bei geringen Stückzahlen auf jedem anderen Grundriemen nachträglich aufgebracht werden.

Die Eigenschaften der vorgenannten und der nachträglich aufbringbaren Beschichtungen für beliebige Grundriemengruppen über Polyurethan-Zahnriemen hinaus sind in Unterkapitel 6.2 beschrieben.

Weitere Details, bezogen auf die in der Tabelle 5.2.1 genannten verschweißbaren Zahnriemen- und Flachriemenprofile, können dem Unterkapitel 1.4 entnommen werden.

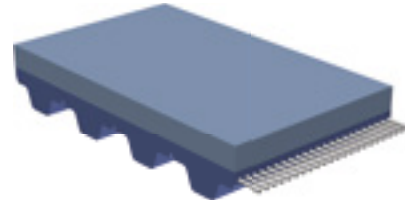


Abbildung 5.2.3: Polyurethan-Zahnriemen mit Beschichtung T2, transparent

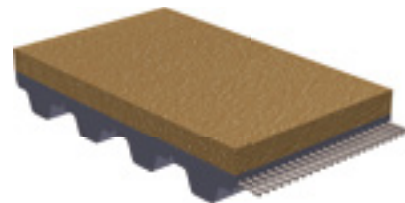


Abbildung 5.2.4: Polyurethan-Zahnriemen mit Beschichtung PU smart braun

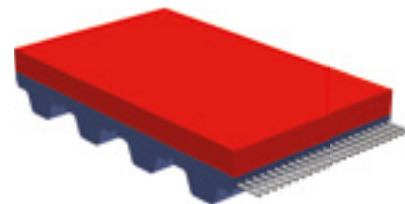


Abbildung 5.2.5: Polyurethan-Zahnriemen mit PVC-Beschichtung APL plus, rot

5.3 Zahnriemenvorauswahl

Auswahl der Verzahnung

Die verfügbaren Profile der Produktgruppe ALPHA LINEAR eignen sich grundsätzlich auch für die Verwendung in Transportantrieben und können bis auf die ATL-Profile entsprechend zu optibelt ALPHA V verschweißt werden. Bei der Auswahl des Zahnriemens sollten die Eigenschaften der unterschiedlichen Zahnriemenprofile und der zugehörigen Zahnscheiben abhängig von der Transportaufgabe berücksichtigt werden. Wesentliche Merkmale sind beispielsweise die Höhe der Belastung z. B. durch schweres Transportgut, die Umgebungsbedingung wie z. B. der Grad der Verschmutzung durch Staub und besondere Anforderungen an die Positioniergenauigkeit.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.3 ZAHNRIEMENVORAUSSWAHL



Die nachfolgende Übersicht gibt eine Hilfestellung zur Profilauswahl für Transportantriebe:

AT-Profil

- Der AT-Zahnriemen besitzt die höchste Zahnscherfestigkeit bzw. größte zulässige spezifische Zahnkraft aller trapezförmigen Profile.
- Durch die geringe Zahnverformung des AT-Profiles, die vergleichsweise starken Corde und das vergleichsweise geringe Zahnspiel werden hohe Positioniergenauigkeiten erreicht.
- Der Zahn stützt sich im Gegensatz zu den anderen trapezförmigen Profilen auf der Zahnkopffläche in der Zahnücke der Verzahnung der Scheiben ab.
- Ein weiterer Vorteil des großen Zahnkopfes der AT-Verzahnung ist der geringe Zahnverschleiß bzw. die höhere Zahnbelastbarkeit bei Förderantrieben durch die reduzierte Flächenpressung zwischen Riemen und unterstützender Schiene. Zudem können Aussparungen für Einlegeteile eingebracht werden, die lösbare Nockenverbindungen ermöglichen.

HTD-Profil

- Das HTD-Profil ist ein Rundbogenprofil, das sich im Verhältnis zum trapezförmigen Zahn durch einen ruhigeren Lauf und eine höhere Überspringsicherheit durch die größere Zahnhöhe auszeichnet.
- Die Profilbezeichnung steht für „high torque drive“. Es wurde für hoch belastete Antriebe entwickelt und wird heute bei Neukonstruktionen primär bei Leistungsantrieben eingesetzt.
- Das HTD-Profil besitzt an der Zahnbasis eine große Zahnbreite und damit eine hohe Zahnscherfestigkeit und eine große zulässige spezifische Zahnkraft. Die Riemenstege zwischen den Zähnen stützen sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab.
- Aufgrund der runden Zahnform und der somit sehr kleinen Auflagefläche entsteht bei der Berührung mit einer Stützschiene in Transportanwendungen eine hohe Flächenpressung. Für Förderantriebe mit hoher Transportlast kann das HTD-Profil wegen des ungünstigen Verschleißverhaltens am Zahnkopf daher nicht empfohlen werden.

T-Profil

- Das am weitesten verbreitete metrische Profil T ist wie das zöllige Profil trapezförmig. Bei Neukonstruktionen wird dieses Profil für spezifisch gering belastete Antriebe gewählt.
- Durch die im Vergleich zu den Profilen AT und HTD kleineren Zugträger-Durchmesser und schmalere Zähne ist der Riemen biegewilliger und kann auf kleineren Zahnscheiben-Durchmessern eingesetzt werden.
- Das Zahnspiel und die Riemendehnung sind größer als beim AT-Zahnriemen gleicher Teilung.
- Der Riemensteg zwischen den Zähnen stützt sich auf den Zahnköpfen der Verzahnung der Scheiben ab. Bei z. B. stark staubiger Umgebungsbedingung kann das größere Zahnspiel bzw. das größere freie Volumen zwischen Riemen und Zahnscheibe die Neigung zum Auflaufen gegenüber dem AT-Profil minimieren.

Zoll-Profil

- Das zöllige, trapezförmige Profil wird heute bei Neukonstruktionen insbesondere im europäischen Raum kaum noch verwendet. Die Eigenschaften entsprechen grundsätzlich denen der T-Profile.
- Zahnriemenantriebe mit zölligem Profil können nach Prüfung eine Ersatzlösung für zöllige Transportkettenantriebe sein.
- Optibelt Polyurethan-Zahnriemen mit zölliger Teilung ersetzen Chloropren-Zahnriemen mit gleicher Teilung bei hohen Anforderungen an die chemische Beständigkeit.

Vorauswahl von Profil und Breite

Abhängig von der gewählten Verzahnung, z. B. dem AT-Profil, ermöglichen die folgenden Diagramme eine vereinfachte Vorauswahl geeigneter Profile mit zugehörigen Riemenbreiten.

Die angegebenen Werte F_{zul} für verschweißte optibelt ALPHA V Zahnriemen beziehen sich auf die maximal zulässigen Zugkräfte des Riemens an der Schweißstelle. Die zulässige Zugkraft F_{zul} beträgt 50 % der zulässigen Zugkraft eines optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemens und seiner Corde.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.3 ZAHNRIEMENVORAUSWAHL



Diagramm 5.3.1: Vorauswahl für Profil AT und HTD mit Standard-Stahlzugträger

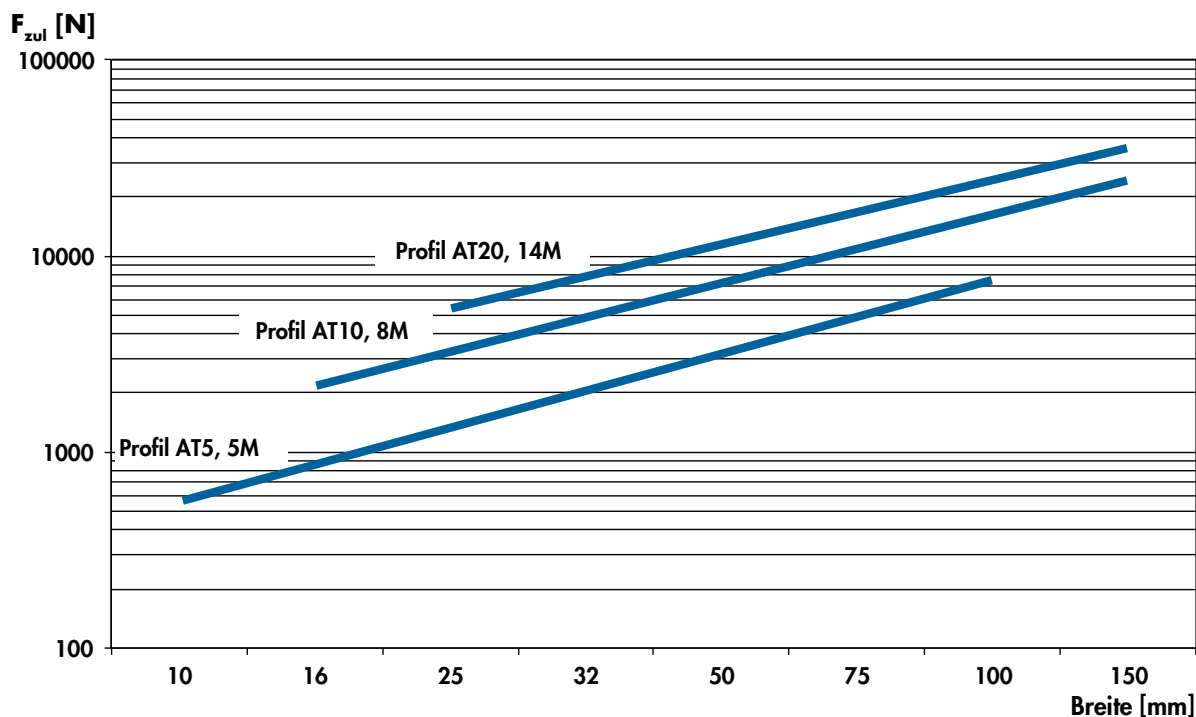
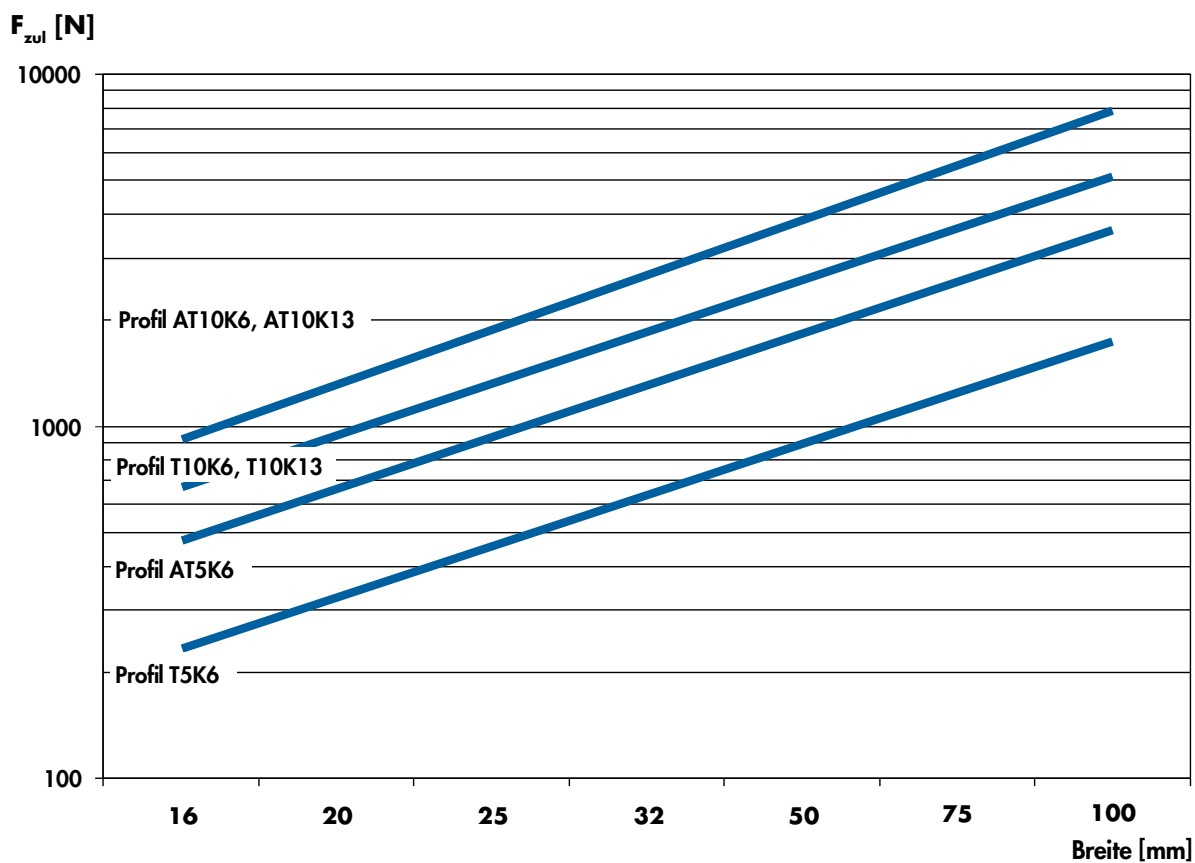


Diagramm 5.3.2: Vorauswahl für Profil ATK und TK mit Standard-Stahlzugträger

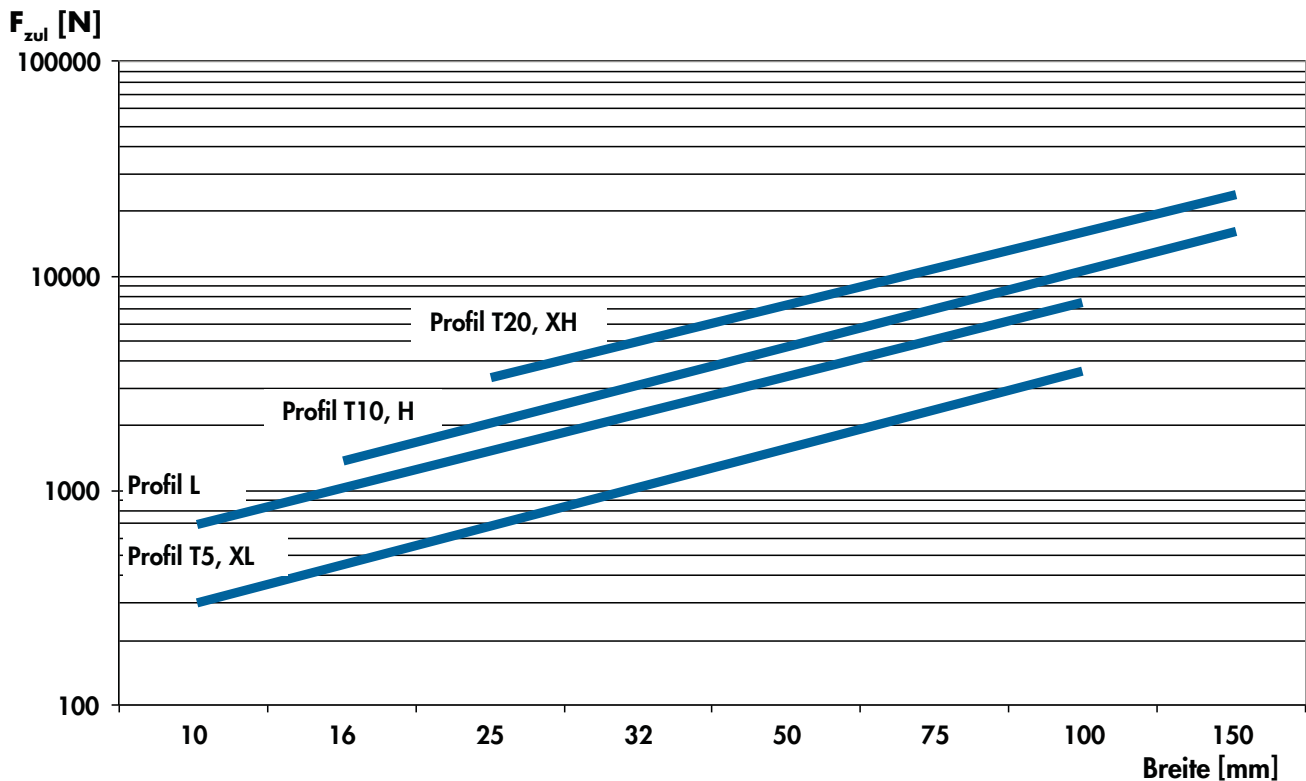


5 TRANSPORTANTRIEBE

5.4 GRUNDLAGEN ZUR ANTRIEBSAUSLEGUNG



Diagramm 5.3.3: Vorauswahl für Profil T und Profil zöllig mit Standard-Stahlzugträger



Die für die genaue Antriebsauslegung eines Zahnriemens ebenfalls entscheidende Nennzugkraft F_N , die mit Hilfe des jeweiligen Technischen Datenblattes des Profils errechnet werden kann, bezieht sich im Gegensatz zu F_{zul} der Verschleißung auf die insbesondere bei hohen Drehzahlen schwächere Riemenverzahnung.

5.4 Grundlagen zur Antriebsauslegung

Die zur Antriebsauslegung benötigten allgemeinen Formeln zu den wesentlichen physikalischen Größen wie z. B. der Leistung P , dem Moment M und der Umfangskraft F_U finden sich in Unterkapitel 2.1. Diese werden in Unterkapitel 4.4 ergänzt durch Formeln zu physikalischen Größen wie z. B. Geschwindigkeit v und Beschleunigung a .

Richtwerte zu Belastungsfaktoren und Zuschlägen werden in Unterkapitel 2.2 thematisiert.

Die Formelzeichen sind in Unterkapitel 2.3 beschrieben und mit ihren physikalischen Einheiten aufgeführt.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



5.5 Antriebsauslegung

Aufgabenstellung

Im folgenden Berechnungsbeispiel wird eine Masse m mittels vier Transportbehältern und Inhalt mit einem Synchronförderer waagrecht transportiert. Durch die entstehenden Reibkräfte zwischen den eingesetzten Stahlführungsschienen und der Gewebebeschichtung des jeweiligen Riemens ergibt sich die hauptsächliche Belastung des Transportantriebs. Der Elektromotor ist an der rechten Übergabestelle angeordnet. Es ist kein Stauförderbetrieb geplant. Kleine bis mittlere Stoßbelastungen bei den Übergabestellen sind möglich.

Abhängig auch vom vorgegebenen Bauraum soll über die maximale Belastung die passende Riemen- und Scheibenkombination ermittelt werden.

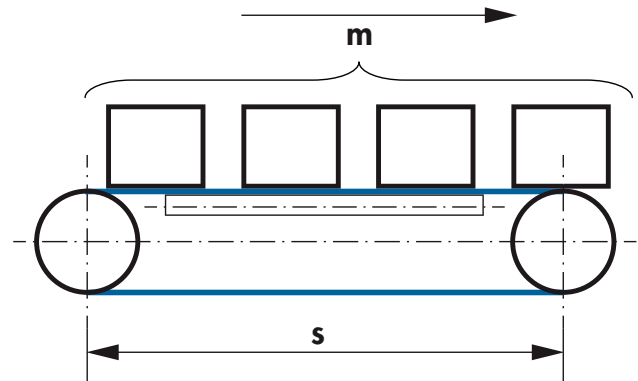


Abbildung 5.5.1: Transportantrieb, waagrecht angeordnet, $d_{w1} = d_{w2}$

Gegeben sind:

Masse Transportgut je Behälter $m_1 = 25 \text{ kg}$

Masse Behälter $m_2 = 5 \text{ kg}$

Grundfläche des Behälters $L \times B$: $300 \times 400 \text{ mm}$

Mittenabstand der Riemen ca.: 250 mm

Transportgeschwindigkeit $v = 0,4 \text{ m/s}$

Steigungswinkel $\alpha = 0^\circ$

Bauhöhe: Durchmesser $d_{\max} < 70 \text{ mm}$, $d_{w1} = d_{w2}$

Förderstrecke $s = 2500 \text{ mm}$

Übergabelänge je Seite: 50 mm

Beschichtung: 2 mm NG rot

Schaltungen: $1-2 \text{ pro Tag}$

Betriebsdauer: 18 h/Tag

Umweltbedingungen: Raumtemperatur, kein Einfluss von schädlichen Medien, Chemikalien und Strahlungen

Berechnungswege

Die Antriebsauslegung erfolgt über die Berechnung der Umfangskraft F_U . Dabei dienen als Basis

- das Antriebsnennmoment M_N der Antriebsmaschine und
- die Reibkräfte im Transporttrum.

Wird wie in diesem Beispiel der Berechnungsweg über die Reibkräfte gewählt, muss die später gewählte Antriebsmaschine nachträglich in die Antriebsauslegung einbezogen werden.

Die Berechnungsumfangskraft F_{BU} und das Berechnungsmoment M_{BN} berücksichtigen alle Belastungen, die je Riemen wirken.

Berechnungsumfangskraft F_{BU} über das Antriebsnennmoment M_N

Der Berechnungsweg wird hier ohne Berechnungsbeispiel gezeigt. Ein Beispiel kann aber in Unterkapitel 3.5 nachvollzogen werden, bei dem konkrete Vorgaben zu den Antriebsmomenten des Motors gegeben sind.

Die Auslegung kann über das wirkende Antriebsnennmoment M_N und das Berechnungsantriebsmoment M_{BN} erfolgen.

$$M_{BN} = \frac{c_2 \cdot M_N}{\text{Riemenzahl}} \quad [\text{Nm}] \quad \text{mit } M_N [\text{Nm}]$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus der Art des Grundbelastungsfaktors, den Zusatzbelastungen durch Rollen und der Schalthäufigkeit zusammen, siehe Unterkapitel 2.2. Die vorläufige Berechnungsumfangskraft ergibt sich aus dem gewünschten und abgeschätzten Durchmesser der Zahnscheiben, der sich u. a. aus der Vorgabe für den Bauraum ergibt. Bei einer Nachrechnung wird hier selbstverständlich der genaue Durchmesser eingesetzt.

$$F_{BU} = M_{BN} \frac{2 \cdot 10^3}{d_w} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } M_{BN} [\text{Nm}], d_w [\text{mm}]$$

Ist die Berechnungsumfangskraft F_{BU} nun ermittelt, kann unten direkt mit der Vorauswahl des Riemens fortgefahren werden.

Berechnungsumfangskraft F_{BU} über die Reibkräfte

Bei der Ermittlung der Umfangskraft über die Reibkräfte können Beschleunigungskräfte in aller Regel vernachlässigt werden. Dies gilt aber nicht z. B. für Taktförderer mit permanentem Start-Stopp-Betrieb. Hier kann ergänzend die Ermittlung der Berechnungsumfangskraft eines Linearantriebs betrachtet werden, siehe Unterkapitel 4.5.

Bei sehr leichter Transportmasse treten nur sehr geringe Umfangskräfte auf. In diesem Fall kann eine Auslegung direkt über die geometrischen Anforderungen des Transportgutes und des Transportantriebs erfolgen. Die Auslegung kann unten mit dem Abschnitt Riemenvorauswahl von Profil und Breite begonnen werden.

Die für die Antriebsauslegung zu berücksichtigende Masse m setzt sich hier aus der Masse des Transportgutes m_1 , der Masse des Transportbehälters m_2 und deren Anzahl, hier die der vier Transportkisten, zusammen. Bei großer Schalthäufigkeit und somit häufigem Beschleunigen treten die Riemenmasse und das Massenträgheitsmoment der mitbewegten zweiten Zahnscheibe als zusätzliche Belastung auf. Diese ist in der Regel vielfach kleiner als die Kraft zum Transport der Masse und kann daher meist vernachlässigt werden. Der Gesamtbelastungsfaktor c_0 deckt dann diese untergeordneten Kräfte mit ab. Nur bei sehr langen Transportstrecken und großen, schweren Scheiben ist ggf. eine genaue Einbeziehung dieser Massen bzw. Massenträgheitsmomente erforderlich.

$$m = \text{Anzahl} \cdot (m_1 + m_2) \quad [\text{kg}] \quad \text{mit Anzahl [-], } m_1 [\text{kg}] \text{ und } m_2 [\text{kg}]$$

$$m = 4 \cdot (5 \text{ kg} + 25 \text{ kg}) = 120 \text{ kg}$$

Die Umfangskraft F_U entspricht der Reibkraft zwischen Riemen und Stützschiene, die neben der Masse von dem Reibkoeffizient μ , siehe Tabelle 6.1, zwischen den Reibpartner abhängig ist. Die Normalkraft F_N , mit der der Riemen belastet wird, entspricht in der Waagerechten der vollen Gewichtskraft, siehe auch Tabelle 2.1.6. Bei Stauförderern muss zusätzlich der Reibkoeffizient μ_1 berücksichtigt werden. Da hier kein Stauförderbetrieb vorgesehen ist, kann $\mu_1 = 0$ gesetzt werden.

$$F_U = m \cdot (\mu_1 + \mu_2) \cdot g \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad \text{mit } m [\text{kg}], \mu [-] \text{ aus Tabelle 6.1, } g [\text{m/s}^2], \alpha [^\circ]$$

$$F_U = 120 \text{ kg} \cdot (0 + 0,4) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos 0^\circ = 470,9 \text{ N}$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Die Berechnungsumfangskraft F_{BU} berücksichtigt den Gesamtbelastungsfaktor c_2 und die äußere Last je Riemen. Der Gesamtbelastungsfaktor c_2 setzt sich aus der Art des Grundbelastungsfaktors c_0 , den Zusatzbelastungen durch Rollen c_6 und der Schalzhäufigkeit c_8 zusammen, siehe Unterkapitel 2.2.

$$c_2 = c_0 + c_6 + c_8$$

siehe Tabellen 2.2.1 und 2.2.2

$$c_2 = 1,7 + 0 + 0,1 = 1,8$$

c_0 : gewählt, da mittlerer Antrieb, mittlere Stoßbelastung bei Übernahme

c_6 : Zweischeiben-Transportantrieb

c_8 : geringe Schalzhäufigkeit und Anlaufmoment gering angenommen

$$F_{BU} = \frac{c_2 \cdot F_U}{\text{Riemenzahl}} \quad [\text{N}]$$

mit c_2 [-] und F_U [N]

$$F_{BU} = \frac{1,8 \cdot 470,9 \text{ N}}{2} = 423,8 \text{ N}$$

Auswahl der Verzahnung

Da die Verzahnung des AT-Profiles den im Vergleich geringsten Zahnverschleiß bzw. die höchste Zahnbelastbarkeit bei Förderantrieben durch die reduzierte Flächenpressung zwischen Riemen und unterstützender Schiene besitzt, wird das AT-Profil gewählt.

Riemenvorauswahl von Profil und Breite

Anhand des Diagramms 5.3.1 werden zwei Stück optibelt ALPHA LINEAR 25 AT5-ST gewählt. Die Gesamthöhe h beträgt 2,7 mm und ermöglicht im Gegensatz zum Profil T5 mit einer Gesamthöhe von nur 2,2 mm eine bessere seitliche Führung durch die seitlichen Wangen der Stützschiene. Dieser Gesamthöhenunterschied bei den trapezförmigen optibelt ALPHA V Zahnriemen findet sich nur bei der Teilung 5 mm, nicht bei den Teilungen 10 mm und 20 mm.

Nach der Riemenvorauswahl muss abhängig vom Gewicht die auftretende Flächenpressung σ zwischen Zahnkopf und Stützschiene je Transporteinheit und Riemen ermittelt werden.

Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit nimmt der Zahnkopfabrieb zu und entsprechend die zulässige Flächenpressung ab.

$$\sigma_{zul} \leq 0,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

vereinfachender Richtwert bei $v = 0,5 \text{ m/s}$

Weitere Einflussfaktoren sind zudem die Oberflächenrauigkeit der Stützschiene, die Umgebungstemperatur und der Einfluss von Medien, die die Reibung beeinflussen.

Unter idealen Bedingungen und bei geringen Riemengeschwindigkeiten $v < 0,1 \text{ m/s}$ kann der angegebene Richtwert überschritten werden. Bei Riemengeschwindigkeiten von 1 m/s sollte der Richtwert bereits deutlich unterschritten werden.

$$\sigma = \frac{F_N}{A} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{mit } F_N [\text{N}] \text{ und } A [\text{mm}^2]$$

$$\sigma = \frac{147,15 \text{ N}}{3750 \text{ mm}^2} = 0,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 0,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{somit ist die Bedingung } \sigma \leq \sigma_{zul} \text{ erfüllt}$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Normalkraft F_N siehe Formeln in Tabelle 2.1.6, hier:

$$F_N = \frac{(m_1 + m_2) \cdot g \cdot \cos \alpha}{\text{Riemenanzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } m \text{ [kg], } g \text{ [m/s}^2\text{] und } \alpha \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$F_N = \frac{(5 \text{ kg} + 25 \text{ kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \cos 0^\circ}{2} = 147,15 \text{ N}$$

Tragende Zahnkopffläche A mit Zahnteilung t und Zahnkopfbreite siehe z. B. Optibelt-Sortimentsliste und Riemenbreite b :

$$A = \frac{\text{Transportkistenlänge}}{t} \cdot b \cdot \text{Zahnkopfbreite} \quad [\text{mm}^2] \quad \text{mit Einheiten [mm]}$$

$$A = \frac{300 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 2,5 \text{ mm} = 3750 \text{ mm}^2$$

Berechnung der Riemen- und Scheibengeometrie

Die Wahl des Scheibendurchmessers, bezogen auf maximale Werte, wird wesentlich durch den vorgegebenen Bauraum bestimmt. Dabei muss ausreichend Platz für die Montage und Demontage des Riemens vorgesehen werden. Die Riemenhöhe findet sich z. B. im zugehörigen Technischen Datenblatt. Der Außendurchmesser d_a der gewählten Zahnscheibe bzw. der Durchmesser der ggf. vorhandenen Bordscheibe D_B kann der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden. Hier sind auch die zugehörigen Naben- und Verzahnungsbreiten bzw. Zahnscheiben-Ausführungen aufgeführt.

Bei Transportantrieben bestimmt zudem die Stärke einer ggf. vorhandenen Beschichtung oder die Höhe einer ggf. vorhandenen Nocke bzw. die Aufschweißstärke einer Nocke den maximalen Zahnscheiben-Durchmesser, bezogen auf den maximalen Bauraum, siehe Kapitel 6.

Die Wahl des Scheibendurchmessers, bezogen auf minimale Werte, wird durch die benötigten Wellendurchmesser und die Welle-Nabe-Verbindung, siehe Sortimentsliste, bestimmt. Die wesentlichen Eigenschaften der Welle-Nabe-Verbindungen sind dem Unterkapitel 7.2 zu entnehmen.

Durch die Wahl des Profils des Riemens und dessen technischer Ausführung werden zudem die zugehörige Mindestzähnezahl $z_{\min}$ und der Mindestdurchmesser $d_{w\min}$ der Zahnscheibe definiert, siehe Technisches Datenblatt. Die Mindestdurchmesser für Riemen mit Stahlcord sind zudem in Unterkapitel 7.3 und Tabelle 7.3.4 zu finden. Für eine erste Abschätzung können diese vereinfacht der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden.

Bei Transportantrieben bestimmt zudem die Stärke einer ggf. vorhandenen Beschichtung oder Nocke den empfohlenen Mindestdurchmesser, siehe Unterkapitel 6.2 und 6.4.

Die gewählte Zähnezahl einer Standard-Zahnscheibe kann der Sortimentsliste entnommen werden. Alternativ und bei Sonderzahnscheiben berechnet sich die Zähnezahl z des Profils aus der Teilung t des gewählten Riemenprofils und dem gewünschten Scheibendurchmesser.

Der vorläufige Wirkdurchmesser wird in diesem Beispiel mit $d_w = 50 \text{ mm}$ festgelegt.

$$z = \frac{d_w \cdot \pi}{t} = z_1 = z_2 \quad [-] \quad \text{mit } d_w \text{ [mm]} < d_{\max}, t \text{ [mm]} \text{ je nach Profil}$$

$$z_1 = \frac{50 \text{ mm} \cdot \pi}{5 \text{ mm}} = 31,416 \quad \text{gewählt } z = 32 \quad z_1 > z_{\min} = 12 \text{ siehe u. a. Technisches Datenblatt}$$

$$d_w + 2 \cdot h \text{ bzw. } D_B + 2 \cdot h = 54 \text{ mm} + 2 \cdot 2,7 \text{ mm} = 59,4 \text{ mm} < 70 \text{ mm}$$

Aus dem Standardlieferprogramm wird die nächste Standard-Zahnscheibe optibelt ZRS 36 AT5/32 - 2 mit einer Zähnezahl von $z = 32$, einem Wirkdurchmesser $d_w = 50,94 \text{ mm}$ und zwei Bordscheiben mit einem Durchmesser der Bordscheiben $D_B = 54 \text{ mm}$ gewählt.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Der mindestens erforderliche Durchmesser der Scheibe von 40 mm bei einer Beschichtungsstärke von 2 mm ist mit der gewählten Zahnscheibe erfüllt, siehe auch Unterkapitel 6.2.

Der Zahnriemen muss beidseitig gegen seitliches Ablaufen von den Zahnscheiben z. B. mittels Stützschiene oder Bordscheiben gesichert werden.

Sollen Bordscheiben verwendet werden, muss geprüft werden, ob der Beschichtungsüberstand h_{SB} ausreichend hoch ist, um eine Berührung der Transportkiste mit den Bordscheiben bei den Übergabestationen zu verhindern. Dies ist abhängig von der Beschichtungsstärke s auf dem Zahnriemen mit der Höhe h und der Zahnhöhe h_t und dem Bordscheiben-Durchmesser D_B .

$$h_{SB} = \frac{(d_a + 2 \cdot (s + (h - h_t)) - D_B)}{2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_a [\text{mm}], s [\text{mm}], h [\text{mm}], h_t [\text{mm}], D_B [\text{mm}]$$

$$h_{SB} = \frac{(49,7 \text{ mm} + 2 \cdot (2 \text{ mm} + (2,7 \text{ mm} - 1,2 \text{ mm})) - 54 \text{ mm})}{2} = 1,35 \text{ mm}$$

Bei einer ebenen Gestaltung der Unterseite der Transportkiste könnte hier eine Standardscheibe mit Bordscheiben verwendet werden. Es ist jedoch über die Laufzeit mit einem zunehmenden Verschleiß der Beschichtung zu rechnen, so dass eine Ausführung ohne Bordscheiben empfohlen wird.

Werden Zahnscheiben ohne Bordscheiben eingesetzt, muss eine seitliche Führung des Riemens durch Wangen in der Stützschiene vorgesehen werden, siehe allgemein auch Unterkapitel 7.3.

Nennzugkraft

Im Technischen Datenblatt des gewählten Riemens, siehe Unterkapitel 5.7, finden sich für die einzelnen Breiten die exakten zulässigen Zugkräfte F_{zul} aus den Diagrammen 5.3.1 bis 5.3.3 der Vorauswahl für Profil und Breite wieder.

$F_{BU} < F_{zul}$ Für den endlos verschweißten Zahnriemen optibelt ALPHA V 25 AT5-ST beträgt entsprechend $F_{zul} = 775 \text{ N}$. Die nebenstehende Bedingung ist mit $F_{BU} = 266,8 \text{ N}$ erfüllt.

Die Nennzugkraft F_N bezieht sich auf die Verzahnung des Riemens. Die Belastbarkeit der Zahnflanken reduziert sich mit zunehmender Drehzahl n . Dies zeigt die Tabelle im Technischen Datenblatt mit dem Titel „Je Zahn übertragbare spezifische Nennzugkraft“. Die Nennzugkraft F_N errechnet sich, wie auch dem Technischen Datenblatt bzw. der Tabelle 2.1.3 zu entnehmen ist, zudem aus der Riemenbreite b und der Berechnungszahl z_{eB} . Diese ergibt sich aus der eingreifenden Zähnezah z_e , die auf $z_{eB \max} = 6$ für verschweißte Riemen begrenzt ist, siehe auch Tabelle 2.1.2:

$$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{N \text{ spez}} [\text{N/mm}] \text{ aus Technischem Datenblatt interpoliert, } z_{eB} [-] \text{ und } b [\text{mm}]$$

$$F_N = 3,321 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 6 \cdot 25 \text{ mm} = 498,2 \text{ N}$$

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot v}{d_w} \quad \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \quad \text{mit } v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right], d_w [\text{mm}]$$

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot 0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{50,94 \text{ mm}} = 150 \frac{1}{\text{min}}$$

Eingreifende Zähnezahlen bei $z_1 = z_2$, siehe dazu auch Tabelle 2.1.2:

$$z_e = \frac{z_1}{2} \quad z_{eB} = z_e \quad \text{und} \quad z_{eB} \leq z_{e \max} \quad \text{mit } z_{e \max} = 6 \text{ für optibelt ALPHA V}$$

$$z_e = \frac{32}{2} = 16 \quad z_{eB} = 6$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Die vorhandene Sicherheit $c_{2\text{vorh}}$, bezogen auf die Belastung der Verzahnung, beträgt:

$$c_{2\text{vorh}} = \frac{F_N \cdot \text{Riemenanzahl}}{F_U} \quad [-] \quad \text{mit } F_N \text{ [N]}, F_U \text{ [N]} \text{ und } c_{2\text{vorh}} \geq c_2$$

$$c_{2\text{vorh}} = \frac{498,2 \text{ N} \cdot 2}{470,9 \text{ N}} = 2,12 \quad \geq 1,8$$

Optional kann die erforderliche Breite b_{th} ermittelt werden.

$$b_{\text{th}} = b \cdot \frac{c_2}{c_{2\text{vorh}}} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } b \text{ [mm]}, c_2 [-] \text{ und } c_{2\text{vorh}} [-]$$

$$b_{\text{th}} = 25 \text{ mm} \cdot \frac{1,8}{2,12} = 21,3 \text{ mm}$$

Liegt die erforderliche Breite b_{th} knapp oberhalb der nächstkleineren Standardbreite der gewählten Zahnriemen und Zahnscheiben, sollte eine Reduzierung des gewählten Gesamtbelastungsfaktors c_2 auf einen noch vertretbaren kleineren Wert geprüft werden. Dadurch können ggf. unnötige Kosten vermieden werden.

Bei einer Auslegung über das Antriebsmoment kann die erforderliche Breite – soweit dies z. B. der Bauraum zulässt – durch einen erhöhten Scheibendurchmesser reduziert werden.

Statische und maximale Trumkraft

Die Formel für die Berechnung der statischen Trumkraft F_T kann der Tabelle 2.1.7 in Unterkapitel 2.1 entnommen werden, sie gilt für Transportantriebe abhängig von der Länge des entlasteten Trums bzw. der Anordnung des Antriebs.

$$F_T = \frac{0,5 \cdot c_v \cdot F_U}{\text{Riemenanzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_U \text{ [N]} \text{ und } c_v [-] \text{ und bei Frontantrieb}$$

$$F_T = \frac{0,5 \cdot 1,0 \cdot 470,9 \text{ N}}{2} = 117,75 \text{ N}$$

Bei diesem Beispiel ist ein Frontantrieb vorgegeben. Der Vorspannfaktor c_v beträgt 1,0, da hier der berechnete Gesamtbelastungsfaktor $c_2 \leq 2,5$ ist. Bei deutlicher Überdimensionierung, z. B. $c_2 \geq 2,5$, wird eine Vorspannungskraft-Anhebung empfohlen. Dies gilt grundsätzlich auch bei sehr großen Achsabständen, siehe Unterkapitel 2.1. Dann gilt alternativ aus Tabelle 2.1.7:

$$c_v \geq \frac{c_2 - 1}{10} + 1 \quad [-] \quad \text{mit } c_2 [-]$$

Die verwendeten Corde und die Verschweißung der optibelt ALPHA V Zahnriemen in technischer Standardausführung sind grundsätzlich passend zur Verzahnung und zu der maximal möglichen Nennzugkraft gewählt und bedürfen daher keiner zusätzlichen Überprüfung bei der Auslegung eines Transportantriebs über die Ermittlung von F_{max} und dem Abgleich mit F_{zul} .

Dies ist ausnahmsweise nur dann erforderlich, wenn ein Transportantrieb mit Frontantrieb grundsätzlich nur eine einzelne Masse bewegt, die das belastete Trum zeitweise sehr kurz werden lässt. Zusätzlich müssen dabei eine geringe Drehzahl und ein geringer Gesamtbelastungsfaktor $c_2 \leq 1,3$ gewählt worden sein.

Für diesen seltenen Fall – und daher nur der Vollständigkeit halber in diesem Beispiel angegeben – gilt:

$$F_{\text{max}} = F_T + \frac{F_U}{\text{Riemenanzahl}} \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_T \text{ [N]}, F_U \text{ [N]} \quad \text{Es gilt: } F_{\text{max}} \leq F_{\text{zul}}$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Für das gewählte Berechnungsbeispiel nicht erforderlich und nur beispielhaft angeführt:

$$F_{\max} = 117,75 \text{ N} + \frac{470,9 \text{ N}}{2} = 353,2 \text{ N}$$

Mit $F_{\text{zul}} = 775 \text{ N}$, siehe Technisches Datenblatt für den optibelt ALPHA V 25 AT5-ST, wäre obige Bedingung auch bei Konzentration der Masse auf nur eine einzelne Transportkiste erfüllt.

Bei hohen Anforderungen an die Takt- bzw. Positioniergenauigkeit kann diese vereinfacht über die elastische Dehnung des gewählten Zahnriemens ermittelt werden. Der Rechenweg und weitere Erläuterungen zur Positioniergenauigkeit finden sich für eine einzelne Masse in Kapitel 4 zu Linearantrieben.

Statische Wellen- bzw. Achskraft

$$F_{a \text{ sta}} = 2 \cdot F_T \quad [\text{N}] \quad \text{je Riemen mit } F_T [\text{N}]$$

$$F_{a \text{ sta}} = 2 \cdot 117,75 \text{ N} = 235,5 \text{ N} \quad \text{je Riemen}$$

Die dynamische Achslast kann für den oben beschriebenen Fall mit nur einer einzelnen Masse und Frontantrieb kurzzeitig $2 F_T + F_U$ erreichen.

Riemenlänge und Bestellbezeichnungen

$$L_w = 2 \cdot a + z \cdot t \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}], z [-] \text{ und } t [\text{mm}]$$

$$\text{mit } a = s + 2 \cdot \text{Übergabelänge} = 2500 \text{ mm} + 2 \cdot 50 \text{ mm} = 2600 \text{ mm}$$

$$L_w = 2 \cdot 2600 \text{ mm} + 32 \cdot 5 \text{ mm} = 5360 \text{ mm}$$

Da nun die Anforderungen an den Transportantrieb erfüllt sind, lauten die Bestellbezeichnungen für Riemen und Zahnscheiben:

2 St. optibelt ALPHA V SPECIAL 25 AT5/5360-ST mit 2 mm NG rot

4 St. optibelt ZRS 36 AT5/32-0

Abhängig von der Welle-Nabe-Verbindung der Antriebsscheiben und der Lagerung der beiden Umlenkrollen können die Zahnscheiben als Sonderscheiben auch ohne Bordscheiben bestellt werden.

Vorspannkrafteinstellung durch Frequenzmessung

Der Vorgabewert für die Einstellung der statischen Vorspannkraft durch Frequenzmessung errechnet sich abhängig von der frei schwingenden Trumlänge L und dem Metergewicht m_k des gewählten Riemens. Alle weiteren Informationen zur Frequenzmessung sind in Kapitel 7.1 zu finden. Die Abbildung 5.5.2 zeigt, dass bei zunehmender Trumlänge L die Eigenfrequenz f fällt.

Auch bei einem Transportantrieb muss möglichst z. B. ein Vorgabewert für die Frequenz $f \geq 10 \text{ Hz}$, siehe Messbereich des Messgerätes der optibelt TT-Reihe, erreicht werden.

Wie in Unterkapitel 7.1 beschrieben, kann in diesem Beispiel eine Messung der Frequenz f nicht erfolgen, da

- die Trumlänge größer als 1000 mm ist und daher vermutlich die Frequenz z. B. unter 10 Hz liegt,
- vermutlich die Beschichtung dämpfend auf ein freies Schwingen wirkt.

Um die obige Vermutung zu bestätigen, wird hier die Frequenz vereinfacht für einen unbeschichteten Riemen ermittelt.

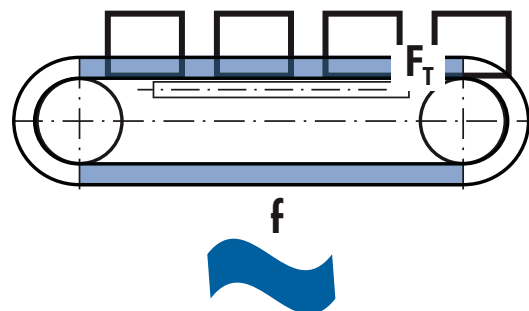


Abbildung 5.5.2: Vorspannkrafteinstellung mittels Frequenzmessung

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



$$f = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} \quad [\text{Hz}]$$

mit F_T [N], $m_k \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right]$ bzw. $\left[\frac{\text{g}}{\text{mm}} \right]$, L [mm]

$$f = \sqrt{\frac{117,75 \text{ N} \cdot 10^6}{4 \cdot 0,083 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot (2600 \text{ mm})^2}} = 7,24 \text{ Hz}$$

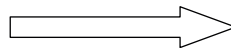
m_k aus Technischem Datenblatt

Somit ist hier je nach Messbereich des Messgerätes der optibelt TT-Reihe ggf. keine Frequenzmessung sinnvoll möglich. Die Vorspannkrafteinstellung muss daher dann über die Messung der Längenzunahme erfolgen.

Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme

Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung einer Längenzunahme erreicht grundsätzlich nicht die Genauigkeit der Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Eigenfrequenz eines frei schwingenden Trums. Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme ist in Kapitel 7.1 beschrieben. Allgemeingültige maximale Richtwerte für die statische Trumdehnung ε_{FT} von Transportantrieben mit Front- bzw. Heckantrieb:

Richtwert $\varepsilon_{FT} \leq 0,1\%$ für Frontantriebe
Richtwert $\varepsilon_{FT} \leq 0,15\%$ für Heckantriebe



$\varepsilon_{FT} \leq 0,1\%$
 vereinfachter einheitlicher
 maximaler Richtwert

In der Praxis werden Transportantriebe mit Sicherheiten $> 1,5$ ausgelegt, so dass ein einheitlicher, vereinfachter Richtwert für die statische Trumdehnung ε_{FT} aller Transportantriebe mit optibelt ALPHA V Zahnriemen angesetzt werden kann.

Für Transportantriebe, die mit optibelt ALPHA TORQUE/POWER, ALPHA SRP und ALPHA FLEX Zahnriemen bestückt sind, gelten allgemein die doppelten Werte.

Bei dem Achsabstand $a = 2600 \text{ mm}$ oder einer markierten Trumlänge $L_V = 2600 \text{ mm}$ kann eine Achse um den Vorspannweg $x_V \leq 2,6 \text{ mm}$, z. B. $2,0 \text{ mm}$, bzw. das Trum um die Längenzunahme $\Delta L_V \leq 2,6 \text{ mm}$, z. B. $2,0 \text{ mm}$, aus dem entlasteten Zustand zum Spannen bewegt bzw. gedehnt werden, siehe Abbildung 5.5.3. Je größer die Trumlänge, desto größer die Genauigkeit bei der Einstellung im entlasteten Zustand.

Der genaue Vorspannweg x_V , bezogen auf die Achsen bzw. Wellen, oder die genaue Längenzunahme ΔL_V , bezogen auf eine markierte Länge L_V eines zuvor unbelasteten Trums unter der statischen Trumkraft F_T , ergibt sich aus der jeweiligen Federsteifigkeit des Grundriemens. Diese kann vereinfacht auch für Spezialriemen mit Beschichtung oder Nocken angenommen werden.

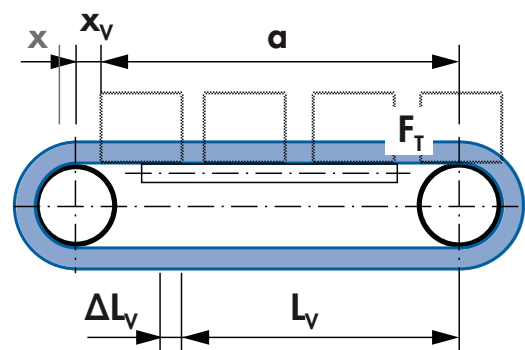


Abbildung 5.5.3: Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme ΔL_V

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



$$x_v = \varepsilon_{FT} \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], a [\text{mm}] \quad \text{bzw. } \Delta L_v = \varepsilon_{FT} \cdot L_v \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], L_v [\text{mm}]$$

$$x_v = 0,000357 \cdot 2600 \text{ mm} = 0,93 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{FT} = \frac{F_T}{c_{\text{spez}}} \quad [\%] \quad \text{mit } F_T [\text{N}], c_{\text{spez}} [\text{N}] \quad \text{hier}$$

$$\varepsilon_{FT} = \frac{117,75 \text{ N}}{329788 \text{ N}} = 0,000357 = 0,036 \%$$

$$c_{\text{spez}} = \frac{F_{\text{zul ALPHA V}}}{\varepsilon_{\text{zul ALPHA LINEAR}}} \cdot 2 \quad [\text{N}] \quad \text{mit } F_{\text{zul ALPHA V}} [\text{N}], \varepsilon_{\text{zul ALPHA LINEAR}} [\%] \text{ aus Tabelle 4.5.1}$$

$$c_{\text{spez}} = \frac{775 \text{ N}}{0,47\%} \cdot 2 = 329788 \text{ N} \quad \text{zu } c_{\text{spez}} \text{ siehe 5.6 Technisches Datenblatt}$$

Der genauere Wert für die zulässige Dehnung ε_{zul} eines optibelt ALPHA LINEAR für obige Formel – nicht für die halb so große, zulässige Dehnung eines optibelt ALPHA V – findet sich in der Tabelle 4.5.1 und dem jeweiligen Profil, hier dem Profil AT5 mit $\varepsilon_{\text{zul}} = 0,47 \%$ in der Standard-Cordausführung ST, wieder. Vereinfacht können alle Profile und Ausführungen mit $\varepsilon_{\text{zul}} = 0,5 \%$ gerechnet werden.

Für die gesamte Riemenlänge ist vereinfacht $L_w = L_v = 5360 \text{ mm}$. Es gilt analog hier für die Längenzunahme ΔL_v :

$$\Delta L_v = \varepsilon_{FT} \cdot L_v \quad [\text{N}] \quad \text{mit } \varepsilon_{FT} [\%], L_v [\text{mm}]$$

$$\Delta L_v = 0,000357 \cdot 5360 \text{ mm} = 1,91 \text{ mm}$$

Verstellwege zum Spannen und Auflegen

In Unterkapitel 7.5 finden sich allgemeine Hinweise zu den Verstellwegen und in der Tabelle 7.5.2 Formelzusammenhänge und ergänzende Richtwerte zu den Mindestverstellwegen.

Der Verstellweg x einer einzelnen Achse bzw. Welle zum Spannen von optibelt ALPHA V Zahnriemen kann vereinfacht ermittelt werden:

$$x = 0,0020 \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}]$$

$$x = 0,0020 \cdot 2600 \text{ mm} = 5,2 \text{ mm}$$

Der Verstellweg y einer einzelnen Achse bzw. einer einzelnen Welle zum Auflegen eines endlichen optibelt ALPHA V Zahnriemens ergibt sich für einen Antrieb mit Zahnscheiben ohne Bordscheiben wie folgt:

$$y = 0,0005 \cdot a \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a [\text{mm}]$$

$$y = 0,0005 \cdot 2600 \text{ mm} = 1,3 \text{ mm}$$

Muss der vorzusehende Verstellweg x minimiert werden, können die folgenden genaueren Formeln angewendet werden. Bei diesen werden der Vorspannweg x_v , der sich aus der elastischen Dehnung bei der statischen Vorspannkraft F_T ergibt, die maximal mögliche positive Längentoleranz pro Meter $L_{\text{tol}+}$ und die Gesamtlänge L_w berücksichtigt.

Die Längentoleranz kann dem jeweiligen Technischen Datenblatt und dem Unterkapitel 7.4 entnommen werden. Diese beträgt für optibelt ALPHA V Zahnriemen in technischer Standardausführung mit Standard-Stahlcord ST einheitlich $\pm 0,5 \text{ mm/m}$ und entsprechend im positiven Bereich $L_{\text{tol}+} = 0,5 \text{ mm/m}$. Dies entspricht dann einer Dehnung $\varepsilon_{\text{Ltol}+} = 0,0005$ bzw. $0,05 \%$.

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.5 ANTRIEBSAUSLEGUNG



Allgemein gilt:

$$x_{L_{tol+}} = \varepsilon_{L_{tol+}} \cdot \frac{L_w}{2} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } \varepsilon_{L_{tol+}} [\%] \text{ und } L_w [\text{mm}]$$

$$x_{L_{tol+}} = 0,0005 \cdot \frac{5360 \text{ mm}}{2} = 1,34 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_{L_{tol+}} = \frac{L_{tol+}}{1000} \quad [\%] \quad \text{mit } L_{tol+} [\text{mm/m}]$$

$$\varepsilon_{L_{tol+}} = \frac{0,5 \text{ mm/m}}{1000} = 0,0005 = 0,05 \%$$

Werden die Formelzusammenhänge für die Dehnungen und Trumlängen direkt eingesetzt, gilt auch:

$$x = \left(\frac{F_T}{F_{zul}} \cdot \varepsilon_{zul} + \frac{L_{tol+}}{1000} \right) \cdot \frac{L_w}{2} \quad [\text{mm}]$$

$$x = \left(\frac{117,75 \text{ N}}{775 \text{ N}} \cdot 0,0047 + \frac{0,5 \text{ mm/m}}{1000} \right) \cdot \frac{5360 \text{ mm}}{2} = 3,25 \text{ mm}$$

5 TRANSPORTANTRIEBE

5.6 TECHNISCHES DATENBLATT



5.6 Technisches Datenblatt

Mit den Informationen aus den Technischen Datenblättern der Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE, ALPHA POWER, ALPHA FLEX und ALPHA V Zahnriemen, weiteren Daten aus diesem Technischen Handbuch und der aktuellen Optibelt-Sortimentsliste können Transportantriebe ausgelegt werden.

In Unterkapitel 5.5 wird dies allgemein und beispielhaft für einen optibelt ALPHA V Zahnriemen im Profil AT5 in der Standardausführung ST durchgeführt.

Die jeweils aktuellen Technischen Datenblätter können der Internetseite www.optibelt.com entnommen werden. Dort besteht zudem die Möglichkeit, die optibelt CAP-Software zur Antriebsauslegung von Leistungsantrieben kostenlos herunterzuladen und weitere aktuelle Informationen zu Service und Produkten zu erhalten.

Technisches Datenblatt

optibelt ALPHA LINEAR / V AT5 - ST

Polyurethan-Zahnriemen mit optionalem Gewebe PAZ/PAR, thermoplastisches PU, endlich / endlos verschweißt

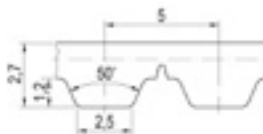


Abmessungen, Toleranzen

Profil:	AT5
Zahnteilung t:	5 mm
Gesamthöhe:	2,7 mm
Zahnhöhe:	1,2 mm
Zahnkopfbreite:	2,5 mm
Zahnflankenwinkel:	50°
Längentoleranz:	± 0,5 mm/m
Breitentoleranz:	± 0,5 mm
Höhentoleranz:	± 0,3 mm

Aufbau

Polyurethan:	Thermoplast, 92 Shore A, weiß
Zugträger:	Stahl, Ø 0,5 mm
Gewebe, optional:	Polyamid, zahn- und rückenseitig (PAZ/PAR), grün



Je Zahn übertragbare, spezifische Nennzugkraft

Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]	Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]	Antriebsdrehzahl n_1 [1/min]	Spez. Nennzugkraft $F_{N \text{ spez}}$ [N/mm]
0	3,600	1200	2,478	3600	1,814
20	3,555	1300	2,433	3800	1,779
40	3,513	1400	2,391	4000	1,746
60	3,473	1500	2,351	4500	1,670
80	3,435	1600	2,314	5000	1,601
100	3,399	1700	2,278	5500	1,538
200	3,243	1800	2,244	6000	1,481
300	3,116	1900	2,212	6500	1,427
400	3,009	2000	2,181	7000	1,378
500	2,916	2200	2,123	7500	1,332
600	2,834	2400	2,070	8000	1,289
700	2,761	2600	2,020	8500	1,248
800	2,694	2800	1,973	9000	1,210
900	2,634	3000	1,930	9500	1,173
1000	2,578	3200	1,889	10000	1,139
1100	2,526	3400	1,850	$v_{\max} = 80 \text{ m/s}$	

Nennzugkraft F_N

$$F_N = F_{N \text{ spez}} \cdot z_{eB} \cdot b \quad [\text{N}]$$

$F_{N \text{ spez}}$ Je Zahn übertragbare, spezifische Nennzugkraft [N/mm]

z_{eB} Eingreifende Zähnezahzahl an der Antriebscheibe, begrenzt auf $z_{eB \text{ max}}$

$z_{eB \text{ max}}$ ALPHA LINEAR: 12, ALPHA V: 6

b Riemenbreite [mm]

Nennmoment M_N

$$M_N = F_N \cdot d_{w1} / (2 \cdot 10^3) \quad [\text{Nm}]$$

$$d_{w1} = z_1 \cdot t / \pi \quad [\text{mm}]$$

d_{w1} Wirk-Ø, Antriebscheibe [mm]

z_1 Zähnezahzahl, Antriebscheibe

t Zahnteilung [mm]

Nennleistung P_N

$$P_N = F_N \cdot z_1 \cdot t \cdot n_1 / (6 \cdot 10^7) \quad [\text{kW}]$$

n_1 Antriebsdrehzahl [1/min]

Cord-Zugkraft, Mindestlänge, Riemengewicht

Riemenbreite ¹ b [mm]	10	16	20	25	32	50	75	100
F_{Br} [N], ALPHA LINEAR	2560	3680	5120	6240	8240	13960	21920	29920
F_{zul} [N] ² , ALPHA LINEAR, $\epsilon_{zul}=0,47\%$	640	920	1280	1560	2060	3490	5480	7480
F_{zul} [N] ² , ALPHA V / kurze Verbindung	320	460	640	780/390 ³	1030/515 ³	1745/875 ³	2740	3740
Mindestlänge / kurze Verbindung [mm]	700	700	700	700/400 ³	700/400 ³	700/400 ³	900	900
Metergewicht [kg/m]	0,033	0,053	0,066	0,083	0,106	0,165	0,248	0,330

¹ Kleinere und Zwischenbreiten möglich ² Zulässige Zugkraft $F_{zul} = 25\% / 12,5\%$ (ALPHA LINEAR / V) der Bruchkraft F_{Br} der Corde ³ Kurze Verbindung ab 400 mm, zulässige Zugkraft $F_{zul} = 50\%$ einer Standard-Verbindung $c_{spez} = F_{zul} / \epsilon_{zul}$ [N]

Zahnscheiben, Innen- und Außenrollen, Klemmplatten



Mindestzähnezahzahl der Scheiben:

Mindestwirkdurchmesser der Scheiben:

Mindestzähnezahzahl im Eingriff je Klemmplatte:

Mindest-Ø einer glatten Innenrolle:

Minstdurchmesser einer glatten Außenrolle:

$$z_{\min} = 15$$

$$d_{w \min} = 23,87 \text{ mm}$$

$$z_{CP \min} = 6$$

$$d_{\min} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 60 \text{ mm}$$

Wir beraten Sie gerne über die Produkteigenschaften und -anpassungen bei besonderen Anforderungen. Beachten Sie die Hinweise in den OPTIBELT Dokumentationen. © OPTIBELT GmbH 03/2014, Irrtümer und technische Änderungen vorbehalten

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.1 BESCHICHTUNG POLYAMIDGEWEBE



Alle Produktgruppen endloser oder endlos verbundener Riemen können zu Förderzwecken eingesetzt werden. Anwendungsbeispiele sind: Parallel- bzw. Synchronförderer, Schrägförderer, Stauförderer, Vakuumförderer, Abzugseinheit, Vereinzeler bzw. Werkstückpositionierer.

Die entsprechend den Anforderungen gewählten Grundriemen können bei Bedarf, an die jeweilige Transportaufgabe angepasst, mit Beschichtungen und/oder Nocken versehen werden. Der bei den einzelnen Beschichtungen genannte Preisindex A für preisgünstig bis E für hochpreisig bezieht sich auf die kleinste und größte Standardstärke der Beschichtung.

Der Grundriemen, die Beschichtung und die Nocke können maßlich und geometrisch durch mechanische Bearbeitung auch in Kombination zusätzlich angepasst werden. Diese nachträglich bearbeiteten Spezialriemen erhalten ergänzend zum Produktgruppennamen die Zusatzbezeichnung „Special“. Beispielsweise ändert sich der Produktgruppenname eines endlos verschweißten optibelt ALPHA V Polyurethan-Zahnriemens mit nachträglich aufgebrachtter Beschichtung in optibelt ALPHA V SPECIAL.

Ebene Beschichtungen fördern das Transportgut reib- bzw. kraftschlüssig. Nocken wirken formschlüssig. Alternativ zu Nocken können sowohl stark strukturierte Beschichtungen als auch nachträglich in ebene Beschichtungen eingebrachte Konturen formschlüssig fördern. Trotz vielfacher Erfahrungen und Normungen obliegt dem Anwender die Überprüfung jedes einzelnen Förderantriebs auf Eignung.

6.1 Beschichtung Polyamidgewebe

Polyamidgewebe auf der Verzahnung (PAZ)

Transportstrecken über mittlere bis große Distanzen und/oder hohe Transportmassen erfordern zusätzliche Stützschiene zur Abstützung und Führung des Riemens. Hier ist die geeignete Werkstoffpaarung zu beachten. Es können z. B. Riemen mit Polyamidgewebe auf der Verzahnung (PAZ) eingesetzt werden, um den Reibkoeffizienten zwischen Zahnriemen und Stützschiene zu verringern. Polyamidgewebe wirkt zudem verschleißmindernd beim Lauf des Riemens auf Stützschiene. Polyamidgewebe auf der Verzahnung kann Teil des Grundriemens sein und kann nur in den Fertigungsprozessen von optibelt ALPHA LINEAR und ALPHA FLEX aufgebracht werden. Zahnriemen können nicht nachträglich auf der Verzahnung mit einem Polyamidgewebe versehen werden, wohl aber auf glatten Flächen zahnseitig z. B. in nachträglich eingebrachten Längsnuten.

Polyamidgewebe auf dem Rücken (PAR)

Das häufig verwendete Polyamidgewebe wird rückenseitig (PAR) zur Reduzierung des Reibwertes zwischen Riemen und Transportgut besonders bei Stauförderern und starker Relativbewegung bei mittleren bis schweren Massen eingesetzt.

Abbildung 6.1.1 zeigt einen Stauförderer mit PAR und PAZ, bei dem im vorderen Bereich einzelne Kisten übernommen und transportiert werden. Im hinteren Bereich werden die Kisten gestaut. Die Reibungswärme zwischen aufgestautem Transportgut und dem sich weiterbewegenden Riemen wird durch das rückenseitige PA-Gewebe reduziert. Das PA-Gewebe auf der Verzahnung verringert die Reibung zwischen Stützschiene und Förderriemen unterhalb der Transportstücke. Der Verschleiß des Riemens wird zusätzlich durch die hohe Abriebfestigkeit reduziert.

Polyamidgewebe ist bei Relativbewegung nicht abfärbend und besitzt eine mittlere Schnittfestigkeit. Bereits bei der Produktion der Polyurethan-Zahnriemen optibelt ALPHA LINEAR kann rückenseitig Polyamidgewebe mit aufgebracht werden. Dieses Verfahren ist kostengünstiger als eine nachträgliche rückenseitige Beschichtung. Bei den Zahnriemen optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX kann rückenseitiges Polyamidgewebe nur nachträglich aufgebracht werden.

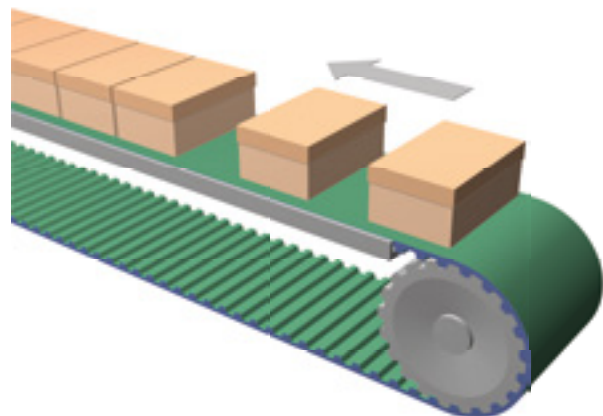
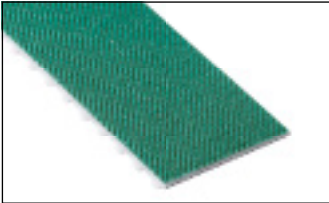


Abbildung 6.1.1: Stauförderer mit PAZ / PAR und Stützschiene

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.1 BESCHICHTUNG POLYAMIDGEWEBE

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit
	PA-Gewebe, grün, Polyamid s -* 0,5** Ø -* 25**	Dichte keine Angabe	-20 °C ... + 100 °C
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

- * PAR und/oder PAZ wird bei der Fertigung der Grundriemen direkt mit aufgebracht; das PA-Gewebe liegt dadurch innerhalb der Riemenkontur und baut somit weder zahn- noch rückenseitig auf; es gelten die je Profil angegebenen Mindestscheibendurchmesser. PAZ/PAR in Standardausführung: keine EU-Lebensmittelkonformität / FDA
PAZ: zahnseitig bei Transportriemen mit Stützschiene sowie Abzugsbändern mit Andruckschiene; Polyethylen-Stützschiene werden dabei nur für geringe und mittlere Lasten empfohlen; bei höheren Lasten wird Stahl empfohlen.
PAR: rückenseitig bei Stauförderern; bei Relativbewegung: geeignet für glatte Transportgutoberflächen; weniger geeignet für strukturierte bzw. profilierte Transportgutoberflächen
- ** PAR nachträglich: bei Bedarf späteres Aufbringen möglich
Die Öl-, Fett- und allgemeine Chemikalienbeständigkeit entspricht ungefähr der des thermoplastischen Grundmaterials; Richtwerte zu Reibkoeffizienten siehe Tabelle 6.1.1; Preisindex: *A, ** D

	PA-Gewebe, anti-statisch, anthrazit s -* 0,5** Ø -* 25**	Dichte keine Angabe	-20 °C ... + 100 °C
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

- */** siehe PA-Gewebe, grün; zu *: Zahnriemen nur in Ausführung PAZ / PAR mit antistatischen Eigenschaften nach Norm 9563; standardmäßig für das Profil T5 mit Gesamtstärke 2,55 mm; keine EU-Lebensmittelkonformität / FDA; Preisindex: C

Die nebenstehende Tabelle 6.1.1 gibt Richtwerte zu Reibkoeffizienten an. Je nach Anteil der Haft- bzw. Gleitreibung an der Belastung ist der entsprechende Reibkoeffizient zu berücksichtigen. Die Reibkoeffizienten gelten für neue Riemen, trockene Betriebsbedingungen und können in Abhängigkeit von der Riemengeschwindigkeit und der damit verbundenen Wärmeentwicklung, der Wärmeabfuhr und der Oberflächenbeschaffenheit des Reibpartners abweichen. Die angegebenen Ober- und Untergrenzen des Gleitreibungskoeffizienten beziehen sich auf Riemengeschwindigkeiten von 0,1 bis 1,0 m/s.

Je nach Verschmutzung, Verschleißgrad bzw. besonderen Umwelteinflüssen muss mit erheblichen Abweichungen von den Richtwerten gerechnet werden.

Tabelle 6.1.1: Richtwerte zu Reibkoeffizienten

Reibpartner	Richtwerte zu Reibkoeffizienten			
	Polyurethan		Polyamidgewebe	
	Haftreibung μ_0	Gleitreibung μ	Haftreibung μ_0	Gleitreibung μ
Stahl	0,7	0,4 ... 0,7	0,5	0,2 ... 0,5
Aluminium	0,6	0,4 ... 0,6	0,4	0,2 ... 0,4
Polyethylen	0,5	0,3 ... 0,5	0,3	0,2 ... 0,3
Glas, glatt	1,0	0,7* ... 1,0*	0,5	0,3 ... 0,5
Holz, in Faserrichtung	0,6	0,4 ... 0,6	0,4	0,2 ... 0,4

- * Bei überwiegendem Gleiten wird Polyamidgewebe empfohlen.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

6.2 Beschichtungen nachträglich aufgebracht

In diesem Unterkapitel werden u. a. folgende Themen behandelt:

- Beschichtungsmaterial Polyurethan (PU)
- Beschichtungsmaterial Gummi
- Beschichtungsmaterial Polyvinylchlorid (PVC)
- Beschichtungen für besondere Anforderungen

Sonderstellungen besitzen die Beschichtungen T2, PU-Längsrille grob, PU-Smart und APL plus, die in einem zweiten Fertigungsschritt aufextrudiert werden bzw. wie bei PA-Gewebe mit einlaufen und damit Teil des Grundriemens sind. Diese und die Variante „verstärkter Rücken“ aus den Produktgruppen optibelt ALPHA LINEAR / V ohne die Zusatzbezeichnung „Special“ werden ebenfalls in diesem Unterkapitel beschrieben. Der in einem Stück mit der Beschichtung gegossene optibelt ALPHA SRP wird in Unterkapitel 6.3 behandelt.

Rückenseitige Beschichtungen verleihen Polyurethan-Zahnriemen und anderen Antriebsriemen aus dem Optibelt-Sortiment, wie z. B. Keilriemen, Rippenbändern oder Chloropren-Zahnriemen, besondere Eigenschaften und erschließen diesen damit ein weites Anwendungsgebiet in der Fördertechnik. Wesentliche Aufgabe von rückenseitigen Beschichtungen ist die Erhöhung bzw. Verminderung der Reibung zwischen Riemenrücken und Transportgut. Eine zusätzliche Aufgabe der Beschichtung kann darin bestehen, den Riemenrücken vor Verschleiß und Beschädigung zu schützen, um die Förderfunktion langfristig sicherzustellen.

Darüber hinaus können weitere Beschichtungseigenschaften genutzt werden:

- besondere chemische Beständigkeit, z. B. bei Anwendung in der Lebensmittelindustrie
- hohe Abriebfestigkeit, z. B. bei Stauförderern
- hohe Temperaturbeständigkeit, z. B. beim Transport wärmebehandelter Teile
- gute Schnittfestigkeit, z. B. bei scharfkantigem Transportgut
- antihaftend, z. B. bei Kontakt mit Klebern
- antistatisch, z. B. beim Transport von elektronischen Bauteilen
- Dämpfung von Stößen, z. B. beim Aufsetzen empfindlicher Güter

Die beschriebenen Eigenschaften beruhen z. T. auf langjährigen Erfahrungen in der Anwendungstechnik. Die nachstehend aufgeführten Angaben können sich durch vielfältige Einflüsse wesentlich verändern und stellen lediglich Empfehlungen dar, die einer Eignungsprüfung durch den Anwender bedürfen.

Eigenschaften und Konstruktionshilfen

Mitnahme und Reibung

Durch Temperatureinflüsse verändert sich der Reibkoeffizient. Bei Erwärmung steigt der Wert, und bei tiefen Temperaturen verringert sich der Reibkoeffizient. Berühren sich glatte, ebene und saubere Oberflächen, kann es zu Adhäsion bzw. Anhaften kommen. Die üblichen Reibkoeffizienten werden dann deutlich übertroffen. Mit zunehmender Alterung der Beschichtung ist zu erwarten, dass der Reibkoeffizient abnimmt. Gleiches gilt bei Verschmutzung und/oder Verschleiß.

Beständigkeiten

Chemische Beständigkeiten und physikalische Eigenschaften sind abhängig vom Ausgangsmaterial der Beschichtung, siehe folgende Tabellen. Je nach Anwendung muss auch der Grundriemen in diese Betrachtung miteinbezogen werden. So ist z. B. beim Einsatz in der Lebensmittelindustrie nicht der gesamte beschichtete optibelt ALPHA V SPECIAL Zahnriemen EU-lebensmittelkonform / FDA, auch wenn das Polyurethan als Ausgangsmaterial für den Riemen und/oder die Beschichtung jeweils EU-lebensmittelkonform / FDA ist. Auf die EU-Lebensmittelkonformität / FDA des Beschichtungsgrundmaterials wird jeweils gesondert hingewiesen.

Bei der Bewertung der Umgebungstemperatur muss die Temperaturbeständigkeit des Grundriemens, des möglicherweise verwendeten Klebers und der Beschichtung beachtet werden.

Bei heißem Transportgut über 80 °C – dies entspricht der Temperaturbeständigkeit von Polyurethan – ist die Dauer der Berührung in Abhängigkeit von der Transportmasse und der Beschichtungsstärke zu betrachten. Auch Abkühlphasen sind in die Betrachtung einzubeziehen. Wird zum Aufbringen der Beschichtung ein Kleber verwendet, so sollte die Wärme, die vom Transportgut über die Beschichtung bis zum Kleber übertragen wird bzw. vordringt, eine Temperatur von ca. 90 °C nicht dauerhaft überschreiten.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

Mindestscheibendurchmesser

Die Mindestscheibendurchmesser innen liegender Scheiben für die Beschichtungsmaterialien und -stärken – nicht des jeweiligen Grundriemens – können den folgenden tabellarischen Beschreibungen der Beschichtungen entnommen werden. Diese sollten nicht unterschritten werden, um Beschichtungsablösungen, -querrisse und sich öffnende Stoßstellen zu vermeiden. Zunehmende Scheibendurchmesser reduzieren die Beanspruchung der Beschichtung in der Umlenkung wesentlich.

Werden abweichende Beschichtungsstärken zu den in den Übersichten aufgeführten Standardstärken s benötigt, kann die folgende Formel zur überschlägigen Bestimmung der Mindestscheibendurchmesser $d_{s \min}$ als Richtwert herangezogen werden.

$$d_{s \min} \geq 20 \cdot s \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } s [\text{mm}]$$

$$d_{s \min} \geq d_w (z_{\min}) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}]$$

Für die Festlegung der Antriebsgeometrie müssen auch die Mindestscheibenzähnezahl $z_{\min}$ und der entsprechende Wirkdurchmesser d_w abhängig von Profil und technischer Ausführung des jeweiligen Grundriemens einbezogen werden. Diese sind in den Technischen Datenblättern der Grundriemen definiert.

Müssen rückenseitige Umlenk- bzw. Spannrollen verwendet werden, sollten möglichst harte Beschichtungen größer/gleich 85 Shore A verwendet werden. Der gewählte Mindestscheibendurchmesser der außen liegenden Rolle sollte mindestens 50 % über dem Richtwert für den Mindestscheibendurchmesser $d_{s \min}$ liegen. Auch hier muss der Mindestscheibendurchmesser $d_{\min}$ des Grundriemens zusätzlich beachtet werden. Weichere Materialien, Schäume, strukturierte und profilierte Beschichtungen sind für einen Betrieb mit Rückenrollen eher nicht geeignet, da diese überbeansprucht werden können und im Transportriemen einen unkontrollierten Vorspannungsabfall verursachen können.

Beschichtungsstärke, Toleranzen

Die Auswahl der Beschichtungsstärke kann von folgenden Anforderungen abhängen:

- Besondere Umweltbedingung wie z. B. Staubeinwirkung kann profilierte bzw. strukturierte Beschichtungen erfordern, die in der Stärke festgelegt sind
- Verschleißstärke bei Abrieb z. B. durch Relativbewegung
- Stoßdämpfung beim Aufsetzen des Transportgutes
- Höhenausgleich für Transportgutübernahme und -übergabe
- Toleranzausgleich der Transportguthöhe
- Nuten- und Taschenhöhe
- Überstand der Bordscheiben und der Stützschiene-Führungswangen
- Scheibendurchmesser
- Materialkosten der Beschichtung

Für die Bewertung des möglichen Überstandes der Beschichtung über die Bordscheibe werden der Außendurchmesser der Zahnscheibe, die Riemensteghöhe und die gewählte Beschichtungsstärke berücksichtigt. Für die Bewertung des möglichen Überstandes der Beschichtung über die Stützschiene-Wange wird die Gesamthöhe des Förderriemens, bestehend aus Riemenhöhe und Beschichtungsstärke, betrachtet.

Die Stärken- und Ebenheitstoleranzen der unterschiedlichen Beschichtungen und damit verbunden auch die des Förderriemens können teils erheblich variieren. Die Toleranzen der Gesamthöhe und der Ebenheit können durch nachträgliches Schleifen des Förderriemens verringert werden. Die untergeordneten Einzeltoleranzen von Grundriemenhöhe und Beschichtungsstärke werden mit der Angabe der Gesamthöhentoleranz aufgehoben. Details siehe Unterkapitel 6.6.

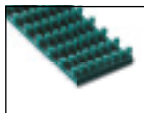
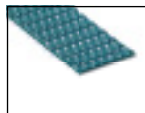
6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

Vorauswahl zu Beschichtungen Polyurethan (PU), Gummi und Polyvinylchlorid (PVC)

Tabelle 6.2.1: Vorauswahl der Beschichtungsbeschaffenheit abhängig von Transportgut und -bedingungen

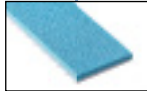
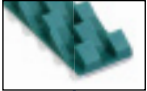
Transportgutbeschaffenheiten			
empfohlen	möglich	nicht empfohlen	
Niedriges, mittleres, hohes Gewicht	Niedriges, mittleres, hohes Gewicht	Niedriges, mittleres, hohes Gewicht	Niedriges, mittleres, hohes Gewicht
Glatte, strukturierte, profilierte Fläche	Glatte, strukturierte, profilierte Fläche	Glatte, strukturierte, profilierte Fläche	Glatte, strukturierte, profilierte Fläche
Trocken, nass, staubig	Trocken, nass, staubig	Trocken, nass, staubig	Trocken, nass, staubig
Stoßempfindlich, widerstandsfähig	Stoßempfindlich, widerstandsfähig	Stoßempfindlich, widerstandsfähig	Stoßempfindlich, widerstandsfähig
Transportgut			
↕ ↕ ↕ ↕			
Beschichtung			
Schaum	Profiliert oder strukturiert	Glatt oder leicht strukturiert	
Porol, Zellkautschuk Sylomer, Polyurethan	Supergrip, PVC Minigrip, PVC	Linatex, Gummi PVC petrol	PU-Folie Polythan, PU
 	 	 	 
Weiche, feinporige Oberfläche	Mittlere Härte, profiliert oder strukturiert	Mittlere Härte, leicht strukturiert oder glatt	Hohe Härte, glatte Oberfläche
↓ ≈ 300 kg/m³ ↑	↓ ≈ 50 Shore A ↑	↓ ≈ 50 Shore A ↑	↓ ≈ 80 Shore A ↑
Bei Relativbewegung hoher Abrieb	Bei Relativbewegung hoher Abrieb	Bei Relativbewegung mittlerer Abrieb	Bei Relativbewegung geringer Abrieb
Beschichtung			

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

Tabelle 6.2.2: Material- und Oberflächenbeschaffenheiten von Beschichtungen

Schaum	Profiliert oder strukturiert	Glatt oder leicht strukturiert	Schaum Profiliert Glatt
Polyurethan (PU)			  
– Sylomer R (s. Abb.) – Sylomer L – Celloflex – Sylomer M – PU-Smart – PU 06	– PU-Längsrille (s. Abb.) – Spitzkegel, FDA – PU-Längsrille fein – PU-Spikeprofil, FDA	– PU-Folie 65 Shore A – Polythan D15 – Polythan D44 – PU-Folie blau, FDA – PU-Folie 85 Shore A – T2 (s. Abb.) – PU-Folie 92 Shore A – Verstärkter Rücken	
Gummi			  
– EPDM – Porol (s. Abb.)	– Supergrip schwarz (s. Abb.) – Supergrip blau	– RP 400 (s. Abb.) – Linatex – Linaplust FGL, FDA – Correx beige – NG rot – Linatril – Elastomer grün	
Polyvinylchlorid (PVC)			  
– PVC-Haifischzahn (s. Abb.) – PVC-Längsrille – Supergrip petrol – Supergrip grün – PVC-Noppen, FDA – Minigrip petrol – Minigrip grün – Pebbles-Rundkegel, FDA – Supergrip weiß, FDA (s. Abb.) – PVC-Fischgrät, FDA – PVC-Sägezahn, FDA – PVC-Dreieckprofil, FDA		– PVC-Folie grün – PVC-Folie blau, FDA – PVC-Folie weiß, FDA – APL plus – PVC-Folie petrol (s. Abb.)	
Besondere/PA-Gewebe			  
– PTFE (s. Abb.) – TT60 – Paraflex – Chromleder (s. Abb.) – Viton – PA-Gewebe (s. Abb.) – PA-Gewebe antist.			

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYURETHAN (PU)

Beschichtungsmaterial Polyurethan (PU)

Glatte Polyurethan-Beschichtungen werden hauptsächlich als Verschleißschutz eingesetzt, da diese im Vergleich zu anderen Beschichtungsmaterialien die höchste Schnittfestigkeit und größte Abriebfestigkeit besitzen. Der Reibkoeffizient verändert sich im Verhältnis zu einem Polyurethan-Grundriemen nicht oder nur geringfügig. Auf optibelt ALPHA LINEAR / V und ALPHA FLEX können Polyurethan-Folien neben dem Fertigungsverfahren Kleben auch aufgeschweißt werden. Zudem können auf optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemen Polyurethan-Folien aufextrudiert werden.

Die profilierte Polyurethan-Folie PU-Längsrille verhindert ein Anhaften glatter Transportgüter, z. B. Flachglas, insbesondere bei Feuchtigkeit durch Linienauflage.

Polyurethan-Schäume mit geringer Dichte werden primär zur Dämpfung von Stößen beim Bestücken mit empfindlichen Teilen eingesetzt. Geschäumte Polyurethan-Beschichtungen mit hoher Dichte können sehr gut mechanisch bearbeitet werden, um z. B. Taschen zur Fixierung des Fördergutes zu realisieren. Durch die offenporige Struktur besitzen weiche Polyurethan-Schäume eine geringe Abriebfestigkeit.

Tabelle 6.2.3: Polyurethan-Beschichtungen, bekannte Eigenschaften und Einsatzgebiete

PU	Physikalische und chemische Eigenschaften	Gummi	PVC
+/-*	Polyurethan-Elastomer besitzt eine mittlere Mitnahmefähigkeit; * hohe Mitnahme durch Adhäsion bei glatten, sauberen Reibpartnern	++	+
++	PU-Schäume für leichte, stoßempfindliche Teile; profilierte und glatte PU-Oberflächen für niedrige bis schwere Transportgewichte	+	+
+/-	Die Temperaturbeständigkeit umfasst keine tiefen bzw. höheren Temperaturen und entspricht den Polyurethan-Zahnriemen	++	+
++	Polyurethan-Elastomer ist bei Relativbewegungen nicht abfärbend; glattes PU besitzt eine hohe Abrieb- und sehr gute Schnittfestigkeit	+/-	+
++	Die Öl-, Fett- und allgemeine Chemikalienbeständigkeit ist im Vergleich am höchsten; mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA für die Lebensmittelindustrie geeignet	+/-	++
Einsatzgebiete	Verschleiß- und Schnittschutz mit glatter Polyurethan-Beschichtung; Transport- oder Abzugsbänder in allen Bereichen der Fördertechnik; mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA für die Lebensmittelindustrie geeignet		

++ hervorragend bis sehr gut, + gut, +/- befriedigend bis ausreichend, – mangelhaft bis ungenügend

Schaum	Profiliert oder strukturiert	Glatt oder leicht strukturiert
z. B. PU-Smart	z. B. PU-Längsrille	z. B. T2
		

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYURETHAN (PU)

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Schaum

	Sylomer R, blau, PU-Schaum	$\approx 220 \text{ kg/m}^3$	$-30^\circ\text{C} \dots +70^\circ\text{C}$
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

Härte: ≈ 10 Shore A; dynamisch hochbelastbar; Transport leichter, empfindlicher Teile; Abzugsbänder mit geringer Belastung z. B. in Papier-, Textilindustrie; für Oberdruckriemen; Preisindex: C, D

	Sylomer L, grün, PU-Schaum	$\approx 300 \text{ kg/m}^3$	$-30^\circ\text{C} \dots +70^\circ\text{C}$
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

Härte: ≈ 15 Shore A; weit verbreitet; Anwendung wie Sylomer R, blau, jedoch höhere Härte; Preisindex: D

	Celloflex, beige, mikrozelliges PU	$\approx 350 \text{ kg/m}^3$	$-30^\circ\text{C} \dots +60^\circ\text{C}$
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

Weit verbreitet; auch Schaumvulkollan genannt; für Schaum mittlerer Härte sehr hohe dynamische Belastbarkeit und gute Abriebfestigkeit; z. B. für Folien, Textilien und Verpackungen; Preisindex: B - D

	Sylomer M, braun, PU-Schaum	$\approx 400 \text{ kg/m}^3$	$-30^\circ\text{C} \dots +70^\circ\text{C}$
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

Härte: ≈ 22 Shore A; Anwendung wie Sylomer R, blau, jedoch höhere Härte als Sylomer L, grün; Preisindex: D, E

	PU-Smart, feinporiges PU	$\approx 50 \text{ Shore A}$	$-10^\circ\text{C} \dots +60^\circ\text{C}$
		Mitnahme	Abriebfestigkeit

Einsatzgebiete wie PU 06, jedoch preisgünstiger; leicht reduzierte Abriebfestigkeit im Vergleich zu PU 06; im Gegensatz zu PU 06 kann diese Beschichtung als Standard mit 3 mm Stärke direkt auf den optibelt ALPHA LINEAR AT10 extrudiert werden; weitere Profile auf Anfrage; Verschweißung zu ALPHA V zusammen mit der Beschichtung und somit ohne Stoß auch bei großen Längen; kann alternativ auch nachträglich mit Stoßstelle aufgebracht werden; z. B. in Papier- und Glasindustrie; gute mechanische Bearbeitbarkeit, z. B. Einfäsen von Taschen für Vakuumtransport; Preisindex: C - E

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYURETHAN (PU)

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Schaum

	PU 06, gelb, feinporiges PU	↓ ≈ 55 Shore A ↑	↓ - 10°C ... + 60°C ↑														
	<table><tr><td>s</td><td>2,0</td><td>3,0</td><td>5,0</td><td>6,0</td><td>8,0</td><td>10,0</td></tr><tr><td>Ø</td><td>60</td><td>70</td><td>100</td><td>120</td><td>160</td><td>200</td></tr></table>	s	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0	10,0	Ø	60	70	100	120	160	200	↓ Mitnahme ↑	↓ Abriebfestigkeit ↑
s	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0	10,0											
Ø	60	70	100	120	160	200											

Weit verbreitet; für einen Schaum hohe Abriebfestigkeit; z. B. in Papier- und Glasindustrie; gute mechanische Bearbeitbarkeit, z. B. Einfäsen von Taschen für Vakuumtransport; alternativ ohne Stoßstelle im Sprühverfahren bei kleinen und mittleren Längen; Preisindex: D, E

Profiliert oder strukturiert

	PU-Längsrille, transparent, PU <table><tr><td>s</td><td>2,0</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>60</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,0						Ø	60						<table><tr><td>↓</td><td colspan="10">≈ 65 Shore A</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td colspan="10"></td><td></td></tr></table> <table><tr><td>↓</td><td colspan="10">Mitnahme</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td colspan="10"></td><td></td></tr></table>	↓	≈ 65 Shore A										↑													↓	Mitnahme										↑													<table><tr><td>↓</td><td colspan="10">-20 °C ... + 60 °C</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td colspan="10"></td><td></td></tr></table> <table><tr><td>↓</td><td colspan="10">Abriebfestigkeit</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td colspan="10"></td><td></td></tr></table>	↓	-20 °C ... + 60 °C										↑													↓	Abriebfestigkeit										↑												
s	2,0																																																																																																																
Ø	60																																																																																																																
↓	≈ 65 Shore A										↑																																																																																																						
																																																																																																																	
↓	Mitnahme										↑																																																																																																						
																																																																																																																	
↓	-20 °C ... + 60 °C										↑																																																																																																						
																																																																																																																	
↓	Abriebfestigkeit										↑																																																																																																						
																																																																																																																	

Keilförmige Rippen mit leicht balligem Abschluss, Teilung ca. 2,3 mm; vermindertes Anhaften von glattem und trockenem Transportgut, z. B. Flachglas; Abfließen von Flüssigkeiten möglich; Preisindex: C

	Spitzkegel, blau, Polyurethan (FDA) <table><tr><td>s</td><td>2,5</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>30</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,5					Ø	30					↓ ≈ 65 Shore A ↑ ↓ Mitnahme ↑	↓ -20 °C ... + 60 °C ↑ ↓ Abriebfestigkeit ↑
s	2,5														
Ø	30														

EU-Lebensmittelkonformität / FDA; z. B. Transport gefrorener Lebensmittel; bei schmalen Riemen nur einreihige Spitz-Profile; Reihenabstand ca. 8,5 mm; Kegelhöhe ca. 2 mm; Kegel-Ø ca. 3,5 mm; Ausführungsvariante in Farbe Weiß; Preisindex: E

	PU-Längsrille fein, transparent, PU <table><tr><td>s</td><td>3,5</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>70</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	3,5						Ø	70						<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">≈ 85 Shore A</td><td>↑</td></tr><tr><td>↓</td><td colspan="6"> </td><td>↑</td></tr></table>	↓	≈ 85 Shore A						↑	↓							↑	<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">- 10°C ... + 70°C</td><td>↑</td></tr><tr><td>↓</td><td colspan="6"> </td><td>↑</td></tr></table>	↓	- 10°C ... + 70°C						↑	↓							↑
s	3,5																																																
Ø	70																																																
↓	≈ 85 Shore A						↑																																										
↓							↑																																										
↓	- 10°C ... + 70°C						↑																																										
↓							↑																																										

Keilförmige Rippen mit trapezförmigem Abschluss, Teilung ca. 2 mm; vermindertes Anhaften von glattem und trockenem Transportgut, z. B. Flachglas; Abfließen von Flüssigkeiten möglich; im Gegensatz zur PU-Längsrille 65 Shore A wird diese Beschichtung als Standard direkt auf den optibelt ALPHA LINEAR extrudiert; Verschweißung zu ALPHA V zusammen mit der Beschichtung ohne Stoßstelle; durchgängig adhäsiv; Profile und weitere Härten auf Anfrage; Preisindex: A

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYURETHAN (PU)

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Profiliert oder strukturiert



PU-Spikeprofil, beige, PU (FDA)

s	5,3				
Ø	60				

↓	≈ 95 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-20 °C ... +60 °C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

EU-Lebensmittelkonformität / FDA; z. B. Transport gefrorener Lebensmittel; bei schmalen Riemen nur einreihige Spitz-Profile; Reihenabstand ca. 15 mm; spitzer, bauchiger Kegel; Kegelhöhe ca. 4,0 mm; Kegel-Ø ca. 3,3 mm; Gesamthöhe 5,3 mm; Preisindex: E

Glatt oder leicht strukturiert



PU-Folie 65 Shore A, transparent, PU

s	2,0	3,0	4,0		
Ø	60	80	100		

↓	≈ 65 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-20 °C ... +60 °C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

Sehr adhäsiv bei glatten, trockenen Oberflächen; z. B. Transport von Glas; durch mögliches Schüsseln weniger empfohlen bei leichtem Transportgut wie Folien, siehe PU-Folie 85 Shore A; Preisindex: D



Polythan D15, transparent/gelblich, PU

s	2,0	3,0	5,0		
Ø	60	80	120		

↓	≈ 70 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-15 °C ... +70 °C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

Auch Festvulkollan genannt; bei vergleichsweise geringer Härte und hoher dynamischer Belastbarkeit hohe Abriebfestigkeit und hohe Weiterreißfestigkeit; z. B. als Abzugsriemen; Preisindex: C - E



Polythan D44, transparent/bräunlich, PU

s	2,0	3,0	5,0		
Ø	60	80	120		

↓	≈ 72 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-10 °C ... +60 °C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

Eigenschaften ähnlich Polythan D15, jedoch mit geringerer Weiterreißfestigkeit; Preisindex: A - D



PU-Folie blau, Polyurethan (FDA)

s	2,0	3,0			
Ø	60	80			

↓	≈ 85 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-10 °C ... +70 °C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

PU-Grundmaterial mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA; Einsatz auch in der Pharmaindustrie; verklebbar und im Gegensatz zu PVC aufschweißbar; im Vergleich zu anderen glatten FDA-Materialien große Härte und Abriebfestigkeit; Preisindex: C, D

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



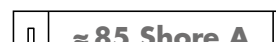
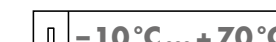
6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYURETHAN (PU)

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Glatt oder leicht strukturiert

	PU-Folie 85 Shore A, transparent, PU <table><tr><td>s</td><td>2,0</td><td>3,0</td><td>4,0</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>60</td><td>80</td><td>100</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,0	3,0	4,0				Ø	60	80	100				 ≈ 85 Shore A	 -10°C...+70°C
s	2,0	3,0	4,0														
Ø	60	80	100														
		 Mitnahme	 Abriebfestigkeit														

Weit verbreitet; besonders geeignet für schwere, scharfkantige Transportgüter z. B. in der Blech- und Glasverarbeitung; etwas weniger adhäsiv als PU-Folie 65 Shore A; siehe auch T2; Preisindex: C, D

	T2, transparent, PU <table><tr><td>s</td><td>2,0 (T/AT10, H)</td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>60</td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,0 (T/AT10, H)			Ø	60			 ≈ 85 Shore A  Mitnahme	 -10°C...+70°C  Abriebfestigkeit
s	2,0 (T/AT10, H)										
Ø	60										

T2: 2 mm Höhe, 85 Shore A; im Gegensatz zur PU-Folie 85 Shore A wird diese Beschichtung als Standard direkt auf den optibelt ALPHA LINEAR T10, AT10 oder H extrudiert; Verschweißung zu ALPHA V zusammen mit der Beschichtung ohne Stoßstelle; durchgängig adhäsiv; weitere Profile, Höhen und Härten auf Anfrage; Preisindex: A

	PU-Folie 92 Shore A, weiß, Polyurethan <table><tr><td>s</td><td>2,0</td><td>3,0</td><td>4,0¹</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>80</td><td>100</td><td>120</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,0	3,0	4,0 ¹				Ø	80	100	120				↓ ≈ 92 Shore A ↑ ↓ Mitnahme ↑	↓ -20 °C ... + 70 °C ↑ ↓ Abriebfestigkeit ↑
s	2,0	3,0	4,0 ¹														
Ø	80	100	120														

Material wie optibelt ALPHA LINEAR / V; Anwendung wie PU-Folie 85 Shore A, jedoch mit geringerer Mitnahme und höherer Abriebfestigkeit; Preisindex: C, D

	Verstärkter Rücken, weiß, Polyurethan				
	s	1,3 (T/AT5)	2,5 (T/AT10)		
Ø	35	80			

Material wie optibelt ALPHA LINEAR / V; Anwendung wie PU-Folie 85 Shore A, jedoch mit geringerer Mitnahme und höherer Abriebfestigkeit; im Gegensatz zur PU-Folie 92 Shore A ist der verstärkte Rücken Teil des Grundriemens für die Profile T5 / AT5, s = 1,3 mm, T10 / AT10, s = 2,5 mm; Verschweißung zu ALPHA V ohne Stoßstelle, durchgängig adhäsiv; weitere Profile, Höhen und Härten sowie optibelt ALPHA FLEX auf Anfrage; Preisindex: A

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

Weitere Beschichtungsstärken und Polyurethan-Ausführungen auf Anfrage; Vorauswahl siehe Tabelle 6.2.1; Eigenschaften und Einsatzgebiete siehe Tabelle 6.2.3; Annahmen: „Mitnahme“ bei leicht strukturiertem Transportgut, „Abriebfestigkeit“ bei Relativbewegung; Preisindex: A (preisgünstig) bis E (hochpreisig), bezogen auf die kleinste und größte Standardstärke

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL GUMMI

Beschichtungsmaterial Gummi

Gummi-Beschichtungen erreichen im Vergleich zu anderen Beschichtungen gleicher Dichte bzw. Härte die höchsten Reibkoeffizienten bei Trockenheit und insbesondere auch bei Nässe. Dem steht in der Regel eine geringere Abriebfestigkeit gegenüber.

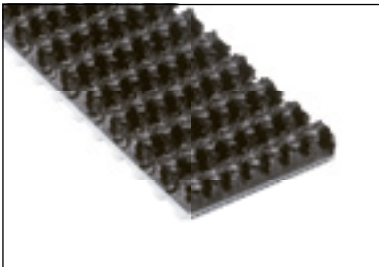
Je nach Materialzusammensetzung des Gummis können im Gegensatz zu anderen Beschichtungsmaterialien tiefe oder hohe Temperaturen abgedeckt werden. Der hochtemperaturbeständige Fluorkautschuk Viton wird im folgenden Unterkapitel „Beschichtungen für besondere Anforderungen“ aufgeführt. Die Materialzusammensetzung bestimmt wesentlich auch die Beständigkeit gegenüber Ölen, Fetten und anderen Chemikalien, die gleichwohl in Summe nicht die Beständigkeiten von Polyurethan und Polyvinylchlorid erreicht.

Die Gummi-Beschichtung Supergrip schwarz verbessert durch die Profilierung nochmals die schon gute Mitnahmefähigkeit für leichte Transportgüter. Dies gilt analog für die Gummi-Schäume, die insbesondere bei leichten, empfindlichen Transportgütern eingesetzt werden.

Tabelle 6.2.4: Gummi-Beschichtungen, Eigenschaften und Einsatzgebiete

Gummi	Physikalische und chemische Eigenschaften	PU	PVC
++	Gummi besitzt den im Vergleich höchsten Reibkoeffizienten bzw. die beste Mitnahmefähigkeit bei Trockenheit und Nässe	+/-	+
+	Schäume für leichte, stoßempfindliche Teile; profilierte bis glatte Gummi-Oberflächen für niedrige bis mittlere Transportgewichte	++	+
++	Im Gegensatz zu vielen anderen Beschichtungsmaterialien können tiefe oder hohe Temperaturen abgedeckt werden	+/-	+
+/-	Gummi ist bei Relativbewegungen meist leicht abfärbend; es besitzt eine mittlere Abrieb- und hohe Schnittfestigkeit	++	+
+/-	Die Öl-, Fett- und allgemeine Chemikalienbeständigkeit ist im Vergleich eher gering; verbessert bei NBR; eine Beschichtung EU-Lebensmittelkonform / FDA	++	++
Einsatzgebiete	Für alle Transportgüter, z. B. Holz, Kartontage, Metall, Glas, Baustoff etc., mit bis zu mittleren Anforderungen an die Sauberkeit und Streifenfreiheit der Oberflächen wegen des teils sichtbaren Abriebs; weniger bzw. nicht bei hohen Anforderungen an die Sauberkeit und chemische Beständigkeit und kaum in der Lebensmittelindustrie, Ausnahme: Linaplus FGL		

++ hervorragend bis sehr gut, + gut, +/- befriedigend bis ausreichend, – mangelhaft bis ungenügend

Schaum	Profiliert oder strukturiert	Glatt oder leicht strukturiert
z. B. Porol	z. B. Supergrip schwarz	z. B. Linatex
		

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL GUMMI

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Schaum



EPDM, schwarz, synthetisches Gummi

s	2 ¹	3 ¹	4 ¹	5 ¹	6 ¹
Ø	40	40	50	60	80

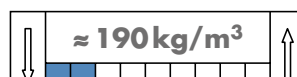


EPDM: Ethylen-Propylen-Terpolymere; Schaum; z. B. bei warmen Glas- oder Metallprodukten; verbesserte Chemikalien- und Alterungsbeständigkeit; verbesserte Abriebbeständigkeit; keine verbesserte Öl- und Fettbeständigkeit im Vergleich zu Naturkautschuk; Preisindex: C, D



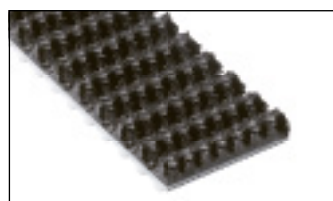
Porol, schwarz, Zellkautschuk

s	5	12	15		
Ø	60	150	200		



Weit verbreitet; geschlossenporig; z. B. für Textil- und Papierindustrie; zum Höhenausgleich zusammen mit einer weiteren, dünnen, elastischen Schutzbeschichtung wie Linatex; Preisindex: A - C

Profiliert oder strukturiert

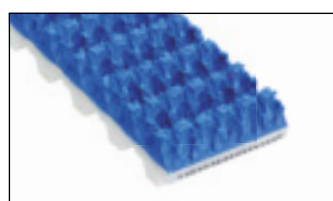


Supergrip schwarz, Gummi

s	3,0				
Ø	60				



Durch Profilierung kleiner Höhenausgleich, geringe Stoßdämpfung und kleine Relativbewegung möglich; verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit und Verschmutzung; z. B. Transport scharfkantiger Steine oder von Flachglas unter Hochvakuum, wo z. B. PVC schrumpfen kann; Preisindex: C



Supergrip blau, Nitrilkautschuk

s	3,0				
Ø	60				



Eigenschaften ähnlich Supergrip schwarz; verbesserte Temperatur-, Öl-, Fett- und Alterungsbeständigkeit jeweils im Vergleich zu Naturkautschuk; z. B. Transport von verpackten Lebensmitteln; Preisindex: E

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL GUMMI

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Glatt oder leicht strukturiert

	RP 400, gelb, Naturkautschuk								
	s	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0 ¹	10,0		
	Ø	40	60	100	130	180	220		

Feine Gewebestruktur; Eigenschaften ähnlich Linatex, jedoch höhere Abriebfestigkeit; Einsatz z. B. in Kabelabzugsanlagen; Preisindex: B - D

	Linatex, rot, Naturkautschuk								
	s	1,5	2,4	3,2	5,0	6,4	8,0		
	Ø	30	50	65	100	140	180		

Sehr weit verbreitet; vielfältig einsetzbar; nochmals verbesserte Mitnahme durch optional aufgeraute, geschliffene Oberfläche; bei Feuchtigkeit im Vergleich höchster Reibbeiwert; konstante Mitnahmeeigenschaften durch Abrieb der Oberfläche möglich; Einsatz z. B. als Abzugsriemen und in Vakuumanwendung oder Transport von feuchtem Flachglas; Preisindex: B - E

	Linaplug FGL, weiß, Naturkautschuk (FDA)	<table><tr><td>s</td><td>2,0</td><td>3,0</td><td>6,0</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>50</td><td>65</td><td>130</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	2,0	3,0	6,0				Ø	50	65	130				<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">≈ 38 Shore A</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td></td></tr></table>	↓	≈ 38 Shore A						↑		█	█	█	█	█	█		<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">-40 °C ... + 70 °C</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td></td></tr></table>	↓	-40 °C ... + 70 °C						↑		█	█	█	█	█	█	
s	2,0	3,0	6,0																																															
Ø	50	65	130																																															
↓	≈ 38 Shore A						↑																																											
	█	█	█	█	█	█																																												
↓	-40 °C ... + 70 °C						↑																																											
	█	█	█	█	█	█																																												
							<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">Mitnahme</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td></td></tr></table>	↓	Mitnahme						↑		█	█	█	█	█	█		<table><tr><td>↓</td><td colspan="6">Abriebfestigkeit</td><td>↑</td></tr><tr><td></td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td>█</td><td></td></tr></table>	↓	Abriebfestigkeit						↑		█	█	█	█	█	█											
↓	Mitnahme						↑																																											
	█	█	█	█	█	█																																												
↓	Abriebfestigkeit						↑																																											
	█	█	█	█	█	█																																												

EU-Lebensmittelkonformität / FDA; Transport von z. B. feuchten und/oder druckempfindlichen Lebensmitteln; Preisindex: C

	Correx beige, Naturkautschuk <table><tr><td>s</td><td>4,0</td><td>6,0</td><td>10,0</td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Ø</td><td>80</td><td>130</td><td>220</td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	s	4,0	6,0	10,0				Ø	80	130	220				↓ ≈ 40 Shore A ↑ ↓ ↑	↓ -35 °C ... +60 °C ↑ ↓ ↑
s	4,0	6,0	10,0														
Ø	80	130	220														
		↓ Mitnahme ↑ ↓ ↑	↓ Abriebfestigkeit ↑ ↓ ↑														

Universell einsetzbar; Eigenschaften ähnlich Linatex; Kontaktschichten zur Verklebung sind an der geschärften Stoßstelle sichtbar; z. B. Transport von Aluminiumprofilen; Preisindex: C, D

	NG rot, Naturkautschuk <table><tr><td>s</td><td>1,6</td><td>2,0</td><td>3,0</td><td>5,0</td><td>6,0</td><td>8,0</td></tr><tr><td>Ø</td><td>30</td><td>40</td><td>60</td><td>100</td><td>140</td><td>180</td></tr></table>	s	1,6	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0	Ø	30	40	60	100	140	180	↓ ≈ 40 Shore A ↑ ↓ ↑	↓ -40 °C ... + 70 °C ↑ ↓ ↑
s	1,6	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0											
Ø	30	40	60	100	140	180											
		↓ Mitnahme ↑ ↓ ↑	↓ Abriebfestigkeit ↑ ↓ ↑														

NG = Naturgummi; feine Gewebestruktur; preisgünstiger Verschleißschutz mit geringerer Mitnahme bei Feuchtigkeit und Nässe und nochmals schlechtere Bearbeitbarkeit im Vergleich zu Linatex; Preisindex: A - D

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL GUMMI

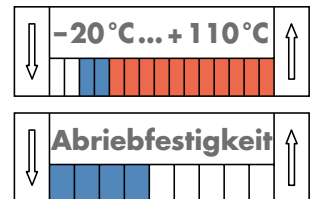
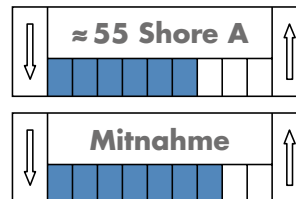
Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Glatt oder leicht strukturiert

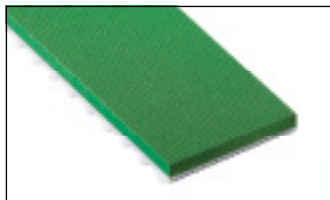


**Linatril, orange,
Polymer NBR**

s	3,0	6,0	10,0			
Ø	65	140	220			

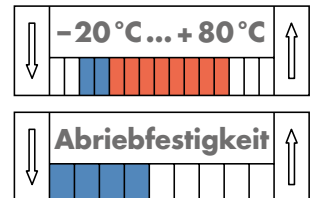
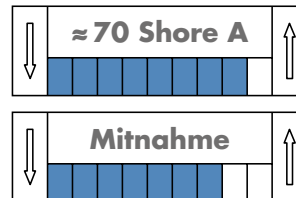


NBR: Nitril Butadiene Rubber; verbesserte Temperatur-, Öl-, Fett- und Alterungsbeständigkeit jeweils im Vergleich zu Naturkautschuk; vergleichsweise gute mechanische Bearbeitbarkeit; z. B. Vakuumtransport von ölbenetzten Blechen; Preisindex: D



**Elastomer grün,
Gummi**

s	2,0					
Ø	60					



Feine Gewebestruktur; hohe Schnitffestigkeit; Transport z. B. von unbeschichtetem Holz, scharfkantigen Kartonagen oder leichten, scharfkantigen Steinen; Preisindex: E

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

Weitere Beschichtungsstärken und Gummi-Ausführungen auf Anfrage; Vorauswahl siehe Tabelle 6.2.1; Eigenschaften und Einsatzgebiete siehe Tabelle 6.2.4; Annahmen: „Mitnahme“ bei leicht strukturiertem Transportgut, „Abriebfestigkeit“ bei Relativbewegung; Preisindex: A (preisgünstig) bis E (hochpreisig), bezogen auf die kleinste und größte Standardstärke

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYVINYLCHLORID (PVC)

Beschichtungsmaterial Polyvinylchlorid (PVC)

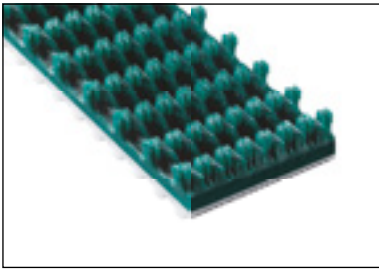
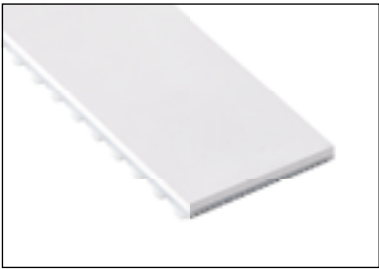
Polyvinylchlorid-Folien besitzen eine gute bis sehr gute chemische Beständigkeit und einen hohen Reibkoeffizienten, der aber nicht die Werte von Gummi-Beschichtungen erreicht. PVC-Folien mit glatten Oberflächen wirken adhäsiv und werden beim Folientransport bevorzugt. Da auch die Abriebfestigkeit gut ist, können PVC-Beschichtungen vielfältig angewendet werden. EU-lebensmittelkonforme / FDA-Ausführungen erlauben den Einsatz in der Lebensmittelindustrie.

Die profilierten PVC-Beschichtungen besitzen eine bessere Mitnahmefähigkeit als glatte Folien. Auch die EU-lebensmittelkonformen / FDA-Ausführungen werden daher in unterschiedlichen Profilierungen angeboten.

Tabelle 6.2.5: Polyvinylchlorid-Beschichtungen, Eigenschaften und Einsatzgebiete

PVC	Physikalische und chemische Eigenschaften	Gummi	PU
+	Polyvinylchlorid-Thermoplast besitzt im Vergleich eine mittlere bis hohe Mitnahmefähigkeit	++	+/–
+	Profiliertes bis glattes PVC für niedrige bis mittlere Transportgewichte; keine PVC-Schäume	+	++
+	Die Temperaturbeständigkeit umfasst keine tiefen, aber auch höhere Temperaturen	++	+/–
+	Bei Relativbewegungen nicht abfärbend; es besitzt eine hohe Abrieb- und mittlere Schnittfestigkeit	+/–	++
++	Die Öl-, Fett- und allgemeine Chemikalienbeständigkeit ist hoch; im Vergleich größter Anteil EU-lebensmittelkonformer / FDA Beschichtungen	+/–	++
Einsatzgebiete	Bei hohen Anforderungen an die chemische Beständigkeit oder Sauberkeit für z. B. Folien, Textilien, Papier; mit EU-Lebensmittelkonformität / FDA für die Lebensmittelindustrie geeignet; profilierte Ausführungen insbesondere bei Nässe und Feuchtigkeit; nicht bzw. weniger für stoßempfindliche oder schwere, scharfkantige Transportgüter		

++ hervorragend bis sehr gut, + gut, +/– befriedigend bis ausreichend, – mangelhaft bis ungenügend

Schaum	Profiliert oder strukturiert	Glatt oder leicht strukturiert
—	z. B. Supergrip grün	z. B. PVC-Folie weiß
—		

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

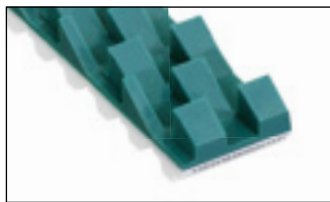


6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYVINYLCHLORID (PVC)

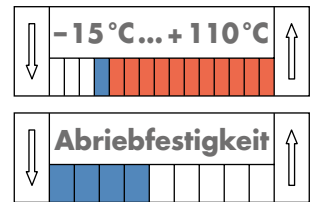
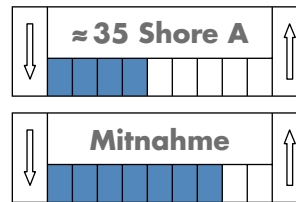
Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Profiliert oder strukturiert



PVC-Haifischzahn,
petrol, PVC

s	6,0					
Ø	55					

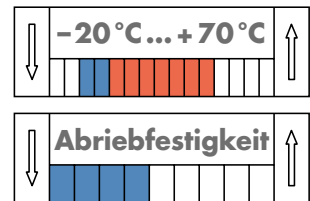
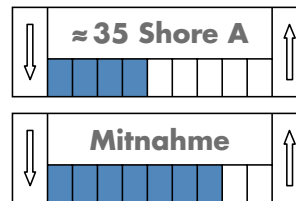


Richtungsabhängige Mitnahmeeigenschaften: stark profiliertes Transportgut gegen den Zahn, glattes bzw. leicht strukturiertes Transportgut mit dem Zahn durch gutes Anlegen an das Transportgut; guter Ausgleich der Transportgut-Höhentoleranzen bei Abzugsbändern; z. B. Flaschentransport; Preisindex: D

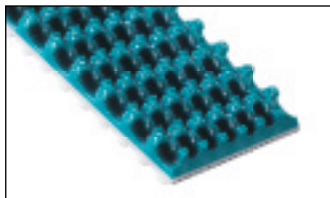


PVC-Längsrille,
schwarz, PVC

s	2,0					
Ø	30					

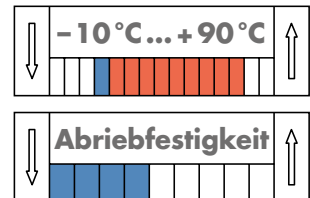
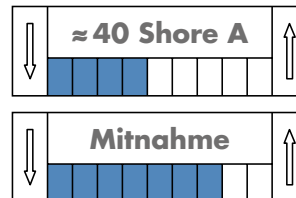


Keilförmige Rippen mit flachem Abschluss; verbesserte Mitnahme bei leichter Staubeinwirkung; Abfließen von Flüssigkeiten möglich; Preisindex: B

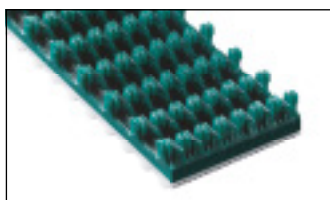


Supergrip petrol,
Polyvinylchlorid

s	3,0					
Ø	60					

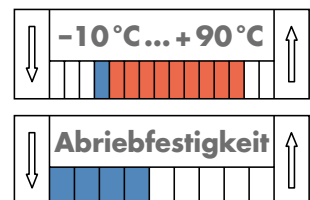
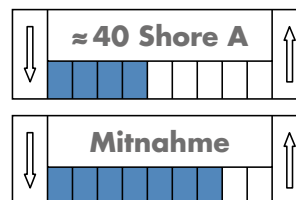


Weit verbreitet; durch Profilierung kleiner Höhengleich, geringe Stoßdämpfung und kleine Relativbewegung möglich; verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit und Verschmutzung; z. B. Holz-, Glas- und Verpackungsindustrie; Preisindex: A



Supergrip grün,
Polyvinylchlorid

s	3,0					
Ø	60					

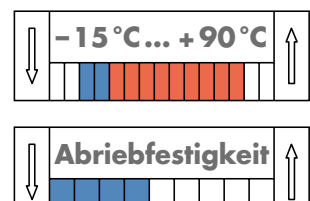
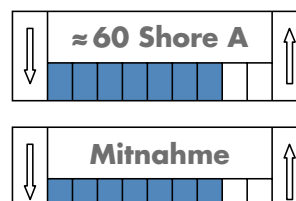


Eigenschaften und Einsatzgebiete wie Supergrip petrol; etwas flexibler u. a. durch größeren Noppenabstand; Preisindex: C



PVC-Noppen, weiß,
PVC (FDA)

s	1,5					
Ø	60					



EU-Lebensmittelkonform / FDA; leichte Profilierung für verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit; Transport von Verpackungen in der Lebensmittelindustrie; Preisindex: C

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYVINYLCHLORID (PVC)

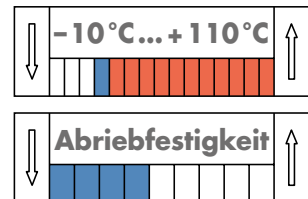
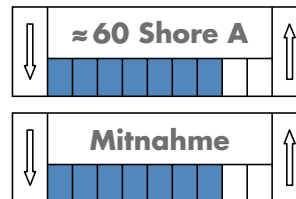
Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Profiliert oder strukturiert

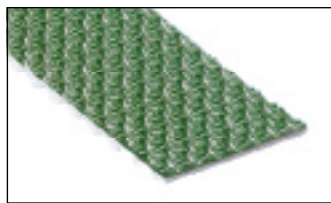


**Minigrip petrol,
Polyvinylchlorid**

s	1,0						
Ø	30						

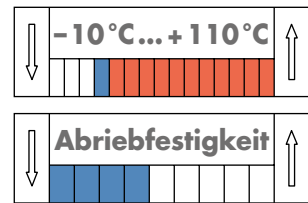
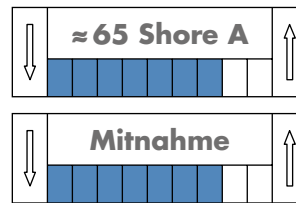


Leichte Profilierung für verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit und leichter Staubeinwirkung; vermindertes Anhaften von glattem und trockenem Transportgut, z. B. Flachglas; Preisindex: C



**Minigrip grün,
Polyvinylchlorid**

s	1,0						
Ø	30						

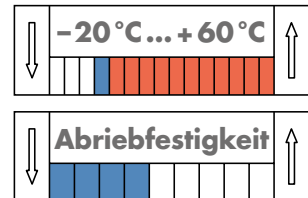
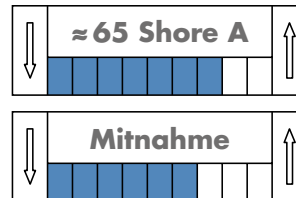


Eigenschaften und Einsatzgebiete wie Minigrip petrol; Preisindex: B



**Pebbles-Rundkegel,
blau, PVC (FDA)**

s	2,5						
Ø	30						

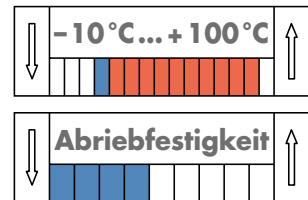
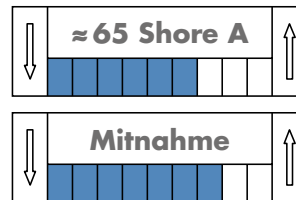


EU-lebensmittelkonform / FDA; z. B. Transport von Wurst und Käse; bei schmalen Riemen nur einreihige Rundkegel-Profile; Reihenabstand ca. 8,5 mm; Kegelhöhe ca. 1 mm; Kegel-Ø ca. 3,5 mm; Ausführungsvariante in Farbe Weiß; Preisindex: E



**Supergrip weiß,
PVC (FDA)**

s	3,0						
Ø	60						

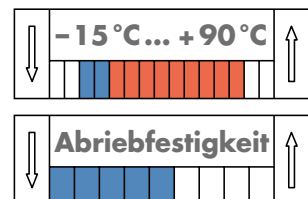
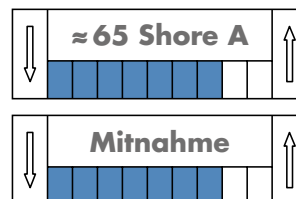


EU-lebensmittelkonform / FDA; Eigenschaften wie Supergrip petrol; Profilierung wie Supergrip grün, aber nicht so flexibel; z. B. Transport von Lebensmitteln; Preisindex: D



**PVC-Fischgrät,
weiß, PVC (FDA)**

s	3,0						
Ø	60						



EU-lebensmittelkonform / FDA; deutliche Profilierung – hier ohne Wasserrille – für verbesserte Mitnahme auch bei Nässe; bei schmalen Riemen ggf. nur einfach schräg verzahnt; Variante mit Wasserrille auf Anfrage; Transport z. B. von nassem Flachglas; Preisindex: E

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYVINYLCHLORID (PVC)

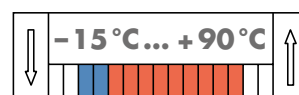
Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Profiliert oder strukturiert



**PVC-Sägezahn,
weiß, PVC (FDA)**

s	3,0					
Ø	60					

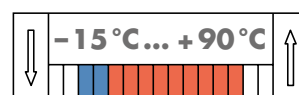


EU-lebensmittelkonform / FDA; deutliche Profilierung für verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit und Nässe; Linienberührung; Preisindex: D



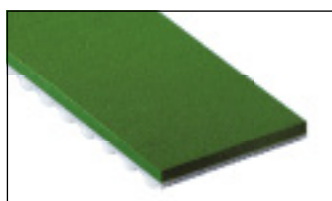
**PVC-Dreieckprofil,
weiß, PVC (FDA)**

s	3,0					
Ø	60					



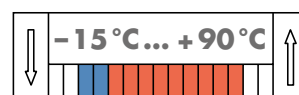
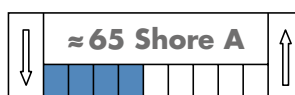
EU-lebensmittelkonform / FDA; mittlere Profilierung für verbesserte Mitnahme auch bei Feuchtigkeit; Linienberührung; Preisindex: D

Glatt oder leicht strukturiert

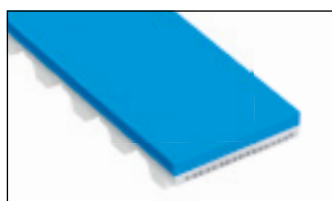


**PVC-Folie grün,
Polyvinylchlorid**

s	2,0					
Ø	60					

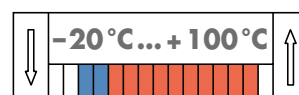
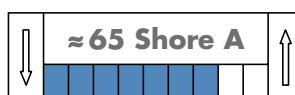


Eigenschaften und Einsatzgebiete wie PVC-Folie petrol, jedoch leicht öl- und fettbeständiger; Preisindex: C



**PVC-Folie blau,
PVC (FDA)**

s	3,0					
Ø	80					

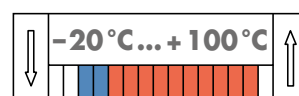
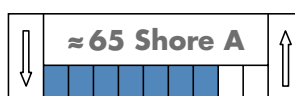


EU-lebensmittelkonform / FDA; mittlere Transportgewichte; Weiteres analog PVC petrol; Preisindex: D



**PVC-Folie weiß,
PVC (FDA)**

s	2,0	3,0				
Ø	60	80				



EU-lebensmittelkonform / FDA; mittlere Transportgewichte; Weiteres analog PVC petrol; Preisindex: B - D

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT BESCHICHTUNGSMATERIAL POLYVINYLCHLORID (PVC)

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperatur- beständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit
Glatt oder leicht strukturiert			



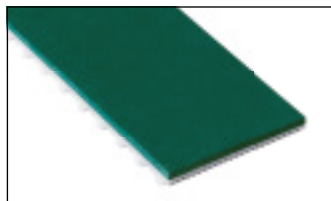
**APL plus, rot,
Elastik-PVC**

s	2,0	3,0					
Ø	60	80					

↓	≈ 65 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-20°C... +100°C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

Im Gegensatz zu anderen PVC-Folien wird diese Beschichtung als Standard direkt bei der Produktion auf den optibelt ALPHA LINEAR aufgebracht; Verschweißung zu ALPHA V zusammen mit der Beschichtung ohne Stoßstelle möglich; durchgängig adhäsiv; einfache und kostengünstige Transportbeschichtung; Profile und weitere Höhen auf Anfrage; Preisindex: A



**PVC-Folie petrol,
Polyvinylchlorid**

s	1,0						
Ø	30						

↓	≈ 75 Shore A	↑
↓	Mitnahme	↑

↓	-15°C... +90°C	↑
↓	Abriebfestigkeit	↑

Durch sehr glatte Oberfläche bei Staubbefreiheit gute Adhäsion z. B. zu Papier und Folien; Holz- und Kunststofftransport; Verpackungsindustrie; Abzugsbänder mit mittlerer Belastung; Preisindex: A

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung

Weitere Beschichtungsstärken und PVC-Ausführungen auf Anfrage; Vorauswahl siehe Tabelle 6.2.1; Eigenschaften und Einsatzgebiete siehe Tabelle 6.2.5; Annahmen: „Mitnahme“ bei leicht strukturiertem Transportgut, „Abriebfestigkeit“ bei Relativbewegung; Preisindex: A (preisgünstig) bis E (hochpreisig), bezogen auf die kleinste und größte Standardstärke

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

BESCHICHTUNGEN FÜR BESONDERE ANFORDERUNGEN

Beschichtungen für besondere Anforderungen

Die folgenden Beschichtungsmaterialien erweitern die Anwendungsbereiche beschichteter Förderriemen durch einzelne herausragende Eigenschaften erheblich, die von Riemen mit PA-, PU-, Gummi- oder PVC-Beschichtungen nicht erreicht werden können.

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperaturbeständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit

Glatt oder leicht strukturiert



PTFE, grau, Polytetrafluorethylen

s	0,3								
Ø	200								

↓	Härte	↑
	keine Angabe	

↓	Mitnahme	↑

↓	-20°C... +110°C	↑

↓	Abriebfestigkeit	↑

Antihaftend, z. B. für Bauteile mit frischem Kleber an der Oberfläche; hohe Temperatur- und Ölbeständigkeit für warmes Transportgut; niedrigere Temperaturbeständigkeit des Grundriemens und des Klebers erlaubt keine Durchwärmung: Kurzzeitigen Kontakt und Abkühlphase planen; sehr niedrige Mitnahmefähigkeit; empfindliche Oberfläche, daher Relativbewegungen vermeiden; die offene Stoßstelle begrenzt den Mindestscheibendurchmesser; Preisindex: C, D



TT60, grau, Polyesterfaser

s	3,0								
Ø	120								

↓	Härte	↑
	keine Angabe	

↓	Mitnahme	↑

↓	-10°C... +120°C	↑

↓	Abriebfestigkeit	↑

Antistatische Eigenschaften für elektronische Bauteile; hohe Temperaturbeständigkeit für warmes Transportgut; niedrigere Temperaturbeständigkeit des Grundriemens und des Klebers erlaubt keine Durchwärmung: Kurzzeitigen Kontakt und Abkühlphase planen; Preisindex: D



Paraflyes, beige, Polyesterfaser

s	2,0								
Ø	120								

↓	Härte	↑
	keine Angabe	

↓	Mitnahme	↑

↓	-10°C... +130°C	↑

↓	Abriebfestigkeit	↑

Transport von polierten Oberflächen; hohe Temperaturbeständigkeit für warmes Transportgut; niedrigere Temperaturbeständigkeit des Grundriemens und des Klebers erlaubt keine Durchwärmung: Kurzzeitigen Kontakt und Abkühlphase planen; Preisindex: C



Chromleder, grau, Naturleder

s	2,0	3,0							
Ø	80	100							

↓	Härte	↑
	keine Angabe	

↓	Mitnahme	↑

↓	0°C... +60°C	↑

↓	Abriebfestigkeit	↑

Aufgeraute, dadurch weiche Oberfläche; gute Schnittfestigkeit, hohe Öl- und Fettbeständigkeit, auch dabei gute Mitnahme; für z. B. scharfkantige, geölte oder gefettete Teile; Preisindex: C, D

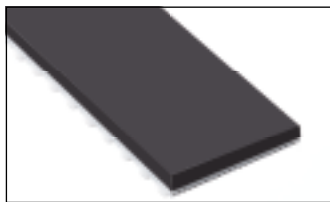
6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

BESCHICHTUNGEN FÜR BESONDERE ANFORDERUNGEN

Abbildung der Beschichtung	Bezeichnung, Farbe, Material Standardstärken s [mm] Mindestscheiben-Ø [mm]	Härte bzw. Dichte	Temperatur- beständigkeit
		Mitnahmefähigkeit	Abriebfestigkeit
Glatt oder leicht strukturiert			



**Viton, schwarz,
Fluor-Kautschuk**

s	2,0 ¹	3,0 ¹				
Ø	80	100				

↓	≈ 75 Shore A						↑
↓	Mitnahme						↑

↓	-10°C... +275°C						↑
↓	Abriebfestigkeit						↑

Sehr hohe Temperatur- und Ölbeständigkeit für warmes Transportgut, z. B. Einsatz in der Solarzellenherstellung; niedrigere Temperaturbeständigkeit des Grundriemens und des Klebers erlaubt keine Durchwärmung: Kurzzeitigen Kontakt und Abkühlphase planen; Preisindex: E

¹ Beschichtungen dieser Stärke: keine Standard-Lagerbevorratung
Weitere Beschichtungsstärken und Materialien auf Anfrage; Vorauswahl siehe Tabelle 6.2.1;
Preisindex: A (preisgünstig) bis E (hochpreisig), bezogen auf die kleinste und größte Standardstärke

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.2 BESCHICHTUNGEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

Preisindex-Übersicht

Tabelle 6.2.6: Preisindex-Übersicht

Preisindex				
A (preiswert)	B	C	D	E (hochpreisig)
Polyamid				
PAZ				
PAR				
	PAZ/PAR			
		PAZ/PAR antistatisch		
			PAR nachträglich	
Polyurethan				
Verstärkter Rücken				
T2				
PU-Längsrille fein				
	2,0 mm – Polythan D44 – 6,0 mm			
		2,0 mm – Celloflex – 8,0 mm		
		PU-Längsrille		
		2,0 mm – PU-Folie 85 Shore A – 4,0 mm		
		2,0 mm – PU-Folie blau – 3,0 mm		
		6,0 mm – Sylomer R – 12,0 mm		
		2,0 mm – PU-Folie 92 Shore A – 4,0 mm		
			2,0 mm – Polythan D15 – 5,0 mm	
			PU-Folie 65 Shore A	
			Sylomer L	
			2,0 mm – PU-Smart – 12,0 mm	
			2,0 mm – PU 06 – 8,0 mm	
			6,0 mm – Sylomer M – 12,0 mm	
				Spitzkegel
				Spikeprofil
Gummi				
	1,6 mm – NG rot – 8,0 mm			
	3,0 mm – Porol – 15,0 mm			
		1,0 mm – RP 400 – 8,0 mm		
		1,5 mm – Linatex – 12,5 mm		
		Linaplast FGL		
		Supergrip schwarz		
		4,0 mm – Correx beige – 12,0 mm		
		2,0 mm – EPDM – 6,0 mm		
			Linatril	
				Elastomer grün
				Supergrip blau
Polyvinylchlorid				
APL plus				
PVC-Folie petrol				
Supergrip petrol				
	PVC-Längsrille			
	Minigrip grün			
		2,0 mm – PVC-Folie weiß – 3,0 mm		
		Minigrip petrol		
		PVC-Folie grün		
		PVC-Noppen		
		Supergrip grün		
			PVC-Dreieckprofil	
			PVC-Sägezahn	
			Supergrip weiß	
			PVC-Haifisch	
			PVC-Folie blau	
				PVC-Fischgrät
				Pebbles-Rundkegel
Beschichtungen für besondere Anforderungen				
		Paraflex		
		2,0 mm – Chromleder – 3 mm		
		PTFE		
			TT60	
				Viton

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.3 BESCHICHTUNGEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP, ALPHA TORQUE / ALPHA POWER

6.3 Beschichtungen und Grundriemen gegossen, optibelt ALPHA SRP, ALPHA TORQUE / ALPHA POWER

optibelt ALPHA SRP Zahnriemen sind durch abgewandelte Gießformen veränderte Varianten der Grundriemen optibelt ALPHA TORQUE / POWER, die durch eine Polyurethan-Beschichtung an Förderzwecke angepasst sind und je nach Ausführung bis zu 900 mm bzw. bis zu 2250 mm lang sind. Da ein nachträgliches Beschichten entfällt, aber Formenkosten anfallen, eignet sich der optibelt ALPHA SRP besonders für vergleichsweise kleine Förderantriebe, die in großen Stückzahlen produziert werden. Der optibelt ALPHA SRP kann auch als Flachriemen aufgebaut werden.

Die Eigenschaften und Einsatzgebiete der optibelt ALPHA SRP Zahnriemen mit gegossener Polyurethan-Beschichtung entsprechen im Wesentlichen denen der optibelt ALPHA SPECIAL Zahnriemen mit nachträglich aufgebrachtener Polyurethan-Beschichtung, die in Unterkapitel 6.2 beschrieben sind.

Der Härtebereich der gegossenen Polyurethan-Beschichtungen und/oder Polyurethan-Grundriemen umfasst den Bereich von 60 Shore A bis 95 Shore A. Die Temperaturbeständigkeit entspricht der der optibelt ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemen: – 20 °C bis + 70 °C. Der nutzbare Temperaturbereich verschiebt sich mit abnehmender Härte in Richtung tieferer Temperaturen und umgekehrt. Der optibelt ALPHA SRP kann wie auch der optibelt ALPHA TORQUE / POWER nicht direkt mit Polyamidgewebe und/oder EU-lebensmittelkonformem / FDA-Polyurethan gefertigt werden.

optibelt ALPHA TORQUE / POWER Sonderausführungen

Auch Riemen, die für Leistungsantriebe entwickelt wurden, können je nach Transportaufgabe ggf. ohne zusätzliche Beschichtung durch Änderungen der Härte begrenzt an Förderzwecke angepasst werden.

So kann bei vergleichsweise großen Scheibendurchmessern und geringen Anforderungen an die Mitnahmefähigkeit die Härte des Gießpolyurethans von der Standardhärte 84 Shore A des optibelt ALPHA TORQUE auf bis zu 95 Shore A erhöht werden, um die begrenzte Verschleißfestigkeit des dünnen Rückens anzuheben.

Umgekehrt kann bei sehr geringen Anforderungen an den Verschleißschutz und die Förderkraft, z. B. bei sehr leichtem Transportgut, die Mitnahme des Grundriemens, z. B. bei Folientransport, durch die Wahl weicher Gießpolyurethane von z. B. 75 Shore A gesteigert werden. Möglich, aber wegen der geringen Belastbarkeit der Verzahnung des Grundriemens eher nicht empfohlen sind Härten unter 60 Shore A.

optibelt ALPHA SRP Ausführungen

Die wesentlichen Vorteile der optibelt ALPHA SRP Ausführungen mit gegossener Polyurethan-Beschichtung gegenüber Zahnriemen mit nachträglich aufgebrachtener Polyurethan-Beschichtung sind

- geringe Stückkosten bei großen Stückzahlen trotz eventuell anfallender Formenkosten durch Herstellung in einem Guss; der fertige Wickel muss lediglich aufgeschnitten werden
- Herstellbarkeit kleiner beschichteter Zahnriemen oder Flachriemen durch Formenfertigung
- stoßstellenfreie Beschichtung, keine Laufrichtungsbindung
- hohe, gleichbleibende Präzision in der Fertigung
- hohe Festigkeit der Verbindung der Beschichtung zum Grundriemen durch gemeinsame Vernetzung

Bemusterungen können ggf. mit nachträglich beschichteten optibelt ALPHA TORQUE / POWER Grundriemen erfolgen. Hierbei sind Längenbegrenzungen und die Stoßstelle zu berücksichtigen.

Fertigungsverfahren

Das Fertigungsverfahren der optibelt ALPHA SRP Ausführungen entspricht im Wesentlichen dem der optibelt ALPHA TORQUE / POWER, von denen die vorhandenen Formkerne genutzt werden können.

Vor dem Gießen des Zahnriemenwickels wird ein hochfester, flexibler Zugträger auf den innen liegenden Formkern schraubenförmig aufgespult. Der Zugträger liegt dabei auf schmalen Fertigungsnasen auf.

Nach dem Gießen werden wie bei optibelt ALPHA TORQUE / POWER auch aus dem entstandenen entformten Wickel die Zahnriemen auf Breite geschnitten. Nicht durchtrennte, seitlich austretende Stahlzugträger werden per Hand entfernt, so dass die beiden Enden ohne seitlichen Überstand im Riemen liegen. Im Stegbereich zwischen den Zähnen bleibt eine kleine Wickelnase sichtbar.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.3 BESCHICHTUNGEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP, ALPHA TORQUE / ALPHA POWER

Gießen: Grundriemen mit verstärktem Rücken

Das Gießpolyurethan wird in einem Schritt zwischen den Formkern und die Sonderaußenform mit entsprechend vergrößertem Innendurchmesser gegossen. Das verwendete Polyurethan muss in seiner Härte gleichermaßen an

- die Beschichtungstärke und die Scheibendurchmesser des Antriebs,
 - die Kraftübertragung in der Verzahnung,
 - die Mitnahmefähigkeit und
 - das Verschleißverhalten
- angepasst werden.

Für den verstärkten Rücken wird eine eigene Sonderaußenform benötigt, die entsprechend maßlich und geometrisch angepasst wurde. Die Vergrößerung der Außenform bzw. der verstärkte Rücken ist in Abbildung 6.3.1 als äußerer blauer Mantel dargestellt. Beide Formen stehen im Unterschied zum Schleuderguss fest.

Die maximale Riemenlänge beträgt 2250 mm. Die Farbe des optibelt ALPHA SRP ist frei wählbar.

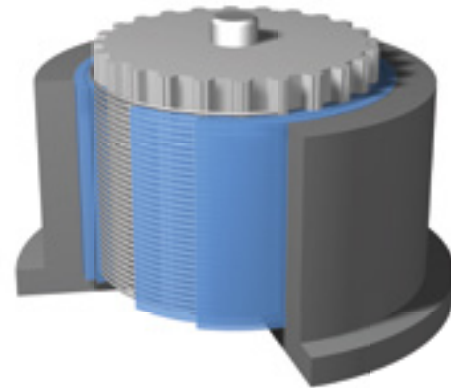


Abbildung 6.3.1: ALPHA SRP Zahnriemen mit verstärktem Rücken

Schleuderguss: Grundriemen mit Polyurethan-Beschichtung

In dem Verfahren zur Fertigung des optibelt ALPHA SRP mit Polyurethan-Beschichtung wird die gesamte Form, bestehend aus Innen- und Außenform, um die Mittelachse in Rotation versetzt.

Zuerst wird die Polyurethan-Beschichtung durch die Zentrifugalkraft ausgeformt, die in der Abbildung 6.3.2 grün dargestellt ist. Zwischen der zylindrischen Außenform der entstandenen Beschichtung und dem Formkern wird danach der Grundriemen, hier blau dargestellt, gegossen und geformt.

Die Härten der miteinander vernetzten Polyurethane der Beschichtung und des Grundriemens können unabhängig voneinander gewählt und entsprechend optimal an die jeweiligen Erfordernisse angepasst werden.

Die maximale Riemenlänge beträgt 900 mm. Die Farbe von Beschichtung und Grundriemen ist jeweils frei wählbar.

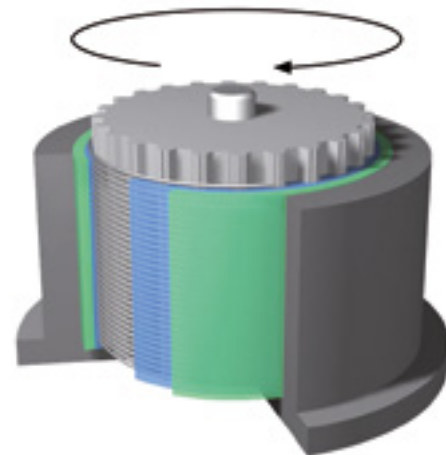


Abbildung 6.3.2: Formgebung im Schleudergussverfahren – ALPHA SRP Zahnriemen mit Beschichtung

Formengebung, Konturen

Durch angepasste Außenformen kann die Beschichtungs Oberfläche frei, z. B. wellenförmig gestaltet werden. Auch können senkrechte Absätze z. B. für Taschen, siehe auch Kapitel 6.6, in der Beschichtung realisiert werden. Dabei müssen aber Hinterschnidungen vermieden werden, um die Entformbarkeit zu gewährleisten. Durchgängiger Hinterschnitt ist in Richtung Mittelachse bzw. in Zahnrichtung realisierbar. Weitere geometrische und maßliche Anpassungen sind mit den in Kapitel 6.6 beschriebenen Verfahren möglich.

Toleranzen, Oberflächen

Die Gesamtstärken-Toleranzen der optibelt ALPHA SRP Zahnriemen mit Beschichtung beträgt $\pm 0,3$ mm. Durch Schleifen können erhöhte Anforderungen an die Gesamtstärken-Toleranzen erfüllt werden, siehe Unterkapitel 6.6. Durch Schleifen kann zudem die glatte Oberfläche aufgeraut werden. Die Längen- und Breitentoleranzen entsprechen denen der optibelt ALPHA TORQUE / ALPHA POWER Zahnriemen, siehe Kapitel 7.1.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



6.4 Nocken nachträglich aufgebracht

Nocken ermöglichen bei Förderantrieben im Gegensatz zu kraftschlüssig wirkenden Beschichtungen auch eine formschlüssige Mitnahme des Transportgutes und dienen z. B. dazu:

- in Längsrichtung und/oder seitlich zu führen und ggf. auszurichten
- auf dem Förderriemen zu positionieren
- zu vereinzeln
- hohe Beschleunigungen und/oder Geschwindigkeiten zu ermöglichen
- das Transportgut mit dem Grundriemen zu synchronisieren

Diese Nockenfunktionen können je nach Anwendungsfall auch durch in der Stärke begrenzte Beschichtungen realisiert werden, die entsprechend nachträglich z. B. durch Quernuten angepasst wurden. Die maßliche und geometrische Anpassung von Transportriemen wird in Unterkapitel 6.6 behandelt.

Für Steuerungsaufgaben können Nocken z. B. mechanische oder optische Schalter betätigen.

Die Formgebung der Nocke wird durch die Transportaufgabe und Form des Transportgutes festgelegt. Das Optibelt-Nockensortiment bietet eine große Zahl von gegossenen Rohlingen und Nocken, die für viele Einsatzzwecke direkt genutzt werden können. Details zu allen aktuell verfügbaren Standardnocken sind dem Nockenselektor, der auf der Optibelt-Internetseite zu finden ist, zu entnehmen. Ist keine dieser Nocken geeignet, kann eine passende Nocke

- aus einem oder mehreren Rohlingszuschnitten,
 - aus einer vorhandenen Nocke durch mechanische Bearbeitung,
 - aus einem eigens gefertigten Spritzgusswerkzeug
- hergestellt werden.

Die Fertigung mittels Spritzgusswerkzeug bietet sich bei einfachen Nockenformen ab mittleren und bei aufwendigeren Nockenformen ab kleinen Stückzahlen an.

Eine Sonderstellung nimmt bei vergleichsweise kurzen Längen der optibelt ALPHA SRP ein, bei dem der Grundriemen und die Nocken in einem Arbeitsgang in einer Form gegossen werden, siehe Unterkapitel 6.5.

Anwendungsbeispiele

Im Folgenden werden Transportantriebe mit formschlüssigen Nockenriemen beispielhaft beschrieben.

Parallelförderer

Parallelförderer werden bevorzugt bei breitem Transportgut eingesetzt. Hier kann auf zusätzliche seitliche Führungsschienen verzichtet werden. Eine parallele seitliche Anordnung von Einzelriemen erlaubt zudem eine deutlich reduzierte Gesamtriemenbreite im Vergleich zu einer nur mittigen Förderriemenanordnung.

Der Bauraum zwischen den Förderriemen kann für die Beschickung und/oder Entnahme z. B. durch einen weiteren Parallelförderer bzw. für die Anordnung von Messaufnehmern genutzt werden.

Zudem kann ein Stütztisch z. B. bei

- schweren,
- gebogenen,
- nicht formstabilen oder
- biegeweichen

Transportstücken verwendet werden, um u. a. den Grundriemen zu entlasten und/oder die parallele Führung nach der Übernahme sicherzustellen.

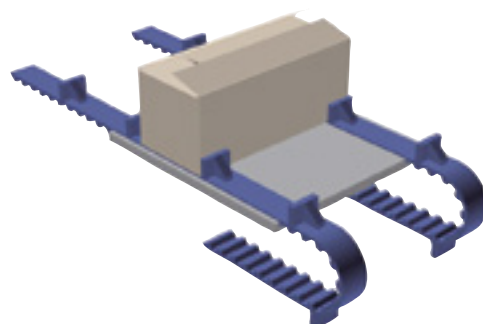


Abbildung 6.4.1: Parallelförderer mit Stütztisch

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Bei schwerem Transportgut können die Grundriemen in den Stütztisch, wie in Abbildung 6.4.1 dargestellt, so tief eingelassen werden, dass nur die Nocken das Transportgut berühren. Dadurch steigt zwar auf der einen Seite die Belastung der Nocken, auf der anderen Seite werden aber der Verschleiß und die Erwärmung des Grundriemens minimiert.

Bei sehr breiten und/oder sehr schweren Transportstücken können auch mehr als zwei Förderriemen parallel mit oder ohne zusätzliche Stütztische arbeiten. Durch eine rückenseitige Abstützung kann die Nocke bei erhöhter Belastung zusätzlich versteift werden.

Taktförderer

Taktförderer bewegen sich schrittweise vorwärts. Wie Abbildung 6.4.2 zeigt, kann im ersten Taktschritt eine Bestückung stattfinden. In den angefahrenen Zwischenstationen können während der Verweilzeiten Bearbeitungs- und/oder Montagevorgänge durchgeführt werden. Im letzten Taktschritt kann das Werkstück entnommen werden. Kurze Wege zwischen den Stationen erlauben minimierte Taktzeiten und eine optimierte Fertigungszeit.

Taktförderer können mit Nocken versehen werden, die direkt als Werkstückträger dienen. Integrierte Aufnahmestifte und/oder Konturanpassungen positionieren das Werkstück präzise auf der Nocke. Erhöhte Anforderungen an die Gestaltung und Genauigkeit der Werkstückträger – nicht deren Position – können nicht immer mit dem Werkstoff Polyurethan erfüllt werden. Dann bietet es sich an, präzisere Werkstückträger z. B. aus Metall an der Nocke zu befestigen.

Soll der Werkzeugträger mit Anbauteilen an der Nocke befestigt werden, kann z. B. eine Nocke mit Lochung verwendet werden. Soll die Halterung des Werkstückträgers direkt an der Nocke angeschraubt werden, sind glasfaserverstärkte Polyurethan-Nocken mit eingebetteten Metall-Einlege-teilen empfehlenswert.

Die Abbildung 6.4.3 zeigt die Montage von Werkstückträgern mit Anbauteilen auf jeweils zwei parallel hintereinander und nebeneinander angeordneten Nocken mit Lochungen. Konstruktiv ist bei Befestigung an zwei nebeneinanderliegenden Nocken zu beachten, dass eine der beiden Nocken mit einem Langloch versehen ist. Dies ermöglicht hier einen zwanglosen Lauf des Werkzeugträgers mit Anbauteilen um die Zahnscheibe.

Werden die Werkstücke in der gewünschten Position z. B. durch Spannbacken zusätzlich fixiert, können mechanische Bearbeitungsvorgänge gesichert werden. Das Werkstück kann zudem präziser – als allein mit dem Taktriemen möglich – positioniert werden.

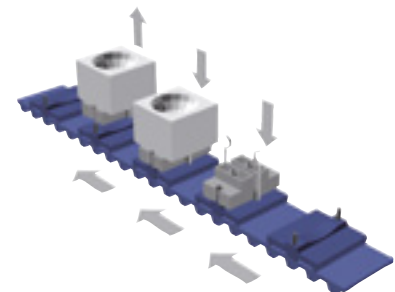


Abbildung 6.4.2: Nocken als Werkstückträger

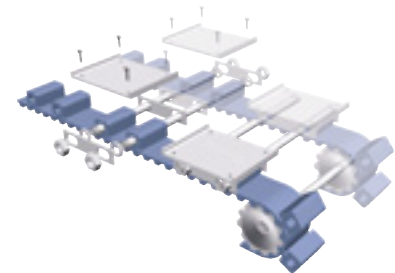


Abbildung 6.4.3: Nocken mit Lochung, mit Anbauteilen und Werkzeugträger

Nockenmaterialien

Polyurethan-Nockenmaterialien für unlösbare Befestigungen

Als Nockenmaterial wird grundsätzlich verschweißbares und chemisch verbindbares thermoplastisches Polyurethan mit der Härte von 92 Shore A verwendet. Aus diesem Material werden ebenfalls der optibelt ALPHA LINEAR/V und ALPHA FLEX Zahnriemen hergestellt. Des Weiteren können die transparenten Nockenmaterialien in den geringeren Härten 65 Shore A und 85 Shore A zum verbesserten Schutz empfindlicher Güter, von z. B. dünnwandigen Dosen, eingesetzt werden. Schlanke Nockenformen aus Polyurethan mit geringer Härte ermöglichen flexible Nocken, die bei Überlast nachgeben können, ohne zerstört zu werden.

Wird im Gegensatz dazu eine harte und verschleißfeste Nocke erforderlich, kann auf grauweißes Polyurethan mit 98 Shore A zurückgegriffen werden. Eine nochmals gesteigerte Schnitt- und Abriebfestigkeit kann durch glasfaserverstärktes Polyurethan erzielt werden.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Metall-Einlege Teile werden in formstabilem, glasfaserverstärktem Polyurethan ausreißfest und verdrehsicher eingebettet. Glasfaserverstärktes Polyurethan ist nur verschweißbar, es lässt sich nicht chemisch verbinden. Als weiteres Nockenmaterial steht EU-lebensmittelkonformes / FDA-konformes blaues bzw. transparentes Polyurethan für die Lebensmittel- und Pharmaindustrie mit einer Härte von 85 Shore A zur Verfügung. Dabei wird analog zum blauen Grundriemen aus EU-lebensmittelkonformem / FDA-Polyurethan auch für die Nocken hierbei die Farbe Blau in der Lebensmittelindustrie bevorzugt.

Bei niedrigen Umgebungstemperaturen verhärtet Polyurethan. Daher empfehlen sich hier geringe Härten. Umgekehrt empfehlen sich bei hohen Temperaturen hohe Härten.

Grundsätzlich können, abweichend vom Standard, individuelle Nockenfarben unter Angabe der RAL-Nummer gefertigt werden. Geringe Farbabweichungen sind von Charge zu Charge möglich. Glasfaserverstärkte Nocken besitzen dabei durch die Glasfasern immer einen hellgrauen Farbanteil. Bei kleinen Stückzahlen und/oder Nocken fallen am Extruder Rüstkosten für das Einfärben an.

Tabelle 6.4.1: Standard-Polyurethan-Nockenmaterialien

Material	Härte	Farbe	Code*	Eigenschaften	Anwendungsbeispiele
PU	92 Shore A	weiß	P1	Standardmaterial; identisch mit Grundriemen optibelt ALPHA V / FLEX	Deckt über 90 % der Anforderungen ab, sehr weit verbreitet
PU	85 Shore A	trans-parent	P2	Im Vergleich zu Standard weicher und flexibler	Schutz empfindlicher Güter; ermöglicht nachgiebige Nocken
PU	65 Shore A	trans-parent	P3	Im Vergleich zu Standard sehr weich und flexibel; erhöhte Flexibilität bei Kälte	Schutz empfindlicher Güter; ermöglicht sehr nachgiebige Nocken; bevorzugt auch bei niedrigen Temperaturen
PU	98 Shore A	grauweiß	P4	Im Vergleich zu Standard härter, steifer, formstabiler, schnitt- und verschleißfester	Kartonagen- und Folien-transport; bevorzugt auch bei hohen Temperaturen
PU (FDA)	85 Shore A	blau	F1	Grundmaterial PU (FDA) EU-lebensmittelkonform / FDA; bevorzugte Farbe: Blau	Verpackte und unverpackte Güter in der Lebensmittel-industrie; bevorzugter Einsatz in der Pharma-industrie
	85 Shore A	trans-parent	F2		
GFK (PU)	—	hellgrau	G1	Glasfaserverstärkter Kunststoff auf Basis PU; sehr hart, schnitt- und verschleißfest; nicht chemisch verbindbar	Papiertransport; für Fächernocken; bei Einlege teilen; bevorzugt auch bei hohen Temperaturen
zu PU			s. oben	$0\text{ °C} \leq t \leq 50\text{ °C}$ empfohlener Temperaturbereich unter Last	$-15\text{ °C} \leq t < 0\text{ °C}$ und $50\text{ °C} < t \leq 80\text{ °C}$ zulässiger Temperaturbereich bei reduzierter Last

* Material-Code

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Nockenmaterialien für lösbare Befestigungen

Als Nockenmaterial für lösbare Verbindungen können thermoplastische Polyurethane, aber auch nicht verschweißbare bzw. nicht chemisch verbindbare Kunststoffe oder Materialien wie Aluminium, Stahl oder Edelstahl verwendet werden. Aufschraubnocken und Metallzahn können direkt mit dem Grundriemen verschraubt werden. Entsprechend muss auch der Grundriemen nicht aus thermoplastischem Polyurethan bestehen. Das Aufschrauben und Lösen der Verbindung können direkt durch den Anwender erfolgen. Alle wesentlichen Details dazu sind in diesem Unterkapitel im Abschnitt „Lösbare Befestigungsverfahren“ beschrieben.

Herstellung von Polyurethan-Nocken

Nockenrohlinge und Nocken werden im Spritzgussverfahren hergestellt, können mechanisch bearbeitet und verbunden werden.

Grundplatten und Nocken schneiden, geometrische Bemaßung

Eine preisgünstige und einfache Art der Herstellung einzelner Nocken ist das Schneiden aus dem Nockenrohling. Abbildung 6.4.4 zeigt eine Grundplatte, die in den Stärken 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10 und 12 mm als Nockenrohling zur Verfügung steht.

Durchgängige Schnitte erzeugen einfache Nockenformen, hier z. B. eine Rechtecknocke.

Abbildung 6.4.5 zeigt eine auf dem Grundriemen befestigte bemaßte Rechtecknocke:

- Nocken-Breite 32 mm
- Nocken-Höhe 10 mm
- Nocken-Stärke 5 mm

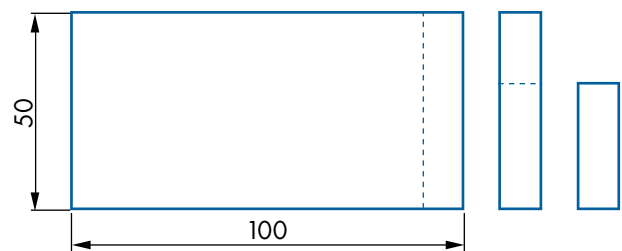


Abbildung 6.4.4: Grundplatte als Nockenrohling und ausgeschnittene Nocken

Die Maßangaben einer aufgebrachten Nocke orientieren sich an den folgenden Maßangaben des Grundriemens:

- | | | |
|-----------------|--------|---------------|
| • Nocken-Breite | analog | Riemen-Breite |
| • Nocken-Höhe | analog | Riemen-Höhe |
| • Nocken-Stärke | analog | Riemen-Länge |

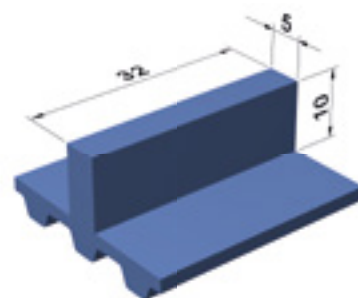


Abbildung 6.4.5: Bemaßte Nocke

Nockenaufschweißfläche, Verbindungsflächen kennzeichnen

Beim Aufschweißen einer Nocke auf den Grundriemen schmilzt Polyurethan in einer Höhe von ca. 0,7 mm. Dieser Volumen- bzw. dieser Höhenverlust wird Abbrand genannt.

Die Abbildung 6.4.6 zeigt den Abbrand je nach gewählter Aufschweißfläche und die daraus resultierenden maximalen Nockengrößen mit

- 100 mm Breite und 49,3 mm Höhe oder
- 50 mm Breite und 99,3 mm Höhe.

Bei der Nockenfertigung muss hier eine Materialzugabe für den Abbrand vorgesehen werden. Entsprechend muss auch bei Aufschweißnocken nach Kundenvorgabe immer die Aufschweißfläche definiert werden.

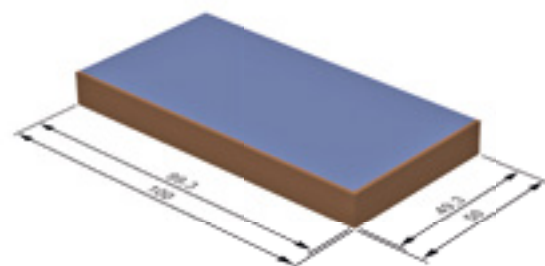


Abbildung 6.4.6: Nockenrohling mit Abbrand an zwei möglichen Aufschweißflächen

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Die Abbildung 6.4.7 zeigt eine Trapez-Nocke, bei der die linke Fläche als Aufschweißfläche genutzt werden soll. Diese ist daher durch das Aufschweiß-Symbol mit Bezugspfeil gekennzeichnet. Wird in einer Zeichnung keine Aufschweißfläche angegeben, weil die Nocke z. B. chemisch verbunden oder verschraubt wird, wird entsprechend bei der Nockenfertigung keine Materialzugabe vorgesehen. Die zu befestigende Fläche einer Nocke sollte immer eindeutig definiert sein. Die genannten Befestigungsverfahren werden in diesem Kapitel unten genauer beschrieben.

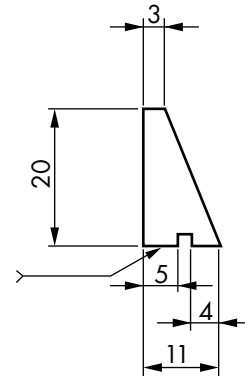


Abbildung 6.4.7: Trapez-Nocke mit Aufschweiß-Symbol

Gespritzte Nocken und mechanische Bearbeitung

Der Nockenrohling bzw. die gespritzte Nocke kann durch mechanische Bearbeitung individuell maßlich oder geometrisch an Förderfunktionen angepasst werden. So können z. B. durch Bohrungen nachträglich Gewindeeinlegeile eingebracht werden.

Grundsätzlich können folgende Bearbeitungsverfahren eingesetzt werden:

- Schneiden
- Bohren
- Fräsen
- Wasserstrahlschneiden
- Schleifen

Die folgenden Abbildungen erläutern beispielhaft die Herstellung und das bevorzugte Fertigungsverfahren von Polyurethan-Nocken.

Bei der Herstellung bis zu mittleren Stückzahlen bzw. bei Bemusterungen wird die linke, dachförmige Trapez-Nocke in Abbildung 6.4.8 aus einer Rechtecknocke gefräst. Ab kleinen bis mittleren Stückzahlen ist hier die Fertigung mittels Spritzgusswerkzeug wirtschaftlich. Einfache Spritzgusswerkzeuge können für 2-D-Außenkonturen bis zu einer Materialstärke von 25 mm per Wasserstrahlschneidverfahren kurzfristig und wirtschaftlich hergestellt werden. Die linke Trapez-Nocke könnte somit bis zu einer Breite von 25 mm gespritzt werden. Durch den Wasserstrahldurchmesser von 0,8 mm besitzen die Kanten der Nocke einen Außenradius von mindestens 0,4 mm.

Die rechte Trapez-Nocke besteht aus Zuschnitten unterschiedlich starker Grundplatten. Die Abstützung wird mit dem rechteckigen Zuschnitt chemisch verbunden und ist selbst nicht am Grundriemen befestigt, siehe auch Abschnitt „Polyurethan-Nockengruppen und nicht lösbare Befestigungsverfahren“ in diesem Unterkapitel.

Zusammengesetzte Nockenformen, wie z. B. die linke Nocke in T-Form in Abbildung 6.4.9, werden bei hohen Anforderungen an die Festigkeit bevorzugt gespritzt statt chemisch verbunden.

Aus diesem Grund wird auch die rechte Nocke mit Einlegeileilen, hier z. B. mit spezifisch hochbelasteten Gewindestiften, direkt bei der Herstellung bevorzugt umspritzt, statt nachträglich eingeschraubt zu werden.

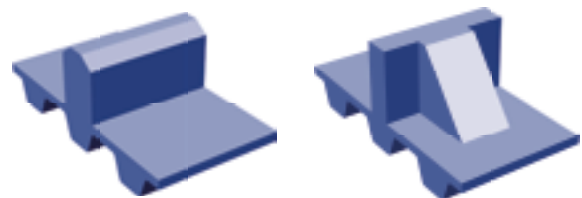


Abbildung 6.4.8: Trapez-Nocken

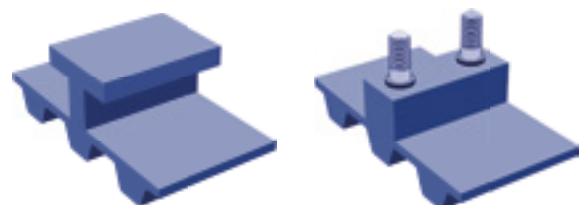


Abbildung 6.4.9: Nocke in T-Form und Nocke mit Gewindestiften als Einlegeileil

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT

Eine höhere Sicherheit gegen Ausreißen oder Verdrehen der Einlegeteile wird zusätzlich durch Umspritzen mit glasfaserverstärktem Polyurethan erzielt.

Glasfaserverstärkte Nocken werden bevorzugt gespritzt, da das Schneiden im Gegensatz zu den anderen mechanischen Bearbeitungsverfahren bei GFK (PU) nicht möglich ist.

Die Abbildung 6.4.10 zeigt links eine Nocke mit Nut, die sich für eine mechanische Bearbeitung wie z. B. Fräsen nur schwer einspannen lässt bzw. die sich im Fall der rechten runden, kegelförmigen Nocke nicht bzw. nicht wirtschaftlich durch mechanische Bearbeitung herstellen lässt. In beiden Fällen ist eine Fertigung mittels Spritzgusswerkzeug schon bei kleinen Stückzahlen sinnvoll.

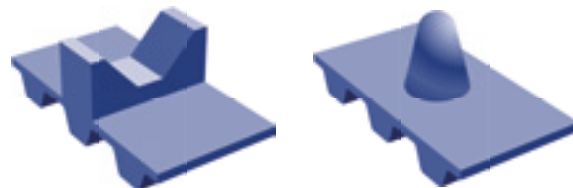


Abbildung 6.4.10: Genutete Nocke mit trapezförmiger Aussparung und runde, kegelförmige Nocke

Auch wenn eine hohe Maßhaltigkeit erforderlich ist, bietet sich das Spritzgussverfahren an. Hierbei können geringere Toleranzen als bei nachträglicher mechanischer Bearbeitung realisiert werden. Die Abbildung 6.4.11 zeigt Nocken mit Durchgangsloch, die präzise für eine Aufnahme von Anbauteilen eines Werkstückträgers ausgeführt werden müssen.

Rechts werden zwei in Linie stehende Nocken gezeigt, die beim Aufschweißen in einer speziellen Aufnahme fixiert werden. Zur weiteren Erhöhung der Genauigkeit bei der Fluchtung kann der Mittelteil der aufgeschweißten, durchgängigen Nocke nachträglich ausgefräst werden.

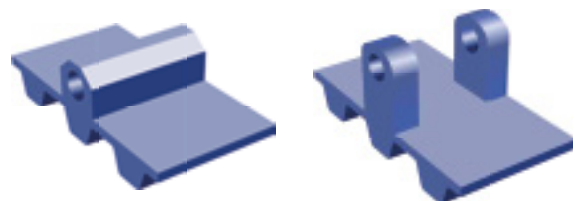


Abbildung 6.4.11: Gelochte Nocken mit trapezförmigem bzw. gerundetem Grundkörper

Maßtoleranzen

Die Maßgenauigkeit gespritzter Nocken ist wesentlich von dem Schrumpfverhalten des gewählten Polyurethans und der Größe und Form der Nocke abhängig. Gespritzte Nocken besitzen, bezogen auf die Maßgenauigkeit, eine Toleranz von bis zu $\pm 0,3$ mm. So kann die Breite eines Nockenrohlings, siehe Abbildung 6.4.6, mit den Maßen $100 \times 50 \times 10$ mm zwischen 99,7 mm und 100,3 mm liegen. Kleinere Toleranzen können abhängig von der Größe des Maßes und der Nocke realisiert und für den Einzelfall ermittelt werden.

In Unterkapitel 6.6 „Anpassungen durch mechanische Bearbeitung“ werden die oben genannten Bearbeitungsverfahren und teils die realisierbaren Toleranzen, bezogen auf Grundriemen, Beschichtungen und Nocken, beschrieben. Die Maßgenauigkeit mechanisch bearbeiteter Nocken ist wesentlich von dem genutzten Bearbeitungsverfahren, von der Härte des gewählten Polyurethans und der Stabilität durch die Nockenform abhängig. Mechanisch bearbeitete Nocken besitzen, bezogen auf die Maßgenauigkeit, eine Toleranz von bis zu $\pm 0,5$ mm. Kleinere Toleranzen können abhängig von der Nocke realisiert und für den Einzelfall ermittelt werden.

Voraussetzung für diese Toleranzangaben ist neben dem oben Genannten auch die sinnvolle Einspannmöglichkeit der Nocke. Die Einspannmöglichkeit ist jeweils von der Nockengröße, der ursprünglichen Form der zu bearbeitenden Nocke und der gewünschten, durch nachträgliche Bearbeitung zu erzielenden Form der Nocke abhängig.

Nockenausführung	Maßtoleranz
Gespritzte Nocke	$\pm 0,3$ mm
Mechanisch bearbeitete Nocke	$\pm 0,5$ mm

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Polyurethan-Nockengruppen und nicht lösbare Befestigungsverfahren

Nocken können in Abhängigkeit von Belastung, Gestaltung, Abmessung, Material und verwendetem Grundriemen mit unterschiedlichen Befestigungstechniken verbunden werden.

Thermoplastische Polyurethan-Nocken werden auf optibelt ALPHA V oder ALPHA FLEX Zahnriemen unlösbar durch

- Schweißen oder
- chemisches Verbinden

befestigt. Hierbei wird das Befestigungsverfahren chemisches Verbinden bei flachen und dünnwandigen Nocken bzw. erhöhter Anforderung an die Höhentoleranz bevorzugt. Beide Verfahren werden in diesem Kapitel beschrieben.

Polyurethan-Nockengruppen, Nocken-Bestellbezeichnung

Aus einem Spritzgusswerkzeug gefertigte Nockenrohlinge bzw. Nocken werden nach Form und/oder Funktion in Nockengruppen unterteilt.

Im Folgenden werden gespritzte Nocken aus dem Standardnockensortiment beispielhaft innerhalb der zugehörigen Nockengruppe einheitlich auf dem Profil T10 dargestellt und mögliche Anwendungen beschrieben. Für eine bessere Erkennbarkeit der hier unbemaßten Standardnocken wurden teils die Nockenbreiten reduziert. Details zu allen aktuell verfügbaren Standardnocken sind dem Nockenselektor, der auf der Optibelt-Internetseite zu finden ist, zu entnehmen. Über den Nockenselektor können alle Nockenformen mit maßlichen Angaben ausgewählt werden. Die entsprechende Nockenzeichnung kann für Anfragen im PDF-Format oder für Konstruktionszeichnungen im DWG- bzw. DXF-Format heruntergeladen werden.

Jede Nockenform ist über eine laufende Nummer, die auch das Spritzgusswerkzeug festlegt, definiert.

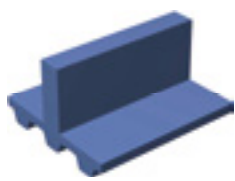
Rechteck		
Rechteckförmige Nocke, ggf. mit kleiner Phase, kleiner Rundung und/oder kleiner Freimachung an der Aufschweißfläche		
Eigenschaften und Anwendung		
Preisgünstigste und am weitesten verbreitete Nocke für einfache Transportaufgaben; bei schlanker Formgebung und stehender Anordnung nur vergleichsweise geringe Belastungen möglich; Fasenbreite ≤ 1 mm, Außenradius $R \leq 0,5$ mm		
	WKZ-0001	WKZ-0056

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0001 mit Breite 100 mm und WKZ-0056 mit Breite 50 mm und ohne Fasen

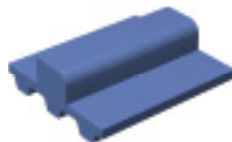
Rund		
Nocke mit Rundung bzw. Halbkreis an den Kanten oder zylindrischer Form		
Eigenschaften und Anwendung		
Zur Schonung des Transportgutes, z. B. bei der Beschickung; Außenradius $R > 0,5$ mm; vertikal stehende zylindrische Nocken (ohne Abbildung) können bis zu mittleren Stückzahlen aus optibelt RR Rundriemen gefertigt werden; zylindrische Nocken mit kleinen Durchmessern werden chemisch verbunden		
	WKZ-0014	WKZ-0023

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0014 und WKZ-0023 mit Breite 100 mm

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



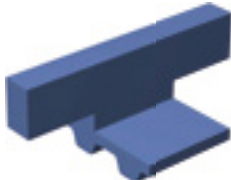
T-Form, L-Form	
Nocke mit seitlichen Überständen oder mit seitlichem Überstand	
Eigenschaften und Anwendung	
T-förmig, z. B. zur Vergrößerung der Nockenbreite über den Grundriemen hinaus für eine bessere Führung; für verringerte Flächenlasten bei empfindlichen Gütern; zum vertikalen Fixieren; L-förmig, z. B. zur Vergrößerung der Auflagefläche als einfacher Werkstückträger bzw. zur Übernahme schon in der Krümmung	
	
WKZ-0096	WKZ-0143

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0096 mit höherem und breiterem Steg

Fächer	
Sehr flache, fächerförmige Nocke, teils mit allseits gerundeten Kanten und Ecken	
Eigenschaften und Anwendung	
Z. B. zur Herstellung mehrlagiger Hygieneartikel wie Windeln oder Binden	
	
WKZ-0043	WKZ-0044

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0043 mit Stärke 2,5 mm und WKZ-0044 mit Stärke 3,0 mm je 125 mm hoch

Trapez	
Nocke mit 4 Flächen, davon mindestens einer Schrägen; teils zur Abstützung, meist mit reduzierter Aufschweißfläche	
Eigenschaften und Anwendung	
Z. B. zur Fixierung zylindrischer Körper zwischen nachfolgenden Nocken wie WKZ-0127; bei einseitig schräger Fläche z. B. Anordnung der Nocke gegenüberliegend; bei Nutzung der vertikalen Fläche zur Abstützung der Nocke wie WKZ-0107; mittlere Aussparung z. B. für Entnahme per Greifer; Flächenbreite > 1 mm	
	
WKZ-0127	WKZ-0107

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0127 mit Breite 100 mm

V-Trapez	
Trapez-Nocke, siehe oben, mit verjüngtem Fuß	
Eigenschaften und Anwendung	
Z. B. bei Schrägförderer zur verbesserten, sichereren Mitnahme; vertikale Fixierung bei gegenüberliegender Anordnung analog Schwalbenschwanz	
	
WKZ-0016	WKZ-0230

Abbildung ähnlich Standardnocken, da WKZ-0016 und WKZ-0230 je mit Breite 100 mm

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



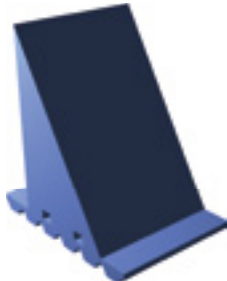
Dreieck		
Nocke mit 3 Flächen, davon mindestens einer Schrägen; teils zur Abstützung, meist mit reduzierter Aufschweißfläche		
Eigenschaften und Anwendung		
Z. B. zur Fixierung zylindrischer Körper zwischen nachfolgenden Nocken, s. WKZ-0073; bei einseitig schräger Fläche z. B. Anordnung der Nocken, s. WKZ-0307, gegenüberliegend; bei Nutzung der vertikalen Fläche zur Abstützung der Nocke; minimale Berührung bei auf der Nocke liegendem Transportgut; WKZ-0073 wird chemisch verbunden		
	WKZ-0073	WKZ-0307

Abbildung ähnlich Standardnocke, da WKZ-0073 mit Breite 100 mm; zu WKZ-0307: mittige Aufschweißfläche

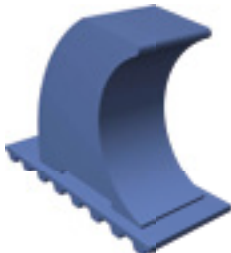
Konkav, konvex		
Nocke mit durchgängig konkaver und/oder konvexer Fläche bzw. Flächen		
Eigenschaften und Anwendung		
Z. B. für Senkrechttransport von Wellen, siehe Nocke WKZ-0103, oder zum schonenden Transport empfindlicher zylindrischer Körper wie dünnwandiger Dosen, siehe Nocke WKZ-0041		
	WKZ-0103	WKZ-0041

Abbildung ähnlich Standardnocke, da WKZ-0041 mit Breite 101,6 mm

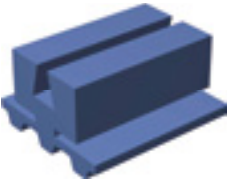
Nut		
Nocke mit nutförmiger Aussparung bzw. nutförmigen Aussparungen		
Eigenschaften und Anwendung		
Z. B. zur Fixierung von zylindrischem Transportgut je nach Anordnung quer oder längs zum Riemen, siehe WKZ-0019 für Längsausrichtung; Schwalbenschwanz-Nut, siehe WKZ-0135, zur zusätzlichen vertikalen Fixierung		
	WKZ-0019	WKZ-0135

Abbildung ähnlich Standardnocke, da WKZ-0135 mit Breite 80 mm

Lochung		
Nocke mit einer bzw. mehreren Bohrungen oder Langlöchern		
Eigenschaften und Anwendung		
Z. B. zur Befestigung von Anbauteilen von Werkstückträgern		
	WKZ-0030	WKZ-0059

Abbildung ähnlich Standardnocke, da WKZ-0030 mit Breite 100 mm

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Einlege- teil		
Nocke mit einem oder mehreren umspritzten Einlege- teilen wie Gewindehülsen oder -stiften		
Eigenschaften und Anwendung		
Z. B. zur Befestigung von Anbauteilen von Werkstückträgern mit Gewindestift bzw. -stiften, s. Abb. 6.4.9; mit Gewindehülsen, wie WKZ-0040; Material meist GFK (PU), G1, siehe Tabelle 6.4.1; mit außermittiger Gewindehülse zur seitlichen Fixierung, daher hier ohne GFK, eines aufgeschobenen Anbauteils, siehe WKZ-0093		
	WKZ-0040	WKZ-0093

Die obigen Nocken sind durchgängig ohne Schweißwulst dargestellt, wo diese aus technischen und wirtschaftlichen Gründen noch zu sehen wären, wie beispielsweise im Bereich der Aussparungen der Nocke WKZ-0040. Außen liegende Aussparungen zwischen Nocke und Riemen werden bis zu einer Höhe von einschließlich 2 mm als Freimachung definiert.

Die Reihenfolge der Nockengruppen orientiert sich am Grad der Spezialisierung, wobei die speziellen Formgebungen und Funktionen jeweils auch alle einfacheren Nockengruppen beinhalten können.

Tabelle 6.4.2: Nockengruppen gespritzter Nockenrohlinge bzw. Nocken

Form und Funktion der Nocke										
Einfach					Speziell					
Rechteck	Rund	T-Form, L-Form	Fächer	Trapez	V-Trapez	Dreieck	Konkav, konvex	Nut	Lochung	Einlege- teil

So finden sich in der Gruppe Trapez z. B. rechteckförmige Nocken mit rückenseitiger Abstützung. Würde diese trapezförmige Nocke z. B. eine zusätzliche Längs- oder Quernut aufweisen, fände sich diese so gespritzte Nocke in der Nockengruppe Nut wieder.

Die angegebenen Maße in den Nocken-Zeichnungen sind vom Schrumpfverhalten der jeweiligen Polyurethan-Ausführung abhängig und beziehen sich daher immer nur auf die angegebenen Materialien.

Bestellbezeichnung eines optibelt ALPHA SPECIAL

Bestellbezeichnung eines optibelt ALPHA SPECIAL, bestehend aus Grundriemen und Nocken, siehe Trapez-Nocke WKZ-0107 auf Riemen als Bestellbeispiel:

Gewählter Grundriemen: optibelt ALPHA V 32 T10/990-ST-PAZ

Gewählte Nocke: Trapez-Nocke WKZ-0107

Beschreibung: 3 Nockengruppen à 2 St., Nocken rechts- und linksbündig über Zahn aufgeschweißt entsprechend der Nockenteilung 330 mm

Bestellbezeichnung des Nockenriemens: 1 St. optibelt ALPHA V SPECIAL 32 T10/990-ST-PAZ mit 6 Nocken WKZ-0107 in 3 Nockengruppe à 2 St., rechts- und linksbündig über Zahn aufgeschweißt entsprechend der Nockenteilung 330 mm

Da aus der Nockenzeichnung WKZ-0107 hervorgeht, dass die Aufschweißfläche am senkrechten Teil der Nocke liegt, muss dies im Bestelltext nicht weiter angegeben werden. Sollte die Orientierung der Nocke uneinheitlich sein, muss dies angegeben werden.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Nicht lösbares Befestigungsverfahren Schweißen, freie Abstützung

Je nach Kontur können thermoplastische Polyurethan-Nocken durch Aufschweißen unlösbar mit dem thermoplastischen Polyurethan-Riemen verbunden werden. Beim Erwärmen von Nocke und Grundriemen schmilzt Polyurethan im Bereich der Verschweißung. Beim Aufsetzen der Nocke auf den Grundriemen wandert ein Teil dieses Materials nach außen. Es entsteht eine Schweißwulst rund um die Schweißstelle. Die aufgeschweißte Nocke verliert entsprechend dem verdrängten Polyurethan ca. 0,7 mm an Höhe. Dieser Höhenverlust wird Abbrand genannt und wird bei der Nockenfertigung berücksichtigt.

Die Abbildung 6.4.12 zeigt eine Nocke mit Abstützung direkt nach dem Aufschweißen auf den Grundriemen. Die auf der Transportseite entstandene Schweißwulst würde das vollständige seitliche Anliegen, die sichere Abstützung und die genaue Positionierung des Transportgutes verhindern. Die Abbildung 6.4.13 zeigt die besäuberte Nocke, bei der das Transportgut vollständig seitlich an der Nocke anliegt. Daher werden grundsätzlich durchgängig freie Nockenflächen mit einem Winkel von 90° zum Riemenrücken und quer zur Längsrichtung des Riemens nach dem Verschweißen besäubert.

In anderen Fällen, z. B. bei einem abweichenden Winkel, ist bei Bedarf ein Hinweis auf die erforderliche Besäuberung zu geben. Soweit nicht vorhanden, ist dann ggf. ein entsprechendes Werkzeug für das vollständige Entfernen der Schweißwulst erforderlich. Die Schweißwulst-Besäuberung bei Nocken mit Glasfaserverstärkung ist sehr aufwendig und sollte grundsätzlich vermieden werden. Durch einen entsprechenden Rücksprung im Bereich der Verschweißung kann eine Störung beim Kontakt mit dem Transportgut durch die entstehende Schweißwulst verhindert werden.

Wie bei den Abbildungen oben dargestellt, wird die Nockenabstützung ohne Einschränkung der Funktion nicht mit dem Grundriemen verschweißt. Die auf die Fläche zwischen Nockenabstützung und Grundriemen wirkenden Druckkräfte können gleichwohl übertragen werden. Die Abstützung entlastet die Nocke gegen Biegung und hebt beim Umlauf um die Scheibe nach oben vom Grundriemen ab, um danach wieder aufzusetzen. Die Abbildung 6.4.13 zeigt den Moment nach dem Umlauf, bei dem die Abstützung fast ganz aufgesetzt hat. Eine Nocke mit Abstützung sollte möglichst erst nach dem vollständigen Aufsetzen der Abstützung belastet werden.

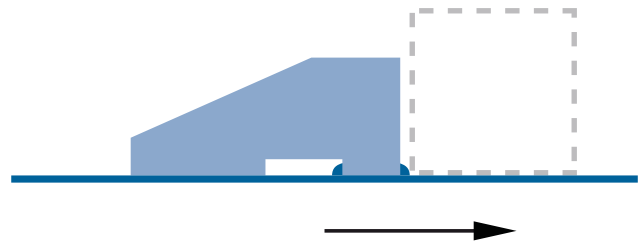


Abbildung 6.4.12: Nocke mit Abstützung und Schweißwülsten in der Geraden (Pfeil)

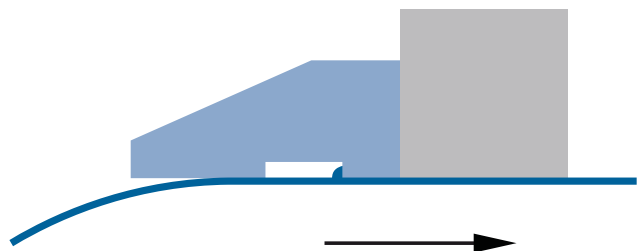


Abbildung 6.4.13: Nocke mit Abstützung ohne vordere Schweißwulst im Übergang aus der Umlenkung

Nicht lösbares Befestigungsverfahren chemisches Verbinden

Beim chemischen Verbinden wird die thermoplastische Polyurethan-Nocke mit dem thermoplastischen Polyurethan-Grundriemen durch Anlösen beider Bauteile unlösbar verbunden. Da beim chemischen Verbinden kein zusätzliches Material zugegeben wird, handelt es sich nicht um Klebetechnik.

Das chemische Verbinden wird bevorzugt für flache und dünnwandige Nocken verwendet, da im Gegensatz zum Schweißen an der chemischen Verbindungsstelle kein Material abschmilzt bzw. kein Abbrand entsteht. Generell bleibt die ursprüngliche Nockenhöhe erhalten, so dass im Vergleich zum Schweißen kleinere Höhentoleranzen erzielt werden können. Im Gegensatz zum Schweißen entstehen beim chemischen Verbinden keine Schweißwülste. Das ggf. aufwendige Entfernen der Schweißwülste, z. B. bei Hinterschneidungen, kann entfallen. Müssen diese erhöhten Anforderungen nicht erfüllt werden, ist das im Vergleich weniger zeitaufwendigere und daher kostengünstigere Befestigungsverfahren Schweißen vorzuziehen.

Chemisch verbindbar sind die oben genannten thermoplastischen Polyurethane. Lediglich glasfaserverstärktes Polyurethan ist nicht chemisch verbindbar.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

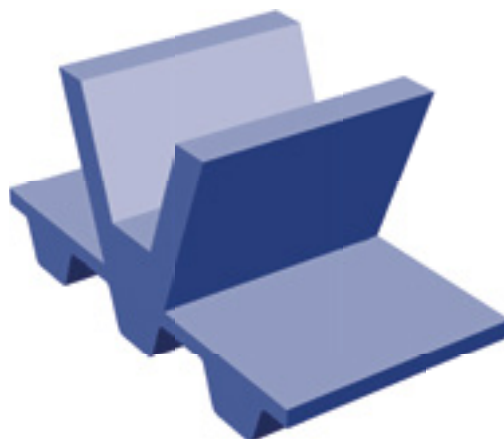
6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Position zum Zahn, Scheibenzähnezahl und Befestigungsstärke

Die Biegewilligkeit eines Zahnriemens für den Lauf um die Scheiben ist im flachen Stegbereich zwischen den Zähnen am größten und im Bereich der höheren und damit steiferen Zähne am geringsten.

Entsprechend sollte die Nockenbefestigung, die mit zunehmender Befestigungsstärke zu einer überproportional steigenden Versteifung des Nocken-Zahnriemens führt, möglichst gegenüber einem Riemenzahn liegen, siehe z. B. Abbildung 6.4.14.



In diesem Fall

- folgt die Nockenteilung der Zahnteilung bzw. einem Vielfachen der Zahnteilung,
- wird die Biegewilligkeit minimal eingeschränkt bzw.
- steigt der Mindestdurchmesser am wenigsten an bzw.
- wird die Belastung der Befestigung bei Biegung klein gehalten.

Abbildung 6.4.14: Optimale Nockenposition direkt gegenüber dem Riemenzahn

Entspricht die Nockenteilung nicht der Zahnteilung bzw. einem Vielfachen davon, muss die Nocke auch z. T. über dem Steg befestigt werden. Dadurch wird die Biegewilligkeit des Zahnriemens zusätzlich eingeschränkt und der mögliche Mindestdurchmesser nochmals vergrößert.

Entsprechend werden beide Fälle in der folgenden Tabelle 6.4.3 unterschieden.

Tabelle 6.4.3: Scheibenzähnezahl und Befestigungsstärke für verschweißte und chemisch verbundene Nocken

Profil	Scheibenzähnezahl z													
	20		25		30		40		50		60		100	
	Empfohlene maximale Befestigungsstärke [mm] für verschweißte oder chemisch verbundene Nocke mit Befestigungsposition gegenüber													
	Zahn	Steg	Zahn	Steg	Zahn	Steg	Zahn	Steg	Zahn	Steg	Zahn	Steg	Zahn	Steg
T5, AT5	5	2	6	2	6	3	8	4	9	6	10	8	12	10
T10, AT10	8	3	9	4	10	4	12	6	14	9	15	12	20	20
T20, AT20	12	5	13	5	15	6	18	6	20	12	23	20	30	30
5M	5	2	6	2	6	3	8	4	9	6	10	8	12	10
8M	6	3	7	3	8	4	10	5	12	7	13	10	16	16
14M	10	4	11	5	12	6	15	6	16	10	18	16	25	25
XL	5	2	6	2	6	3	8	4	9	6	10	8	12	10
L	6	3	7	3	8	4	10	5	12	7	13	10	16	16
H	8	4	9	5	10	6	12	7	14	10	15	12	20	20
XH	13	2	14	5	15	6	18	8	20	12	23	20	30	30

Ist die Stärke einer gewählten Nocke zu groß, kann die Befestigungsstärke durch eine oder zwei Freimachungen reduziert werden, siehe Abschnitt „Polyurethan-Nockengruppen, Nocken-Bestellbezeichnung“ und dort z. B. Nocken WKZ-0056, WKZ-0143, WKZ-0107, WKZ-0307, WKZ-0103 und weitere. Die dadurch erhöhte Belastung der Verbindungsstelle kann bei Bedarf durch eine rückenseitige oder beidseitige Abstützung, siehe WKZ-0040, kompensiert werden.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Positions- und Teilungstoleranzen

Entspricht die Nockenteilung der Zahnteilung oder einem Vielfachen davon, beträgt die Positionstoleranz von Mitte Nocke zu Mitte Zahn $\pm 0,25$ mm. Entspricht die Nockenteilung nicht der Zahnteilung oder einem Vielfachen davon, beträgt die Positionstoleranz der Nocke zur Verzahnung $\pm 0,5$ mm. Bei Nockenteilungen ab ca. 100 mm sollte grundsätzlich die Längentoleranz des Grundriemens mit in die Nocken-Teilungstoleranz einbezogen werden.

Tabelle 6.4.4: Nocken-Teilungstoleranz

Nockenteilung	Nocken-Teilungstoleranz	
	Positionstoleranz zum Zahn	Grundriemen-Längentoleranz
entspricht der Zahnteilung bzw. dem Vielfachen der Zahnteilung	$\pm 0,25 \text{ mm}$	abhängig vom Grundriemen, siehe Datenblatt, meist $\pm 0,5 \text{ mm/m}$, bezogen auf die jeweilige Nockenteilung
entspricht nicht der Zahnteilung bzw. dem Vielfachen der Zahnteilung	$\pm 0,5 \text{ mm}$	
Nocken-Teilungstoleranz = Positionstoleranz zum Zahn + Grundriemen-Längentoleranz		

Für die Lagetoleranz in Breitenrichtung muss die Breitentoleranz einbezogen werden, siehe Kapitel 7. Für die Teilungen von 5 mm bis 10 mm beträgt diese $\pm 0,5$ mm.

Richtung	Positionstoleranz
Quer bzw. in Breitenrichtung	$\pm 0,5$ mm für Teilung von 5 bis 10 mm

Beispiel:

Die Nockenteilung t_N soll 200 mm betragen. Gewählt wurde der Grundriemen optibelt ALPHA V Profil T10 mit einer Längentoleranz von $\pm 0,5$ mm/m. Die Verschweißung der Nocke erfolgt über Zahn.
 Nocken-Teilungstoleranz: $\pm 0,25$ mm + $(\pm 0,5$ mm/1000 mm) $\cdot$ 200 mm = $\pm 0,35$ mm
 Eingeschränkte Nocken-Teilungstoleranzen sind auf Anfrage möglich.

Riemenlänge und Nockenteilung

Die Förderstrecke zu obigem Beispiel soll mindestens 1500 mm betragen. Die gewählten Zahnscheiben besitzen die Zähnezahl z von 24. $z_{\min}$, $L_{w \min}$ siehe Grundriemen-Datenblatt und Tabelle 6.4.3. Daraus ergibt sich mit der Zahnteilung t von 10 mm hier folgende Mindestriemenlänge:

$$L_w = 2 \cdot s + z \cdot t \quad \text{mit } L_w [\text{mm}] \geq L_{w \min} (\text{Grundriemen}), s [\text{mm}], t [\text{mm}], z = z_1 = z_2 \geq z_{\min}$$

$$L_w = 2 \cdot 1500 \text{ mm} + 24 \cdot 10 \text{ mm} = 3240 \text{ mm} \quad \geq 700 \text{ mm}, z \geq 12, \text{ optibelt ALPHA V 50 T10}$$

Die Riemenlänge muss einem ganzzahligen Vielfachen n_N der Nockenteilung t_N entsprechen:

$$n_N = \frac{L_w}{t_N}; L_w = n_N \cdot t_N \quad \text{mit } L_w [\text{mm}] \geq L_{w \min} (\text{Grundriemen}), t_N [\text{mm}], n_N = 1, 2, 3, \dots$$

$$n_N = \frac{3240 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 16,2 \quad \text{gewählt } 17 \quad \text{Riemenlänge } L_w = 17 \cdot 200 \text{ mm} = 3400 \text{ mm} \geq 700 \text{ mm}$$

Entspricht die Nockenteilung t_N , z. B. mit 167 mm, keinem Vielfachen der Zahnteilung t , ergibt das Produkt die kleinste Riemenlänge $L_{w \min}$ bzw. die Riemenlänge L_w , die auch ein Vielfaches davon sein kann.

$$L_{w \min} = t \cdot t_N \quad \text{mit } L_w [\text{mm}] \geq L_{w \min} (\text{Grundriemen}), t [\text{mm}], t_N [\text{mm}]$$

$$L_w = L_{w \min} \cdot n_{Lw} = t \cdot t_N \cdot n_{Lw} \quad \text{mit } n_{Lw} = 1, 2, 3, \dots$$

$$L_w = 10 \cdot 167 \text{ mm} \cdot 2 = 3340 \text{ mm} \quad \text{mit } n_{Lw} = 2 \text{ gewählt}, \geq 700 \text{ mm}, \text{ optibelt ALPHA V 50 T10}$$

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Aufschraubnocken

Die Abbildung 6.4.15 zeigt die Anschlussmaße einer Aufschraubnocke für die Befestigung an einem einzelnen Metallzahn. Je nach Metallzahn variiert der Mittenabstand für die Standardbreiten 25, 32 und 50 mm zwischen 15, 20 und 25 mm. Bei der Gestaltung der Aufschraubnocke sind die Anschlussmaße zu beachten, um eine sichere Funktion zu gewährleisten.

Zur Verschraubung werden je nach Nocke z. B. Innensechskant-Zylinderschrauben mit flachem Kopf nach DIN 7984 empfohlen.

Die Aufschraubnocken werden, analog zu den Polyurethan-Nocken für unlösbare Verbindungen, nach Form und/oder Funktion in Nockengruppen unterteilt. Diese sind oben u. a. in der Tabelle 6.4.2 beschrieben.

Aufschraubnocken-Nocken bestehen z. B. aus Polyamid (PA) oder glasfaserverstärktem Polyurethan.

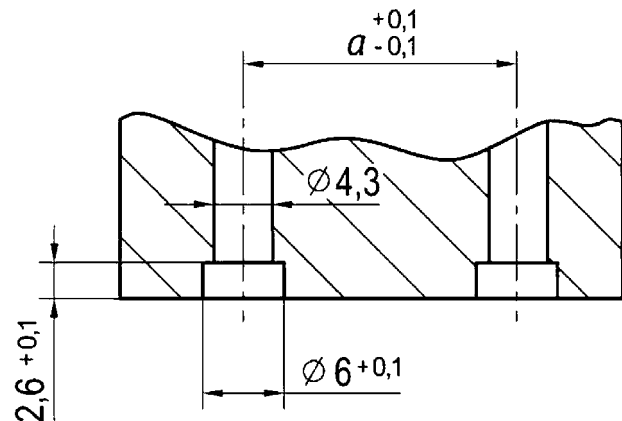


Abbildung 6.4.15: Anschlussmaße einer Aufschraubnocke mit Mittenabstand a je nach Metallzahn

Tabelle 6.4.5: Standard-Aufschraubnocken-Nockenmaterialien

Material	Härte	Farbe	Code*	Eigenschaften	Anwendungsbeispiele
GFK (PU)	—	hellgrau	G1	glasfaserverstärkter Kunststoff auf Basis PU; sehr hart, sehr schnitt- und verschleißfest 0 °C bis 50 °C unter Last maximal empfohlener Temperaturbereich	Papiertransport; bei hochbelasteten Nocken bzw. Nockenverbindung; auch bei hohen Temperaturen –15 °C bis 80 °C Temperaturbereich unter geringer Last
Polyamid	—	schwarz	PA1	hohe Festigkeit, Steifigkeit und Zähigkeit im Vergleich zu unverstärktem Kunststoff 0 °C bis 80 °C unter Last maximal empfohlener Temperaturbereich	geringe bis mittlere Nockenbelastungen in Standardanwendungen –10 °C bis 100 °C Temperaturbereich unter geringer Last

* Material-Code; weitere Materialien und Material-Codes z. B. Stahl: ST, Aluminium: AL, rostfreier Stahl: RF

Aufschraubnocken aus anderen Materialien wie Aluminium, Stahl oder Edelstahl können auf Wunsch individuell gefertigt werden.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.4 NOCKEN NACHTRÄGLICH AUFGEBRACHT



Verschrauben mittels Metallzahn

Das Verschrauben mittels Metallzahn als Einlegeteil bietet sich hauptsächlich für Profilgrößen ab AT10 an. Dabei wird an der Befestigungsstelle der Zahn werksseitig entfernt und ein Metallzahn mit Metallhülsen in die jeweils eingebrachten Durchgangslöcher eingelegt. Der Metallzahn ist im Vergleich zum Polyurethan-Zahn so verkleinert, dass sich Metallzahn und Zahnscheibe beim Eingreifen nicht berühren. Der fehlende Polyurethan-Zahn trägt nicht zur Kraftübertragung bei. Auf Anfrage können aber auch andere Mittenabstände, Gewinde und Materialien für andere Riemenprofile und -breiten realisiert werden.

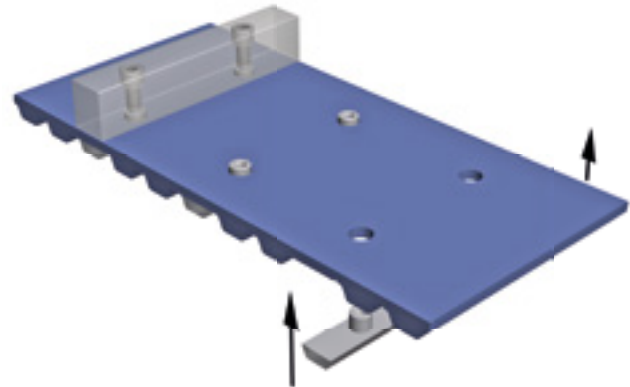


Abbildung 6.4.16: Montage von Metallzahn und aufgeschraubte Nocke

Übersicht zu Nockenbefestigungsverfahren

Tabelle 6.4.6: Nockenbefestigungsverfahren und Eigenschaften

Befestigungsverfahren	Lösbarkeit	Material	Grundriemen, Profile	Höhen-toleranz	Festigkeit	Mindestzahn-scheibendurchmesser
Verschweißen	unlösbar	PU ¹ , PU-GFK	optibelt ALPHA V / FLEX	+ / - - 0,5 mm	+	je nach Aufschweißstärke
chemisches Verbinden	unlösbar	PU ¹	optibelt ALPHA V / FLEX	+ ± 0,2 mm	+ / -	je nach Verbindungsstärke
Verschrauben, Metallzahn	lösbar	frei wählbar	optibelt ALPHA V, ALPHA FLEX, ALPHA TORQUE/POWER im Profil AT10; auf Anfrage auch weitere Profile	+ PU: ± 0,2 mm ++ z. B. Metall	++	analog Standard-Grundriemen + 10 Zähne

¹ thermoplastische Polyurethane, wie z. B. auch PU (FDA), außer PU-GFK

Bei hohen Anforderungen an die Genauigkeit der Gesamthöhen-toleranz von Grundriemen und Nocke muss die jeweilige Grundriemen-Höhen-toleranz beachtet werden. Diese kann vor dem Befestigen der Nocke durch Schleifen des Grundriemens auf ± 0,15 mm verringert werden. Die Gesamthöhen-toleranz addiert sich aus den Einzeltoleranzen.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.5 NOCKEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP

6.5 Nocken und Grundriemen gegossen, optibelt ALPHA SRP

Die Funktionen und Anwendungsbereiche der gegossenen Nocken des ALPHA SRP entsprechen grundsätzlich denen der nachträglich aufgebrachten Nocken, die in Unterkapitel 6.4 beschrieben sind. Die besonderen Vorteile, aber auch Einschränkungen, die sich aus dem Fertigungsverfahren Gießen ergeben, werden in diesem Kapitel beschrieben.

Die wesentlichen Vorteile des optibelt ALPHA SRP Zahnriemens mit Nocken gegenüber optibelt ALPHA V und ALPHA FLEX mit nachträglich aufgebrachten Nocken sind:

- geringe Stückkosten bei großen Stückzahlen trotz eventuell anfallender Formenkosten durch Herstellung in einem Guss; der fertige Wickel muss lediglich aufgeschnitten werden
- einfache Herstellbarkeit kleiner Nockenriemen durch Formenfertigung
- hohe Nockenanzahl auf engstem Raum
- fein ausgebildete, präzise geformte Nockengeometrien durch flüssiges Gießpolyurethan
- reproduzierbar hohe Präzision
- hohe Festigkeit der Nocke zum Grundriemen durch vollständige Vernetzung

Im Gegensatz zum Nocken Zahnriemen auf Basis der Grundriemen optibelt ALPHA V bzw. ALPHA FLEX ist die maximale Transportstrecke deutlich limitiert. Die maximalen Riemenlängen des optibelt ALPHA SRP betragen je nach Fertigungsverfahren 900 mm bzw. 2250 mm. Aus Kostengründen werden zudem möglichst Riemenlängen aus dem Standardsortiment der optibelt ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemen verwendet. Auch sind durch das Entformen des gesamten optibelt ALPHA SRP die Nockenformen und -funktionen weniger vielfältig.

Für Bemusterungen ohne Werkzeugkosten können abhängig von der gewählten Riemenlänge Grundriemen aus den Produktgruppen optibelt ALPHA TORQUE / POWER, ALPHA FLEX oder ALPHA V verwendet werden, soweit Profil, Länge und Breite entsprechend vorhanden sind.

Bei einem nicht verschweißbaren, gegossenen Grundriemen kann durch Aufbringen einer entsprechenden PU-Schicht ebenfalls eine Nockenverbindung realisiert werden. Die spätere „Verbindungsfestigkeit“ zwischen Nocke und Riemen eines optibelt ALPHA SRP wird aber mit keiner der möglichen Musterausführungen erreicht.

Herstellung, Gießverfahren

Verdrängungsguss, Längen bis 2250 mm

Die Verfahren zur Herstellung der optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA SRP mit Nocken sind grundsätzlich identisch. In beiden Fällen wird ein Wickel mit Hilfe einer verzahnten Innenform und einer Außenform gegossen. Bei der Fertigung eines ALPHA SRP mit Nocken wird aber die zylindrische und glatte Außenform des optibelt ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemens durch eine Außenform mit den gewünschten Negativkonturen der Nocken ersetzt, wie in Abbildung 6.5.1 dargestellt.

Die vorhandenen Innenformen für optibelt ALPHA TORQUE / POWER Zahnriemen bis zu Längen von 2250 mm können hierbei abhängig von der

- Entformbarkeit,
 - Breite und Breitentoleranz,
 - Genauigkeit
- der Nocke verwendet werden.

Die Härte der Nocke entspricht der Härte des Grundriemens. Weicht die gewünschte Nocken Härte wesentlich von der Standard-Grundriemenhärte von 84 Shore A ab, müssen die geänderten Eigenschaften des Grundriemens, bezogen auf Biege willigkeit und Verschleißverhalten, bei der Auslegung einbezogen werden.

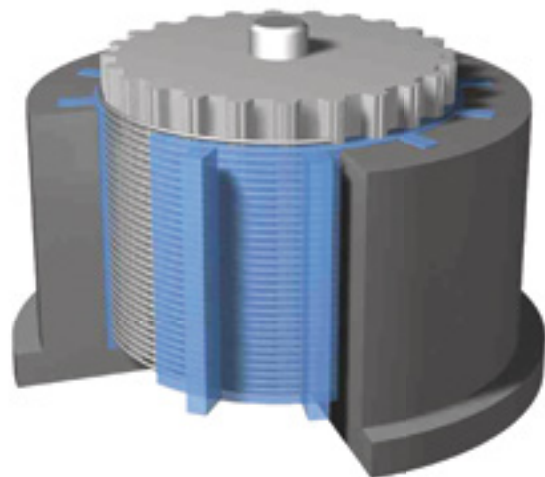


Abbildung: 6.5.1 Formgebung von Nocken und Riemen im Verdrängungsguss

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.5 NOCKEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP

Schleuderguss, Längen bis 900 mm

Im Schleuderguss-Verfahren zur Fertigung des optibelt ALPHA SRP mit Nocken wird die gesamte Form, bestehend aus Innen- und Außenform, um die Mittelachse in Rotation versetzt. Der Vorteil hierbei besteht darin, dass durch die Zentrifugalkraft feinste Nockenkonturen ausgeprägt werden können und bei Bedarf Polyurethane unterschiedlicher Härte bzw. Farbe, siehe Abbildung 6.5.2, für Nocken und Grundriemen eingesetzt werden können. So können Nocken mit großer Nachgiebigkeit ab einer Härte von 55 Shore A oder mit großer Formfestigkeit bis zu einer Härte von 95 Shore A hergestellt werden, ohne zugleich die gewohnten Eigenschaften des Grundriemens z. B. mit der Standardhärte eines optibelt ALPHA TORQUE von 84 Shore A zu verändern. Im Gegensatz zum Verdrängungsguss ist die maximale Fertigungslänge durch die hier auftretenden Fliehkräfte auf 900 mm begrenzt.

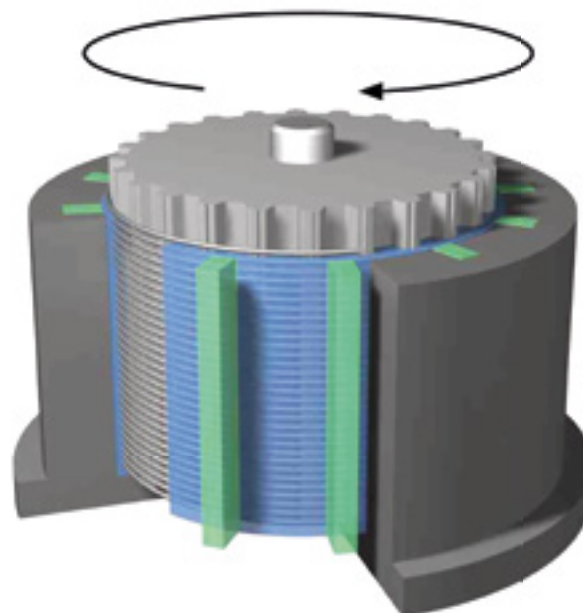


Abbildung: 6.5.2 Formgebung von Nocken und Riemen im Schleuderguss

Gießverfahren	Länge
Verdrängungsguss	50 mm $\longleftrightarrow$ 2250 mm
	siehe Standardlängen je Profil; kleinere, andere Längen auf Anfrage
Schleuderguss	100 mm $\longleftrightarrow$ 900 mm
	kleinere und Zwischenlängen auf Anfrage

Gieß-Polyurethan-Härten		
Geringste Härte	Standardhärte	Höchste Härte
55 Shore A	84 Shore A ALPHA TORQUE	95 Shore A

Die Toleranz für die Härte des Gieß-Polyurethans beträgt ± 2 Shore A. Die geringste Härte von 55 Shore A wird mit + 3 Shore A und die höchste Härte wird mit – 3 Shore A toleriert.

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.5 NOCKEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP



Formen und Formgebung

Die Nocken des optibelt ALPHA SRP sind frei formbar und können so, wie in Unterkapitel 6.4, Abschnitt „Herstellung von Polyurethan-Nocken“ beschrieben, gestaltet werden. Auch hier muss die Entformbarkeit der Nocke bzw. genauer des Nockenwickels aus der Außenform berücksichtigt werden.

Diese ist, bezogen auf die Außenform, nur

- nach innen und
- in Richtung Werkzeugachse möglich.

Analog ist das Entformen, bezogen auf den gegossenen Riemen, nur

- nach innen in Richtung Verzahnung bzw. Riemenhöhe und
- längs zur Verzahnung bzw. quer in Richtung Riemenbreite möglich.

Analog ist dies, bezogen auf die gegossene Nocke, nur

- nach unten in Richtung Grundriemen bzw. Nockenhöhe und
- quer in Richtung Nockenbreite möglich.

Die Abbildungen 6.5.3 und 6.5.4 zeigen Rund- und Rechteck-Nocken bzw. Nockenriemen, die nur nach unten in Richtung Nockenhöhe entformt werden können.

Die beidseitig bündige Dreieck-Nocke bzw. der Nockenriemen in Abbildung 6.5.5 kann auch in Richtung Nockenbreite entformt werden. Das Gießverfahren ermöglicht grundsätzlich besonders dünnwandige Nockenformen, die dadurch auch nachgiebig gestaltet werden können. Leicht zu realisierende gerundete Übergänge zwischen Nocke und Riemen reduzieren unter Belastung auftretende Spannungsspitzen.

Die Abbildung 6.5.6 zeigt eine L-Form-Nocke, die wegen der Hinterschneidung nur in Richtung Nockenbreite aus der Außenform entnommen werden kann. Hier ist eine über die Wickelbreite durchgängige Nocke erforderlich. Nach dem Schneiden des Wickels ist die Nocke zum Grundriemen wie auch bei der vorgenannten Dreieck-Nocke beidseitig bündig angeordnet.

Ist die Entformbarkeit nach unten in Richtung Grundriemen bzw. Nockenhöhe gegeben, können senkrecht verlaufende Sacklöcher ohne mechanische Nacharbeit geformt werden. Sollen in Sacklöcher nun Einlegeteile eingebracht werden, können diese nur nachträglich eingeschraubt werden.

Im Gegensatz zu gespritzten Nocken ist keine Glasfaserverstärkung des Polyurethans im SRP-Gießverfahren möglich.

Durch die Fertigung von Nocken und Riemen in einem Guss können Nocken mit lose aufliegender Abstützung und zugehöriger Freimachung nicht realisiert werden.

Bei geringer Formsteifigkeit und hoher Anforderung an die Breitentoleranz der Nocke ist teils ein Schneiden der Nocken nicht ausreichend präzise möglich. Hier kann stattdessen bei einer Entformbarkeit nach unten in Richtung Grundriemen bzw. Nockenhöhe die Nocke schmäler als der später geschnittene Grundriemen gegossen werden, wie dies in der Abbildung 6.5.4 zu sehen ist. Dadurch wird beim späteren Aufschneiden des Wickels nicht die Nocke, sondern nur der Grundriemen geschnitten.

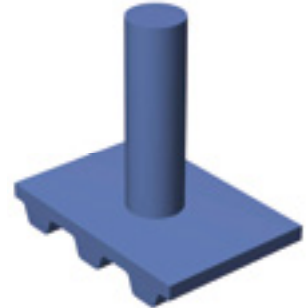


Abbildung 6.5.3: Zylinderförmige Rund-Nocke: stehender Zylinder



Abbildung 6.5.4: Rechteck-Nocken, in Reihe angeordnet



Abbildung 6.5.5: Dreieck-Nocke mit gerundetem Kopf

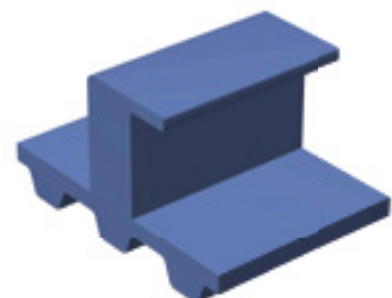


Abbildung 6.5.6: L-Form-Nocke

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.5 NOCKEN UND GRUNDRIEMEN GEGOSSEN, optibelt ALPHA SRP

Alternativ können Hinterschneidungen, Bohrungen und Einlegeteile jeweils nachträglich in die Nocken eingebracht werden. Diese geometrischen Anpassungen sind mit den in Unterkapitel 6.6 beschriebenen Verfahren möglich. In Unterkapitel 6.4, Abschnitt „Maßtoleranzen“ sind die unterschiedlichen allgemeinen Einflussgrößen beschrieben. Das Einspannen als weitere Einflussgröße ist dort ebenfalls beschrieben. Bei gegossenen Nocken ist zudem der unlösbar verbundene Grundriemen, der beim Einspannen nicht geknickt werden darf, einzubeziehen.

Gestaltungsrichtlinien, Positions- und Maßtoleranzen

Für die Position und die Befestigungsstärke der Nocken auf dem Zahnriemen gelten die Richtlinien, wie in Unterkapitel 6.4, Abschnitt „Position zum Zahn, Scheibenzähnezahl und Befestigungsstärke“ und Tabelle 6.4.4 beschrieben. Lediglich die dort empfohlene Freimachung bei Nocken mit großer Breite im Gießverfahren, wie oben beschrieben, ist nicht herstellbar.

Bei Nockenabmessungen bis zu 5 mm betragen die Abmessungstoleranzen $\pm 0,15$ mm.

Bei größeren Nockenabmessungen muss individuell angefragt werden.

Nockenausführung	Maßtoleranz
Gegossene Nocke	$\pm 0,15$ mm
Mechanisch bearbeitete Nocke	$\pm 0,5$ mm

Die Positionstoleranz der Nocke zum Zahn in Teilungsrichtung kann $\pm 0,15$ mm erreichen.

Wie auch in Unterkapitel 6.4 im Unterabschnitt „Positions- und Teilungstoleranzen“ beschrieben, muss in Längsrichtung für die Nocken-Teilungstoleranz zusätzlich die Riemenlängentoleranz, siehe Kapitel 7, berücksichtigt werden. Sind eingeschränkte Nocken-Teilungstoleranzen erforderlich, müssen diese anhand von Mustern praktisch ermittelt und daraufhin ggf. eingeschränkt werden.

Für die Positionstoleranz in Breitenrichtung muss die Breitentoleranz durch das geringfügige seitliche Wandern des optibelt ALPHA SRP beim Schneiden einbezogen werden, siehe Kapitel 7. Für die Teilungen von 5 mm bis 10 mm beträgt diese $\pm 0,5$ mm.

Richtung	Positionstoleranz	
Längs bzw. in Teilungsrichtung	$\pm 0,15$ mm	zum Zahn
Quer bzw. in Breitenrichtung	$\pm 0,5$ mm	für Teilung von 5 mm bis 10 mm

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.6 ANPASSUNG DURCH MECHANISCHE BEARBEITUNG



6.6 Anpassung durch mechanische Bearbeitung

Nachträgliche geometrische und maßliche Anpassungen von Standardzahnriemen, beschichteten Riemen und Nocken Zahnriemen erweitern deren Einsatzmöglichkeiten. Als Verfahren zur mechanischen Bearbeitung stehen zur Verfügung:

- Schleifen
- Fräsen
- Wasserstrahlschneiden
- Stanzen
- Bohren
- Schneiden

Transportantriebe mit mechanisch bearbeiteten Riemen

Die folgenden Beispiele zeigen Zahnriemen, die durch mechanische Bearbeitung an die Anwendung angepasst wurden.

Rohrförderer, geometrische Anpassung eines beschichteten Zahnriemens

Bei dem Rohrförderer in Abbildung 6.6.1 wurden Zahnriemen mit Beschichtung geometrisch durch Querfräsungen so angepasst, dass das Transportgut in Riemenlängsrichtung positioniert ist.

Um die parallel geförderten Rohre in den Aussparungen sicher zu fixieren, können diese durch einen Oberdruckriemen niedergehalten werden. Die hier erforderlichen Führungsschienen sind nicht dargestellt. Werden die Rohre in Prismen aufgenommen, ergeben sich Linienberührungen, die z. B. bei dünnwandigen Rohren durch den Oberdruckriemen zu Deformationen führen können. Hier empfiehlt sich eine an die Werkstückkontur angepasste Formgebung der Nut.

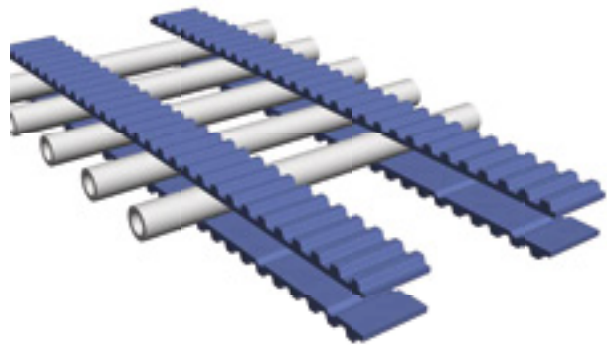


Abbildung 6.6.1: Quer genuteter Parallelförderer für Rohre

Vakuumriemen, geometrische Anpassung eines Standardzahnriemens

Beim Transport z. B. nicht formstabiler Werkstücke wie Folien wird die Positionierung auf dem Riemen durch Vakuumkräfte ermöglicht.

Durch eingebrachte Lochungen und Vakuumschienen mit entsprechend ausgeführten Kanälen wird das erzeugte Vakuum auf das Transportgut übertragen. Je nach Ausführung der Vakuumschiene muss der Vakuumriemen zusätzlich mit einer Längsnut auf der Zahnseite versehen werden. Besonders geeignet hierfür sind Zahnriemen ohne Wickelnase, bei denen Vakuumverluste reduziert werden.

Müssen höhere Transportkräfte realisiert werden, kann die wirksame Vakuumfläche durch Einfräsen von Taschen in die Beschichtung oder den verstärkten Riemenrücken im Bereich der Lochung vergrößert werden. Hierbei ist die Formstabilität des Transportgutes zu berücksichtigen.

Die Unterseite der Zahnriemen bzw. die zahnseitige Nut, die auf der Vakuumschiene aufliegt, kann mit Polyamidgewebe versehen werden, um Reibwert und Verschleiß zu vermindern.

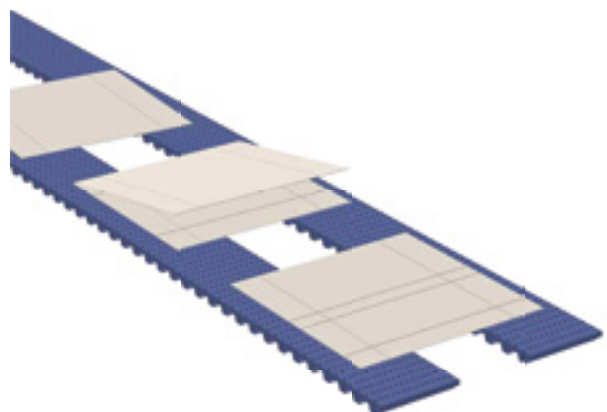


Abbildung 6.6.2: Vakuumunterstützter Parallelförderer für Papier

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.6 ANPASSUNG DURCH MECHANISCHE BEARBEITUNG



Fertigungsverfahren

Die nachfolgend beschriebenen Fertigungsverfahren werden für die Bearbeitung von Standardriemen, Beschichtungen und Nocken auf Grundriemen eingesetzt. Die Wahl des Fertigungsverfahrens wird bestimmt durch

- die zu erzielende Form und Kontur,
- die Materialstärke,
- die Bearbeitungstiefe,
- das Material,
- die Materialhärte,
- die Toleranzen,
- die Bearbeitungsgeschwindigkeit
- und die Stückzahl.

Schleifen

Höhe

Bei erhöhten Anforderungen an die Gesamthöhtoleranz wird empfohlen, die Beschichtung auf dem Grundriemen zu überschleifen. Beschichtungsmaterialabhängig lassen sich Gesamthöhtoleranzen für den beschichteten Riemen bzw. für Nockenriemen mit flachen Nocken von bis zu $\pm 0,15$ mm erzielen. Das Verfahren zur Messung der Gesamthöhe insbesondere weicher Beschichtungen, für die das Schleifen im Gegensatz zum Fräsen besonders geeignet ist, muss jeweils abgestimmt werden, da ein genormtes Messverfahren für beschichtete Riemen nicht vorliegt. Durch Schleifen lässt sich auch die Höhtoleranz eines Standardzahnriemens auf $\pm 0,15$ mm begrenzen, um bei schnell laufenden Antrieben einen gleichmäßigeren, ruhigeren Lauf bei Verwendung von Rückenrollen zu erreichen.

Bei Transportantrieben führt das rückenseitige Schleifen zu einer leicht aufgerauten Beschichtungsoberfläche. Diese führt zu einer verringerten Adhäsion, z. B. beim Folientransport, auf glatten Beschichtungen wie PVC- bzw. Polyurethan-Beschichtungsfolien. Umgekehrt verbessert sich bei aufgerauter Beschichtungsoberfläche die Mitnahme bei leicht rauer Transportgutoberfläche.

Breite

Beim Betrieb von Zahnriemen z. B. in Vakuumschienen ist eine Reduzierung der Breitentoleranz erforderlich, die durch Schleifen auf $\pm 0,15$ mm eingeschränkt werden kann. Dies gilt auch für Nockenriemen, bei denen Grundriemen und formstabile Nocken gemeinsam auf Breite geschliffen werden, bzw. für einzelne formstabile Nockenflächen in Riemenlängsrichtung.

Konturen

Rückenkonturen in Beschichtungen, wie z. B. Wellenschliff, können auf NC-gesteuerten Maschinen geschliffen werden. Alternativ lassen sich besondere Konturen in Riemenlängs- und -querrichtung mit speziell abgerichteten Schleifscheiben einbringen. Durch Schleifen wird grundsätzlich eine vergleichsweise hohe Oberflächengüte erzielt.

Fräsen

Das Fräsen eignet sich im Gegensatz zum Schleifen nur für härtere Materialien, wobei die Oberflächengüte nicht erreicht wird, die durch Schleifen erzielt werden kann. Um Werkstücke auf Transportriemen zu positionieren, können beliebige Konturen längs, quer oder schräg in Beschichtungen eingefräst werden. Die Abbildung 6.6.3 zeigt in eine Beschichtung gefräste Nuten. Die vier seitlich abgeschlossenen Nuten werden auch Taschen genannt. Mit diesen können Werkstücke vereinzelt werden oder die Vakuumkraft durch die größere wirksame Fläche bei Vakuumriemen vergrößert werden.

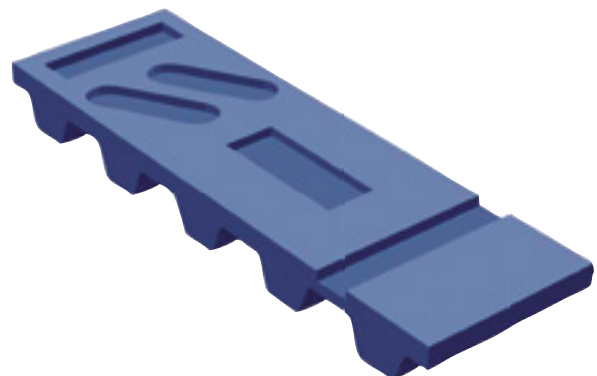


Abbildung 6.6.3: Gefräste Konturen

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN

6.6 ANPASSUNG DURCH MECHANISCHE BEARBEITUNG



In der Abbildung 6.6.4 ist eine in die Verzahnungen gefräste Längsnut dargestellt, die mit einer entsprechend gestalteten Stützschiene der Führung dienen kann, eine Vakuumschiene aufnehmen kann oder in die nachträglich eine Keilleiste eingeschweißt werden kann.

Durch Fräsen in Querrichtung können einzelne Riemenzähne entfernt werden, um Platz für Metallzähne zum Anschrauben von Nocken zu schaffen, siehe Kapitel 6.4.

Gespritzte oder aus der Grundplatte geschnittene Nocken können vor der Verbindung mit dem Grundriemen durch Fräsen maßlich und geometrisch angepasst werden. Auch bereits mit dem Grundriemen verbundene formstabile Nocken können grundsätzlich durch Fräsen nachgearbeitet werden.

Die Maßtoleranz beim Fräsen von Polyurethan-Grundriemen und -Beschichtungen mit Härten größer/gleich 85 Shore A beträgt bis zu $\pm 0,15$ mm. Die Genauigkeit nimmt bei Materialien mit kleineren Härten und geringerer Formstabilität ab und muss bei Bedarf versuchstechnisch erprobt werden.

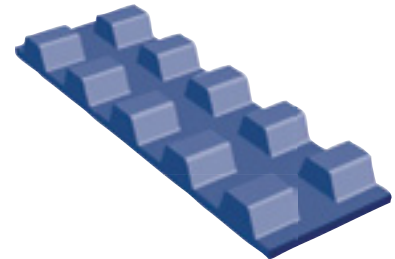


Abbildung 6.6.4: Längsnut in Verzahnung

Wasserstrahlschneiden

Bei dem Wasserstrahlschneiden durchstößt ein Strahl aus Wasser und Sand mit einem Durchmesser von ca. 0,8 mm das zu bearbeitende Werkstück. Dabei wird im Gegensatz zum Fertigungsverfahren Schneiden Material abgetragen.

Durch Wasserstrahlschneiden können in Riemen und Nocken beliebige präzise Loch-Konturen ohne zusätzliche Werkzeugkosten eingebracht werden. Der kleinste mögliche Radius eines Loches oder einer Ecke in einer Loch- bzw. Innenkontur beträgt 0,4 mm. Außenkonturen bzw. Ecken einer Nocke können im Gegensatz dazu ohne Radien per Wasserstrahl geschnitten werden. Die Schnittflächen sind dabei grundsätzlich zueinander parallel. Für komplexere Konturen fallen ggf. einmalig Erstellungskosten für ein NC-Programm und Werkstückhalter an.

Auch Stahlzugträger werden im Polyurethan-Zahnriemen glatt und ohne Ausfransung durchgeschnitten. Da bei dem Wasserstrahlschneiden im Gegensatz zum Stanzen keine ungleichmäßigen Verformungen durch Stahlzugträger auftreten, können beispielsweise exakt runde Löcher realisiert werden. Dadurch wird die Montage von Schrauben erleichtert und die Positioniergenauigkeit der zu befestigenden Werkstückträger erhöht.

Stanzen

Die Abbildung 6.6.5 zeigt einen im Stegbereich gelochten Riemen für eine Vakuumanwendung. Das Ausstanzen von Innenkonturen aus einem Riemen kann bei kleineren Riemenprofilen mit dünnen Stahlzugträgern per Stanzschnitt erfolgen.

Durch Mehrfachwerkzeuge können gleichzeitig nah beieinander positionierte Konturen in einem Arbeitsgang zeitsparend und wirtschaftlich erzeugt werden. Für diese Konturen fallen entsprechende Werkzeugkosten an.

Beim Stanzschnitt kann der Verbund aus Stahlzugträger und Polyurethan seitlich ausweichen. Nach dem Stanzen bewegen sich diese Bereiche in ihre Ausgangslagen zurück. Die gestanzte Kontur verändert sich dadurch geringfügig. Beim Ausstanzen eines runden Loches entsteht ein leicht ovales Loch. Für Vakuumriemen ist diese leichte Konturabweichung ohne Bedeutung. Bei der Befestigung von Metallnocken werden hingegen zylindrische Löcher für eine leichte Montage und genaue Führung bevorzugt. Weiterhin können die Zugträger an den Schnittstellen ausfransen und in die gestanzte Kontur hineinragen. Empfindliche Transportgüter können dann unter Umständen durch Stahlcordlitzen beschädigt werden. Um dies zu vermeiden, werden bevorzugt Zahnriemen mit Aramid-Zugträgern bzw. zugträgerfreien Zonen verwendet.

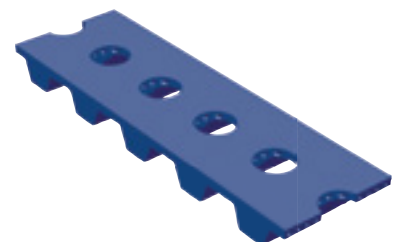


Abbildung 6.6.5: Gelochter Zahnriemen

6 BESCHICHTUNGEN, NOCKEN UND ANPASSUNGEN



6.6 ANPASSUNG DURCH MECHANISCHE BEARBEITUNG

Bohren

Durchgängige Bohrungen in Polyurethan-Riemen mit Aramidcord oder in Gummi-Riemen mit Glasfaserzugstrang bzw. in zugstrangfreier Zone können mittels Spezialbohrer eingebracht werden. Hierbei fallen lediglich Rüstkosten an.

Folgende Standard-Bohrungsdurchmesser [mm] für Riemen ggf. mit Beschichtung werden empfohlen:

2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	8	10	12
---	-----	---	-----	---	-----	---	-----	---	---	----	----

Die Durchmessertoleranz beim Bohren beträgt für Polyurethan-Grundriemen und -Beschichtungen mit Härten größer/gleich 85 Shore A bis zu $\pm 0,20$ mm. Die Genauigkeit nimmt bei Materialien mit kleineren Härten und geringerer Formstabilität ab und muss bei Bedarf versuchstechnisch erprobt werden. Diese Aussagen gelten ebenfalls für Bohrungen in Polyurethan-Nocken.

Nocken aus Polyurethan mit Härten größer 90 Shore A können bei geringen Stückzahlen durch Bohren mit Durchgangs- oder Sacklöchern versehen werden. Hierbei sollte die Nocke eine hohe Formstabilität und große Einspannflächen besitzen, um Bohr- und Einspannkräften ausreichenden Widerstand entgegensetzen zu können. Für Nocken mit geringeren Härten empfiehlt sich bei geringen Stückzahlen das Fräsverfahren.

Folgende Standard-Bohrungsdurchmesser [mm] für Nocken werden empfohlen:

2	2,1	2,2	2,3	...	9,7	9,8	9,9	10	11	12	13
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	----	----	----	----

Schneiden

Mit zunehmender Beschichtungsstärke verringert sich die Biegewilligkeit beschichteter Riemen und erhöht sich der erforderliche Mindestzahnscheibendurchmesser – Formel siehe Unterkapitel 6.2 –, um ein Einreißen der Beschichtung bzw. der Stoßstelle sicher zu verhindern.

Muss der Zahnscheiben-Durchmesser trotz einer rückenseitigen Auflage relativ klein gehalten werden, kann die Beschichtung jeweils gegenüber der Zahn-lücke quer eingeschnitten werden. Wie in Abbildung 6.6.6 zu sehen, öffnet sich die Beschichtung in der Umlenkung, und die Biegewilligkeit wird wesentlich gesteigert. In der Geraden ist die Beschichtung geschlossen, so dass keine Beeinträchtigung beim Transport entsteht.

Kompakte Beschichtungen können eingefräst werden, wobei dann wegen des Materialabtrags in der Geraden keine geschlossene Beschichtungsfläche entsteht.

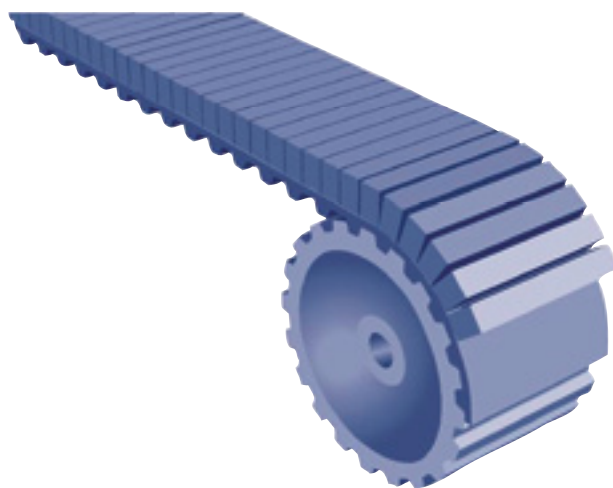


Abbildung 6.6.6: Eingeschnittene Beschichtung

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

7.1 Vorspannkraft: Messmethoden und Einstellung

Die korrekte Einstellung der Vorspannkraft bzw. statischen Trumkraft ist wesentlich für

- einen funktionssicheren, zuverlässigen Betrieb mit geringen Ausfallzeiten,
- das Erreichen eines hohen Wirkungsgrades,
- eine maximal mögliche Lebensdauer von Riemen und Scheiben.

Das heißt zusammengefasst

- minimale Kosten im Betrieb, für Instandhaltung und Ersatzbedarf.

Die Methode Daumendruck ist nur für eine erste grobe Voreinstellung der statischen Vorspannkraft geeignet. Ohne eine Justierung per Messmittel kann bei der Montage eines Riementriebs eine

- zu niedrige Vorspannkraft
oder aber eine
- zu hohe Vorspannkraft

eingestellt werden, die so zu unnötigen und kostspieligen Frühausfällen des Antriebs führen kann.

Eine zu niedrig eingestellte Vorspannkraft kann u. a. eine erhöhte Zahnbelastung und frühzeitiges Abscheren der Zähne des Riemens verursachen. Zudem steigt die Gefahr des Aufsteigens in der Scheibe mit anschließendem Überspringen mit dann sehr hohen Belastungen von Wellen und Lagern.

Eine zu hoch eingestellte Vorspannung kann u. a. zu überhöhten Laufgeräuschen, starkem Zahnabrieb, erhöhtem Scheibenverschleiß, frühzeitiger Cordermüdung und überhöhten Seitenkräften auf die Bordscheiben führen.

In beiden Fällen können neben Riemen und Scheiben die Lager und Wellen Schaden nehmen. Weitere Details zum Thema Frühausfälle durch abweichende Vorspannkraft sind im Unterkapitel 7.8 Schadensbilder, Ursachen und Maßnahmen zu finden.

Voraussetzungen und Hinweise

Für eine korrekte Einstellung der Vorspannkraft sollte der Zahnriemen unbelastet und möglichst frei beweglich sein.

Bei Leistungsantrieben sollten die Antriebsscheibe und die Abtriebsscheibe frei drehbar sein. Bei Mehrwellenantrieben sollten alle Scheiben frei drehbar sein.

Bei Linear- und Transportantrieben sollten die Antriebsscheibe und der Linearschlitten bzw. das Transporttrum auf der Führungsschiene frei beweglich, d. h. jeweils unbelastet von zu bewegenden Massen sein.

Durch Bewegen bzw. durch Hin- und Herbewegen des Riemens kann die Vorspannkraft unbehindert gleichmäßig auf alle Trume verteilt werden. Neu montierte Riemen beginnen sich zudem dabei in den Scheiben zu setzen. Ideal sind zwei Riemenumläufe, die aber bei Linearantrieben grundsätzlich nicht möglich sind oder bei Antrieben mit großen Achsabständen zu zeitaufwendig sein können. Alternativ und vereinfacht können die Scheiben des Riementriebs möglichst mehrfach, mindesten aber dreimal hin- und hergedreht werden. Bei großen Leistungsantrieben mit einem Übersetzungsverhältnis $i \neq 1$ bezieht sich dies auf die größte Scheibe im Riementrieb.

Ist eine freie Bewegung hingegen nicht möglich, darf bei allen Antrieben höchstens eine Scheibe blockiert sein. Dabei muss aber bei Linearantrieben der Schlitten und bei Transportantrieben das Transporttrum frei beweglich sein.

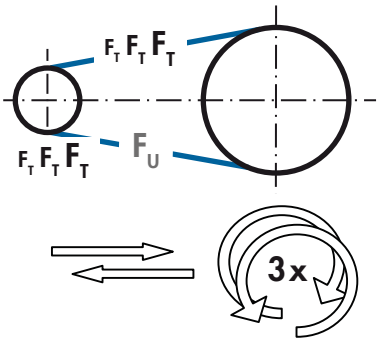
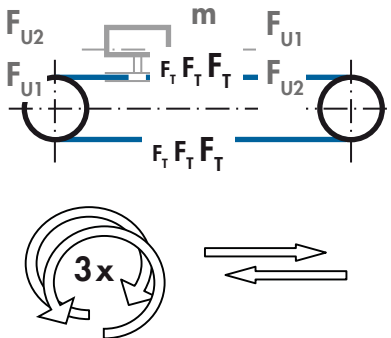
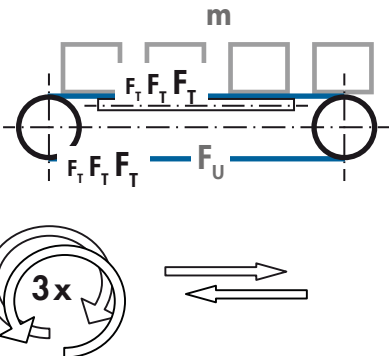
Sind die Trume eines Antriebs aber durch feststehende Scheiben oder Massen bei Linearantrieben verspannt, kann ausnahmsweise versucht werden, die ggf. per Frequenzmessung ermittelbaren Trumkräfte um den berechneten Vorgabewert herum einzustellen. In Kapitel 4 ist ein Beispiel dargestellt, bei dem eine Hangabtriebskraft bei blockierter Antriebsscheibe wirkt, so dass die Trume des Linearantriebs im Stillstand verspannt sind. Bei einem Transportantrieb besteht diese Möglichkeit der Mittelwertbildung hingegen nicht, wenn die Masse auf dem Transporttrum verteilt ist.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

Tabelle 7.1.1: Einstellung und Messung der vorgegebenen statischen Trumkraft

Leistungsantriebe		Linearantriebe		Transportantriebe	
Antrieb Motor	Abtrieb Maschine	Antrieb Motor	Linear-schlitten	Antrieb Motor	Fördergut
Freie Drehbewegung	Freie Drehbewegung	Freie Drehbewegung	Freie Bewegung	Freie Drehbewegung	Freie Bewegung
$M_{An} = 0 \text{ Nm}$	$M_{Ab} = 0 \text{ Nm}$	$M_{An} = 0 \text{ Nm}$	$m = 0 \text{ kg}$	$M_{An} = 0 \text{ Nm}$	$m = 0 \text{ kg}$
Sicherheitshinweis: Vor Beginn von Montage- und Wartungsarbeiten müssen An- und Abtrieb gegen unabsichtliche Bewegung gesichert werden. Zudem müssen die entsprechenden Hinweise des Maschinenherstellers beachtet werden.					
Ermittlung des Vorgabewertes der statischen Trumkraft F_T und der zugehörigen Frequenz f , siehe Tabelle 7.1.3, bzw. der entsprechenden Längenzunahmen x_V , x_{VCP} oder ΔL_V , siehe Tabelle 7.1.4					
Statische Trumkraft F_T		Einstellen	Bewegen	Messen	
$F_T \ F_T \ F_T$	$F_T > 0 \text{ N}$	Einstellung einer geringen statischen Trumkraft F_T ohne Messmittelunterstützung per Daumendruckmethode			
		Bewegen: Prüfung der freien Beweglichkeit des Riemens und der Scheiben: Umfangskraft $F_U = 0 \text{ N}$			
$F_T \ F_T \ F_T$	$F_T \approx \text{Vorgabewert}$	Einstellung einer erhöhten statischen Trumkraft F_T ohne Messmittelunterstützung per Daumendruckmethode			
		Bewegen: 3 x Hin- und Herdrehen der (großen) Scheibe durch Ziehen eines Trums			
$F_T \ F_T \ F_T$	$F_T = \text{Vorgabewert}$	Messen und korrigieren der vorhandenen statischen Trumkraft F_T mit Messmittelunterstützung			
		Einstellung der vorgegebenen statischen Trumkraft F_T ggf. durch erneutes Bewegen (3 x Drehen), Messen u. Korrigieren			
$F_U = 0 \text{ N}$ 		$F_U = 0 \text{ N}$ 		$F_U = 0 \text{ N}$ 	

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



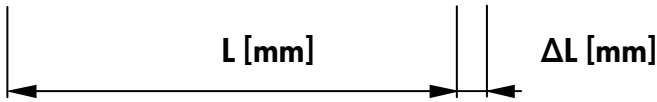
7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

Messmethoden, Anwendungsbereiche und Messmittel

Für die korrekte Einstellung der Vorspannkraft eines Zahnriemens sollte bei frei schwingenden Trumen die vergleichsweise genaue Frequenzmessung durchgeführt werden, die ein Frequenzmessgerät z. B. der optibelt TT-Reihe erfordert.

Lediglich ein Maßband, z. B. aus der optibelt SERVICE-BOX, wird bei der einfachen, aber auch deutlich ungenaueren Messung der Längenzunahme beim Spannen langer Riemen mit Trumlängen größer 1000 mm benötigt.

Tabelle 7.1.2: Vereinfachte Zuordnung und Eigenschaften der Vorspannkraftmessung

Messung der Vorspannkraft, Genauigkeiten, Messmittel		
Leistungsantriebe	Linearantriebe	Transportantriebe
bzw. Linear-, Transportantriebe	bzw. große Leistungsantriebe, z. B. mit langen optibelt ALPHA FLEX	
Trumlängen L, frei schwingend	Trumlängen L ≥ 1000 mm	
Frequenzmessung	Messung der Längenzunahme	
 f [Hz]		
Hohe Messgenauigkeit	Geringe bis mittlere Messgenauigkeit je nach Riemenlänge	
Hohe Wiederholgenauigkeit	Ein bereits gespannter Antrieb kann nicht geprüft werden	
Frequenzmessgeräte der optibelt TT-Reihe	Maßband aus der optibelt SERVICE-BOX, ggf. Messschieber	
Hochwertig, im Vergleich höhere Anschaffungskosten	Einfach, günstig	

Vorspannkrafteinstellung über Frequenzmessung

Bei der Frequenzmessung wird ein gut zugängliches, mindestens leicht gespanntes Riementrum zwischen den Scheiben mit dem Finger wie eine Gitarrensaite zum Schwingen gebracht. Bei Linearantrieben kann alternativ auch eines der Trume zwischen Scheibe und Schlitten angeregt werden. Das gewählte Trum muss frei schwingen können, ohne z. B. an ein Gehäuse anzustoßen. Die Eigenfrequenz f des Trums ist abhängig vom Metergewicht m_k und von der freien Trumlänge L, siehe z. B. Abbildung 2.1.1, ein Maß für die statische Trumkraft F_T , siehe Tabelle 7.1.1. Für die Messung bieten sich die Frequenzmessgeräte der optibelt TT-Reihe an.

$$f = \sqrt{\frac{F_T \cdot 10^6}{4 \cdot m_k \cdot L^2}} \quad [\text{Hz}] \quad \text{mit } F_T [\text{N}], m_k \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] \text{ bzw. } \left[\frac{\text{g}}{\text{mm}} \right], L [\text{mm}]$$

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

Ist der Kauf eines Frequenzmessgerätes der optibelt TT-Reihe geplant, sollten bei allen zu prüfenden Antrieben und gewählten frei beweglichen Trumen jeweils die Vorgabewerte für die Frequenz f ermittelt werden. Die genannten Beispiele und weitere Fälle, die eine Frequenzmessung verhindern können, sind im folgenden Abschnitt zusammengefasst.

Die Frequenzmessung kann bei Linear- oder Mehrscheibenantrieben grundsätzlich an beliebigen Trumen durchgeführt werden. Dies gilt auch für Trume, die sich z. B. aus einer innen liegenden Zahnscheibe und einer außen liegenden, zylindrischen Rolle bzw. bei doppelverzahnten Riemen einer entsprechenden außen liegenden Zahnscheibe ergeben.

Tabelle 7.1.3: Vorspannkrafteinstellung über Frequenzmessung

Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Frequenz Schritte zur Einstellung der statischen Trumkraft des Zahnriemens. Der Zahnriemen ist auf ausgerichteten Scheiben montiert. Die Ausrichtung kann z. B. per optibelt LASER POINTER erfolgen. Die erforderlichen Vorgabewerte für die Frequenz f müssen vorher ermittelt werden.		
Leistungsantriebe	Linearantriebe	Transportantriebe
Spannen des montierten Riemens und damit aller freien, unbelasteten Trume		
Messen und Einstellen auf den Vorgabewert f und damit der zugehörigen statischen Trumkraft F_T		

Das Metergewicht m_k kann dem jeweiligen Technischen Datenblatt für die dort angegebenen Breiten entnommen werden. Bei anderen als den dort angegebenen Breiten, die deutlich mehr als die jeweilige Breittoleranz abweichen, kann das Metergewicht inter- oder extrapoliert werden. Ist das Metergewicht unbekannt und liegt der Riemen vor, kann alternativ grundsätzlich das Metergewicht auch durch Wiegen der Riemenmasse m und Teilen durch die Riemenlänge L_w ermittelt werden.

$$m_k = \frac{m}{L_w} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}} \right] \text{ oder } \left[\frac{\text{g}}{\text{mm}} \right] \quad \text{mit } m \text{ [kg], } L_w \text{ [m] oder } m \text{ [g], } L_w \text{ [mm]}$$

Kleine Abweichungen zwischen Theorie und Praxis sind tolerierbar und ergeben sich teils daraus, dass die Riemenmasse und damit das Metergewicht m_k durch Breiten- und Höhtoleranzen leicht schwanken können.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme

Die Vorspannkrafteinstellung über die Messung einer Längenzunahme erreicht grundsätzlich nicht die Genauigkeit der Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Eigenfrequenz eines frei schwingenden Trums. Die hier vorgestellte Messung über die Längenzunahme bietet sich an, wenn die Messung der Frequenz f mindestens eines Trums des Antriebs nicht erfolgen kann.

Dies ist der Fall, wenn

- zugängliche und frei schwingende Trume außerhalb des Messbereiches des gewählten Frequenzmessgerätes liegen, z. B.: $10 \text{ Hz} \leq f \leq 300 \text{ Hz}$,
- kein geeignetes Trum zugänglich ist,
- die Trume durch Gehäuse oder stark dämpfende Beschichtungen nicht frei schwingen können,
- das Metergewicht nicht ermittelbar ist,
- Nocken aufgebracht sind,
- kein Messgerät der optibelt TT-Reihe, Frequenzmessbereich $1 \text{ Hz} \leq f \leq 600 \text{ Hz}$, verfügbar ist.

Für die Messung der aktuellen Längenzunahme werden lediglich ein Messschieber oder ein Maßband, z. B. aus der optibelt SERVICE-BOX, und ein Stift zur Markierung einer definierten Länge auf dem Riemen und einer zugehörigen Längenzunahme benötigt.

Die Einstellung der statischen Trumkraft F_T kann durch eine definierte elastische Dehnung des Zahnriemens aus dem gerade unbelasteten Zustand heraus erfolgen. Die statische Vorspannkraft F_T kann daher nicht direkt und einfach an einem bereits vorgespannten Riementrieb gemessen und ermittelt werden, siehe Tabelle 7.1.2.

Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf die Tabelle 7.1.4. Die erforderliche elastische Dehnung und die zugehörige statische Trumkraft F_T werden bei einem Vorspannweg x_V einer Achse oder Welle erreicht, der sich abhängig von der Länge L des gespannten Trums oder der gespannten Trume und der dann vorhandenen Federsteifigkeit ergibt. Je länger das zu spannende Trum ist, desto größer wird der Vorspannweg x_V , und desto genauer kann die gewünschte statische Vorspannkraft eingestellt werden. Die Trumlänge L , die vorgespannt werden muss, sollte möglichst größer als 1000 mm sein, da der Vorspannweg x_V dann je nach Produktgruppe bis zu 1 mm bzw. bis zu 2 mm und mehr beträgt, um ausreichend genau eingestellt werden zu können.

Die Messung des Spannweges x_V erfolgt an der verstellbaren, gerade noch unbelasteten Achse bzw. Welle, wobei die freien Trumlängen L bei einem Zweischeibenantrieb mit dem Übersetzungsverhältnis $i = 1$ dem Achsabstand a entsprechen und die Verstellung in gerader Verlängerung der Verbindungslinie der Achsen erfolgt.

Alternativ zur Messung des erforderlichen Spannweges x_V kann der Federweg ΔL_V beim Spannen des Riemens auch an jeder anderen Stelle des Riemens gemessen und abgelesen werden. Dazu muss lediglich vorher eine zugehörige Basislänge L_V auf dem Riemen im entlasteten Zustand markiert worden sein. Diese Basislänge L_V kann auf einem gestreckten Trum markiert sein, kann aber auch um eine Scheibe oder zwei und mehr innen liegende Scheiben herumführen, um möglichst eine Länge größer als 1000 mm zu erreichen.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.1 VORSPANNKRAFT: MESSMETHODEN UND EINSTELLUNG

Tabelle 7.1.4: Vorspannkrafteinstellung über Messung der Längenzunahme

Vorspannkrafteinstellung über die Messung der Längenzunahme Schritte zur Einstellung der statischen Trumkraft des Zahnriemens. Der Zahnriemen ist auf ausgerichteten Scheiben montiert. Ausrichtung z. B. per optibelt LASER POINTER. Die erforderlichen Vorgabewerte für den Spannweg x_V oder die Frequenz f wurden ermittelt, siehe Kapitel 3, 4 und 5.		
Leistungsantriebe	Linearantriebe	Transportantriebe
Markieren bei jeweils nicht bzw. fast nicht gespanntem Riemen, $F_T = 0 \text{ N}$:		
– Position der verstellbaren Achse oder Welle (Trumlänge L bzw. Achsabstand $a \geq 1000 \text{ mm}$), siehe bei x bzw.		
– bei Linearantrieben Position der optibelt CP Spannplatte an Verstellweg x_{CP} oder		
– gewählte Basislänge L_V ($L_V \geq 1000 \text{ mm}$), ggf. bereits vor der Montage in geradem, ausgerolltem Zustand		
Spannen und Einstellen des montierten Riemens und des gewählten Trums auf den Vorgabewert der statischen Trumkraft F_T		
– auf den Spannweg x_V der Achse bzw. Welle bzw.		
– bei Linearantrieben alternativ auch auf den Spannweg x_{VCP} der optibelt CP Spannplatte bzw.		
– auf die Längenzunahme ΔL_V der markierten Basislänge L_V		

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.2 WELLE-NABE-VERBINDUNGEN



7.2 Welle-Nabe-Verbindungen

Folgende Welle-Nabe-Verbindungen werden hauptsächlich angewendet:

- Spannelement, primär kraftschlüssig
- Fertigbohrung mit Nut, formschlüssig

Bei den Spannelementen wird zwischen

- optibelt TB Taper-Buchse und
 - optibelt CE Spannelement
- unterschieden.

Obwohl für Spannelemente grundsätzlich zusätzliche Kosten bei der Neuanschaffung anfallen, ist die Welle-Nabe-Verbindung mittels Taper-Buchse besonders wirtschaftlich, da eine axiale Sicherung direkt ohne weitere konstruktive Maßnahmen möglich ist. Für das Taper-Buchsen-System entfällt zudem bei der zugehörigen optibelt ZRS Zahnscheibe eine zusätzliche Bearbeitung der Nabe. Dies gilt auch bei Ersatzbedarf, bei der die grundsätzlich unbeschädigte Taper-Buchse erneut eingesetzt werden kann.

Im Gegensatz dazu ist bei der Verwendung eines CE Spannelementes eine Fertigbohrung erforderlich. Bei der formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung Fertigbohrung mit Nut muss neben der erforderlichen Fertigbohrung eine Nut in die Nabe gestoßen werden.

Bei bekanntem Wellendurchmesser muss beim Taper-Buchsen-System geprüft werden, ob bei der gewählten Scheibe für die Taper-Buchse der Bohrungsdurchmesser der zugehörigen optibelt Taper-Buchse passend zugeordnet werden kann.

Bei Scheiben für Fertigbohrung kann ein CE Spannelement als Welle-Nabe-Verbindung eingesetzt werden, das im Vergleich zum Taper-Buchsen-System eine erhöhte Laufruhe ermöglicht. Hier müssen analog zum Taper-Buchsen-System der Wellendurchmesser und zusätzlich der maximal mögliche Bohrungsdurchmesser der Nabe der Scheibe mit dem gewählten CE Spannelement abgeglichen werden. Zudem müssen der Bohrungsdurchmesser der Scheibe und der Außendurchmesser des CE Spannelementes zugeordnet werden. Im Standardlieferprogramm der Sortimentsliste für Scheiben für zylindrische Bohrung finden sich die Durchmesser der Vorbohrung und der maximal mögliche Durchmesser der Fertigbohrung. Bei starker Stoßbelastung und dauernder Drehrichtungsänderung unter Last sollte ab mittelschweren Antrieben keine Welle-Nabe-Verbindung per Passfeder genutzt werden, da die Passfedernut ausschlagen kann. Dies gilt ganz besonders für Zahnscheiben aus Aluminium. Insbesondere unter den genannten Belastungen sollte eine Welle-Nabe-Verbindung per Taper-Buchse – Standard bei Guss- oder Stahlscheiben – mit zusätzlich sichernder Passfeder oder ein CE Spannelement verwendet werden.

Alle erforderlichen technischen Daten zu den hier beschriebenen optibelt TB Taper-Buchsen und CE Spannelementen können der Optibelt-Sortimentsliste entnommen werden. Zu beachten sind insbesondere die Anzugsmomente der Schrauben, um die Spannelemente und zugehörigen Scheiben nicht zu beschädigen und eine dauerhaft funktionssichere Welle-Nabe-Verbindung zur Übertragung der Drehmomente herzustellen. Zudem sind bei den Taper-Buchsen die zölligen Gewindestifte bzw. Zylinderschrauben und bei den CE Spannelementen, wo vorhanden, die metrischen Zylinder- bzw. Sechskantschrauben aufgeführt.

Tabelle 7.2.1: Profile und Eigenschaften von Standard-Zahnscheiben und -Zahnwellen

Material	Zahn- scheiben- Profil	Zahn- wellen- Profil	Vor- bohrung ³	Taper- Buchse ³
Grauguss, Stahl	XL¹ L H XH 5M 8M 14M	XL¹ L	●	● außer XL
Aluminium	XL¹ T2,5² T5 T10 AT5 AT10	XL¹ T5 T10	●	

¹ Material durchmesserabhängig

² kleine Durchmesser nicht vorgebohrt

³ Vorbohrung oder Taper-Buchse nicht für Zahnwellen

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.3 KONSTRUKTIONSHILFEN



7.3 Konstruktionshilfen

Zahnscheiben

Die Profile der Zahnscheiben sind wie die dazugehörigen Zahnriemenprofile genormt bzw. werden in Anlehnung an eine Norm gefertigt. Die Profile und die zugrunde liegenden Normen sind in Unterkapitel 1.4 und Tabelle 1.4.9 aufgeführt. Grundsätzlich werden Standard- und Sonderscheiben unterschieden.

Der Einsatz von optibelt ZRS Zahnscheiben aus dem Standardsortiment minimiert Kosten und Lieferzeiten. Alle Standard-Zahnscheiben aus Aluminium, Stahl und Grauguss sind bis auf sehr kleine Scheibendurchmesser vorgebohrt und für die Welle-Nabe-Verbindung Fertigbohrung mit Nut bzw. ohne Nut für CE Spannelemente vorgesehen. Diese Standard-Zahnscheiben können auf Anfrage mit Fertigbohrung und Nut versehen werden. Standard-Zahnscheiben für das Taper-Buchsen-System sind grundsätzlich nur aus Stahl oder Grauguss gefertigt. In der Optibelt-Sortimentsliste finden sich die entsprechenden Ausführungen, Zeichnungen und Maße der Standard-Zahnscheiben wieder. Zusätzlich werden für Standard-Zahnscheiben CAD-Zeichnungen in den gängigen Dateiformaten zur Verfügung gestellt. Diese finden sich im Internet unter www.optibelt.com.

Sollte der Einsatz von Standardscheiben konstruktionsbedingt oder aufgrund von Umwelteinflüssen nicht möglich sein, so können Sonderzahnscheiben nach Zeichnung bzw. Beschreibung geliefert werden. Standardscheiben mit nachträglich eingebrachter Fertigbohrung mit dem Toleranzfeld z. B. H7 und Nut, z. B. nach DIN 6885 Teil 1, gelten ebenfalls als Sonderscheiben.

Wie der Tabelle 7.2.1 zu entnehmen ist, werden Standard-Zahnscheiben im Profil T und AT aus Aluminium gefertigt. Aluminiumscheiben besitzen im Vergleich zu Stahl- oder Gussscheiben ein verringertes Massenträgheitsmoment, das sich bei ständigem Beschleunigen und Abbremsen insbesondere bei Linearantrieben vorteilhaft auswirkt. Der im Vergleich zu Stahl oder Grauguss höhere Verschleiß von Aluminium kann bei Bedarf, z. B. bei

- rotatorisch hochbelasteten Antrieben, zumeist Leistungsantrieben, oder
- spezifisch hochbelasteten Antrieben mit PU-Zahnriemen mit zahnseitigem Polyamidgewebe PAZ, durch Hartcoatieren einer Aluminium-Sonderscheibe deutlich vermindert werden.

optibelt ZRS Zahnscheiben sind unabhängig von ihrer Größe und Ausführung statisch, d. h. in einer Ebene nach Wuchtgüte G6,3 gewuchtet. Allseitig bearbeitete Zahnscheiben erreichen bzw. unterschreiten diese Wuchtgüte nach DIN/ISO 1940 grundsätzlich und werden daher keiner eigenen Wuchtung unterzogen.

Zahnscheiben, die mit Geschwindigkeiten $v \geq 30$ m/s bzw. bis zur maximal zulässigen Riemengeschwindigkeit laufen, und Zahnscheiben in Antrieben, die grundsätzlich eine überdurchschnittliche Laufruhe, z. B. auch bei geringeren Geschwindigkeiten als $v = 30$ m/s, erreichen sollen, sollten zusätzlich in zwei Ebenen, d. h. dynamisch nach Wuchtgüte G6,3 oder feiner, gewuchtet werden.

Zahnscheibentoleranzen

Parallelität

Die Zähne müssen parallel zur Achse der Bohrung verlaufen mit einer Abweichung von höchstens 0,001 mm pro Millimeter Breite. Für zöllige Profile gilt: 0,01 mm pro 10 Millimeter Breite.

Konizität

Die Konizität darf höchstens 0,001 mm pro Millimeter der Kopfbreite betragen und dabei die nach Tabelle 7.3.3 zulässige Außendurchmessertoleranz nicht überschreiten. Für zöllige Profile gilt: 0,01 mm pro 10 Millimeter der Kopfbreite.

Oberflächengüte

Die Oberflächengüte darf den Wert $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ nach ISO/R 468 an Zahnflanken und -kopf nicht überschreiten.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.3 KONSTRUKTIONSHILFEN



Tabelle 7.3.1: Planauftoleranzen

Außendurchmesser d_a [mm]		Maximale Gesamtschwankung [mm]	
zöllige Teilung	metrische Teilung	MXL, XL, L, H, XH, 5M, 8M, 14M	T2,5, T5, T10, T20, AT5, AT10, AT20
$\leq 101,60$	≤ 100	0,1	0,1
$> 101,60$ $\leq 254,00$	> 100 ≤ 250	0,001 pro 1 mm Außendurchmesser (nicht 5M, 8M, 14M)	0,01 mm pro 10 mm Außendurchmesser (auch 5M, 8M, 14M)
$> 254,00$	> 250	0,25 mm und zusätzlich 0,0005 mm pro 1 mm Außendurchmesser	0,25 mm und zusätzlich 0,005 mm pro 10 mm Außendurchmesser

Tabelle 7.3.2: Rundlauf toleranzen

Außendurchmesser d_a [mm]		Maximale Gesamtschwankung [mm]	
zöllige Teilung	metrische Teilung	MXL, XL, L, H, XH, 5M, 8M, 14M	T2,5, T5, T10, T20, AT5, AT10, AT20
$\leq 101,60$	≤ 100	0,1	0,1
$> 101,60$ $\leq 254,00$	> 100 ≤ 250	0,001 pro 1 mm Außendurchmesser (nicht 5M, 8M, 14M)	0,01 mm pro 10 mm Außendurchmesser (auch 5M, 8M, 14M)
$> 254,00$	> 250	0,25 mm und zusätzlich 0,0005 mm pro 1 mm Außendurchmesser	0,25 mm und zusätzlich 0,005 mm pro 10 mm Außendurchmesser

Tabelle 7.3.3: Grenzabmaße der Außendurchmesser

Außendurchmesser d_a [mm]		Zulässige Abweichung vom Außendurchmesser d_a [mm]	
zöllige Teilung	metrische Teilung	MXL, XL, L, H, XH, 5M, 8M, 14M	T2,5, T5, T10, T20, AT5, AT10, AT20
$\leq 25,40$	≤ 25	$+0,05$ 0	+0 -0,05
$> 25,40 \leq 50,80$	$> 25 \leq 50$	$+0,08$ 0	+0 -0,05
$> 50,80 \leq 101,60$	$> 50 \leq 100$	$+0,10$ 0	+0 -0,08
$> 101,60 \leq 177,80$	$> 100 \leq 175$	$+0,13$ 0	+0 -0,08
$> 177,80 \leq 304,80$	$> 175 \leq 300$	$+0,15$ 0	+0 -0,10
$> 304,80 \leq 508,00$	$> 300 \leq 500$	$+0,18$ 0	+0 -0,10
$> 508,00$	> 500	$+0,20$ 0	+0 -0,15

Minstdurchmesser

Die Mindestzahnscheibendurchmesser der Standard-Zahnscheiben können den Optibelt-Preis- und -Sortimentslisten entnommen werden.

Der Mindestzahnscheibendurchmesser des jeweiligen Riemenprofils und des zugehörigen Cordes sollte nach Möglichkeit nicht unterschritten werden, da sonst mit verminderter Lebensdauer des Zahnriemens gerechnet werden muss.

Die in der Tabelle 7.3.4 aufgeführten Werte wesentlicher Profile für Polyurethan-Zahnriemen mit Stahlcord dienen der ersten Orientierung. Mindestzahnscheibendurchmesser, Minstdurchmesser zahn- und rücken-seitig angeordneter zylindrischer Rollen und Mindesteinspannlängen des gewählten Riemenprofils können dem jeweils aktuellen Technischen Datenblatt entnommen werden. Dies gilt besonders auch für die möglichen Ausführungsvarianten, die allgemein in Kapitel 1 und zugeordnet in den Kapiteln 3, 4 und 5 vorgestellt werden.

Tabelle 7.3.4: Minstdurchmesser und -einspannlängen

Profil	Mindestanzahl der Zähne der Zahnscheibe z_k	Mindestwirkdurchmesser der Zahnscheibe d_w [mm]	Minstdurchmesser der Außenrolle [mm]	Mindesteinspannlänge bei Befestigung durch Spannplatte [Zähne]
MXL	10	6,47	15	—
XL	10	16,17	30	8
L	12	36,38	45	6
H	14	56,60	65	6
XH	18	127,34	120	6
T2,5	10	7,96	15	—
T5	10	15,92	30	8
T10	12	38,20	60	6
T20	15	95,49	120	6
AT5	15	23,87	60	6
AT10	15	47,75	100	6
AT20	18	114,59	180	6
5M	15	23,87	60	6
8M	18	45,84	100	6
14M	25	111,41	180	6

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.3 KONSTRUKTIONSHILFEN



Rollen

Rollen übertragen innerhalb des Antriebs keine Leistung. Linearantriebe und Transportantriebe besitzen als zweite Scheibe eine Umlenkrolle. Diese Umlenkrolle ist meist eine Zahnscheibe. Alle zahnseitig laufenden Rollen können je nach Durchmesser aber auch als zylindrische Flachscheibe ausgeführt werden. Auf dem Riemenrücken laufende Rollen sind grundsätzlich zylindrisch.

Rollen werden in Abhängigkeit von ihrer Funktion in Umlenk-, Spann-, Trag- und Beruhigungsrollen unterteilt. Umlenk- und Spannrollen können hierbei eine Doppelfunktion übernehmen.

Zusätzliche Rollen sollten aufgrund der zunehmenden Biegewechselbelastung des Riemens und aus Kostengründen möglichst vermieden werden. Ist eine zusätzliche Rolle erforderlich und besteht die Wahlmöglichkeit der Anordnung, sollte die Rolle möglichst immer

- im weniger belasteten Trum und
- innen liegend

angeordnet werden, um die zusätzliche Belastung zu minimieren. Daher müssen analog zu den Scheiben die Minstdurchmesser der Rollen beachtet werden. Die Minstdurchmesser für Zahnscheiben und zylindrische Rollen können den Technischen Datenblättern entnommen werden. Minstdurchmesser sollten bei hohen Erwartungen an die Lebensdauer vermieden werden. Der Abstand zwischen einer Rolle und einer nahe liegenden Scheibe sollte ausreichend groß gewählt werden, um eine zwanglose Montage des Zahnriemens zu ermöglichen und auch den Einfluss von in der Praxis unvermeidlichen Abweichungen bei der Ausrichtung der Wellen bzw. Achsen und Scheiben zu minimieren.

Umlenkrollen

Zusätzliche Umlenkrollen werden eingesetzt, um an einzelnen Scheiben eine ggf. zu kleine Umschlingung zu vergrößern. Durch die entsprechend vergrößerte Anzahl von eingreifenden Zähnen wird dort die Leistungsübertragung überhaupt erst ermöglicht bzw. erhöht, so dass die erforderliche Breite des Antriebs verringert werden kann.

Zudem können Umlenkrollen den Riemenumlauf um ggf. vorhandene Hindernisse herumführen.

Spannrollen

Eine zusätzliche Spannrolle kann bei Antrieben mit festem Achsabstand eingesetzt werden, um die korrekte statische Vorspannkraft einstellen zu können. Diese ist eine Voraussetzung für eine hohe Funktionssicherheit und eine maximale Leistungsübertragung. Zudem wird ein zwangloses Auflegen des Zahnriemens ermöglicht.

Bei einer innen liegenden Anordnung der Spannrolle, siehe Abbildung 7.3.1, und vergleichsweise geringer Zähnezah der kleinen Scheibe sollte die Spannrolle möglichst weit von der kleinen Scheibe entfernt liegen, um dort die Umschlingung so wenig wie möglich zu verringern. Hier gilt vereinfacht, wobei a_1 der Achsabstand zwischen der kleinen Scheibe und der Spannrolle ist:

$$a_1 > \frac{2 \cdot a}{3} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a \text{ [mm]}$$

Bei einer außen liegenden Anordnung der Spannrolle, siehe Abbildung 7.3.2, sollte diese möglichst nah an der kleinen Scheibe liegen, um dort die Umschlingung und die Anzahl der eingreifenden Zähne zu erhöhen. Hier gilt vereinfacht:

$$a_1 < \frac{a}{3} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } a \text{ [mm]}$$

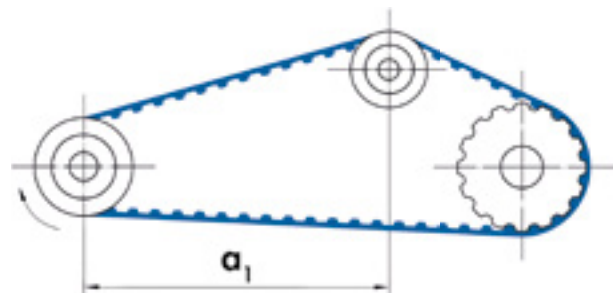


Abbildung 7.3.1: Anordnung der Innenspannrolle

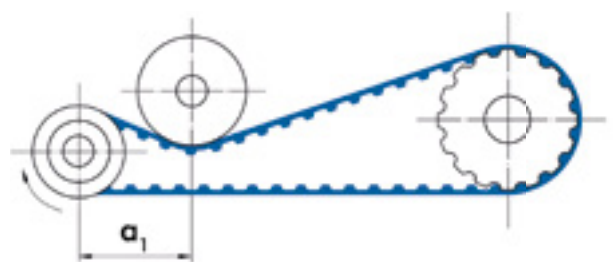


Abbildung 7.3.2: Anordnung der Außenspannrolle

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.3 KONSTRUKTIONSHILFEN



Beruhigungsrolle, Achsabstandsempfehlung

Beruhigungsrollen empfehlen sich bei einem stark schwingenden Riementrum. Starke Trumschwingungen treten vermehrt bei Leistungsantrieben mit dauernder Stoßbelastung auf. Dies gilt besonders dann, wenn im Vergleich zu den verwendeten beiden Zahnscheiben-Durchmessern d_w ein großer Achsabstand a vorhanden ist. Da der Achsabstand einer Maschine meist grob vorgegeben ist, kann die folgende Achsabstandsempfehlung auch Durchmesserempfehlung genannt werden.

$$a < 2 \cdot (d_{wk} + d_{wg}) \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}]$$

Erfahrungsgemäß steigt allgemein die Wahrscheinlichkeit an, dass mit größer werdendem Achsabstand im Verhältnis zu den Scheibendurchmessern erhebliche Trumschwingungen auftreten. Dies betrifft in der Regel nur das entlastete Trum. Erforderliche Beruhigungsrollen sollten das zu beruhigende Trum nur möglichst geringfügig auslenken und nicht mittig zum Trum angeordnet werden.

Tragrolle

Tragrollen können alternativ zu Unterstützungsschienen in beiden Trumen z. B. eines Transportantriebs eingesetzt werden und reduzieren Reibungsverluste und Verschleiß. Zahnseitig angeordnete zylindrische Tragrollen sollten nicht direkt auf der Verzahnung laufen, sondern auf glatten, nachträglich eingebrachten Keilen bzw. Längsnuten eines optibelt ALPHA SPECIAL Zahnriemens. Bei Längsnuten muss der Einfluss der Wickelnase auf die Laufruhe beachtet werden, die bei Bedarf per aufgeschweißter Folie geschlossen werden kann. Im Gegensatz zur allgemeinen Empfehlung können Tragrollen federbelastet ausgeführt werden, um Höhenänderungen des Transportriemens durch Verschleiß und Höhenschwankungen des Transportgutes in Transportantrieben auszugleichen.

Bordscheiben, seitliche Führung

Der Zahnriemen muss gegen seitliches Ablaufen von den Zahnscheiben gesichert werden. Dies kann bei Standardantrieben u. a. durch

- Bordscheiben an Zahnscheiben,
 - Stützschiene mit seitlichen Wangen oder
 - Klemmplatten am Schlitten einer kleinen Lineareinheit
- erreicht werden.

Des Weiteren können bei Sonderantrieben zumeist für Transportaufgaben u. a.

- Spur Zahnriemen mit Keilleiste und keilförmig genuteten Scheiben und Stützschiene,
 - zahnseitig genutete optibelt ALPHA SPECIAL Zahnriemen und entsprechend zur Nutform ausgebildete Stützschiene
- eingesetzt werden.

Die obere Darstellung in Abbildung 7.3.3 zeigt einen Antrieb mit zwei Zahnscheiben, von denen eine Zahnscheibe mit Bordscheiben ausgestattet ist. Wenn

$$a \leq 8 \cdot d_{wk} \quad [\text{mm}] \quad \text{mit } d_w [\text{mm}],$$

dann ist bei Standardantrieben mit zwei Scheiben eine Zahnscheibe mit beidseitigen Bordscheiben zur sicheren Führung des Zahnriemens ausreichend.

Bei Standardscheiben aus den Optibelt-Sortiments- und -Preislisten sind daher die kleinen und mittleren Durchmesser beidseitig mit Bordscheiben versehen. Hingegen sind die großen Scheibendurchmesser, mit denen in Kombination mit den kleineren Scheibendurchmessern entsprechend große Übersetzungsverhältnisse $i \neq 1$ realisiert werden können, ohne Bordscheiben ausgeführt.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.3 KONSTRUKTIONSHILFEN



Der vorgenannte Formelzusammenhang ist eine vereinfachende Empfehlung. Diese gilt für einen ruhig laufenden Antrieb, eine stabile Gehäusekonstruktion und sorgfältig ausgerichtete Wellen und Scheiben.

Sind zusätzliche zylindrische Rollen vorhanden und mit Bordscheiben versehen, kann entsprechend und je nach Anordnung und Geometrie des Antriebs auf Bordscheiben an einer oder mehreren Zahnscheiben verzichtet werden.

Alternativ zur Anordnung der Bordscheiben an nur einer Scheibe bzw. Rolle können diese auch wechselseitig an Zahnscheiben bzw. Rollen angebracht werden, siehe Abbildung 7.3.3, mittige Darstellung.

Bei im Verhältnis zum Durchmesser d_{wk} der kleinen Scheibe großem Achsabstand a sollten die Zahnscheiben beidseitig mit Bordscheiben ausgeführt sein. Die Abbildung 7.3.3 zeigt in der unteren Darstellung einen Antrieb mit zwei Zahnscheiben mit je beidseitigen Bordscheiben.

Eine Anordnung einer Bordscheibe auf axial gesehen der gleichen Seite einer Zahnscheibe ist insbesondere mit Sonderausführungen der optibelt ALPHA FLEX Zahnriemen möglich.

Zur Verbesserung des Einlaufens und Auslaufens der Seitenflächen des Zahnriemens entlang der Bordscheiben werden diese 8° bis 25° gebördelt oder stattdessen bei sehr kleinen Durchmessern mit einer Fase versehen. In beiden Fällen müssen die Kanten gebrochen sein. Durch diese Gestaltung wird auch ein Auflaufen des Zahnriemens bei korrekter Ausrichtung der Scheiben und Rollen verhindert. Bei größeren Durchmessern und Profilen werden die Bordscheiben wegen einer erhöhten Belastung durch Seitenkräfte nicht verpresst, sondern mit der Zahnscheibe verschraubt.

Der Abstand der Bordscheiben einer Standard-Zahnscheibe ist so gewählt, dass der Zahnriemen sich auch bei Erreichen der positiven Breittoleranz zwanglos montieren lässt und ein ausreichendes seitliches Spiel vorhanden ist. Weitere Details sind den Normen für Zahnscheiben zu entnehmen, auf die in Unterkapitel 1.4, Tabelle 1.4.8 verwiesen wird.

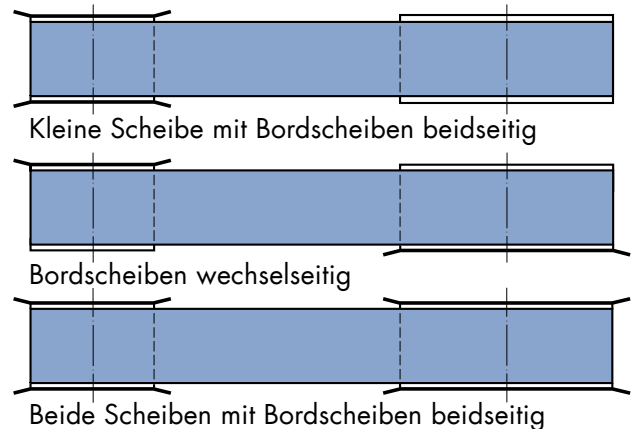


Abbildung 7.3.3: Anordnung der Bordscheiben an einem Zweiseibenantrieb

Spannplatten

optibelt CP Spannplatten, siehe Abbildung 7.3.4, besitzen acht profilabhängige Zahnücken zur Aufnahme der Zähne des optibelt ALPHA LINEAR Zahnriemens. Weitere Informationen z. B. zu den Maßen finden sich in der Optibelt-Sortimentsliste. Die Zahnriemenenden werden rückseitig z. B. an einem Werkzeugschlitten mit Hilfe je einer Spannplatte befestigt, siehe schematische Darstellung in Abbildung 4.2.1. Die schematische Darstellung eines Linearantriebs mit beweglichem Motor ist in Abbildung 4.2.2 zu sehen.

Die Einspannlänge pro Riemenende ist mit der optibelt CP Spannplatte so dimensioniert, dass die zulässige Zugkraft übertragen werden kann. Die Mindestzahnzahl $z_{cp\ min}$ des Zahnriemens im Eingriff mit der Klemmplatte kann der Tabelle 7.3.4 oder genauer dem jeweiligen aktuellen Technischen Datenblatt entnommen werden. Eine weitere Unterschreitung erfordert eine versuchstechnische Erprobung. Die Spannplatte sollte mit dem freien Trum des Zahnriemens eine Ebene bilden, um beim Übergang zwischen Trum und Einspannung ein Knicken des Zahnriemens zu vermeiden.

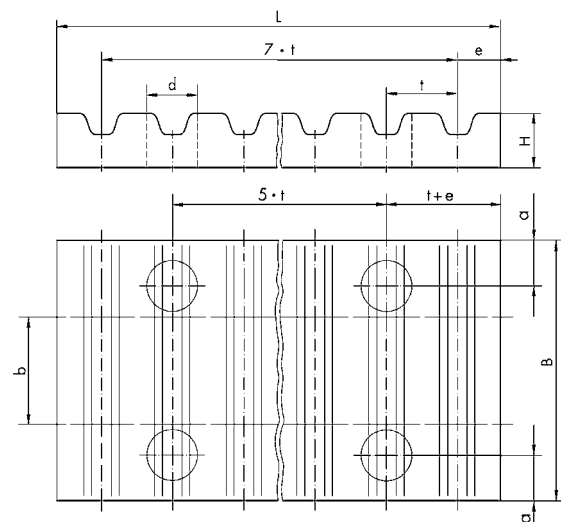


Abbildung 7.3.4: Spannplatte, parameterbemaßt

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.4 RIEMENTOLERANZEN



7.4 Riementoleranzen

Die Riementoleranzen und die Längenmessbedingungen sind in den Zahnriemennormen festgelegt, die in Unterkapitel 1.4 und Tabelle 1.4.9 aufgeführt sind.

Längenmessbedingungen

Die folgende Längenmessmethode bezieht sich auf endlose optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX Zahnriemen. Der Zahnriemen wird über zwei gleich große, drehbare Messscheiben des entsprechenden Profils gelegt. Eine Scheibe ist auf einer nicht verschiebbaren Welle gelagert, während die andere auf einer parallelen, verstellbaren Welle zur Variation des Achsabstandes montiert ist.

Die bewegliche Messscheibe wird gemäß Abbildung 7.4.1 mit der Messkraft belastet. Die zulässigen Toleranzen der Messscheiben sowie die Werte der Messkraft können den Tabellen 7.4.1 und 7.4.2 entnommen werden. Vor der Messung des Achsabstandes a sollte der belastete Riemen mindestens zwei Umläufe über die Messscheiben zurücklegen, um ein Setzen in den Scheiben zu ermöglichen.

Die zulässige Längentoleranz $a_{L\text{Tol}}$ in Tabelle 7.4.3 bezieht sich auf den Achsabstand und ist daher halb so groß wie das Grenzabmaß der Wirklänge. Die Wirklänge ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$L_w = 2 \cdot a + U_w \quad U_w \text{ aus Tabelle 7.4.1}$$

Tabelle 7.4.1: Messscheiben zur Bestimmung der Riemenlänge

Profil	Anzahl der Zähne z	Wirkumfang U_w [mm]	Außen-Ø	Rundlauftoleranz des Außen-Ø [mm]	Planlauftoleranz [mm]
MXL	20	40,64	12,428 ± 0,013	0,013	0,025
XL	10	50,80	15,662 ± 0,013	0,013	0,025
L	16	152,40	47,748 ± 0,013	0,013	0,025
T2,5	20	50,00	15,400	0,013	0,025
T5, AT5	20	100,00	31,000	0,013	0,025
T10, AT10	20	200,00	61,800	0,013	0,025
T20, AT20	20	400,00	124,500	0,013	0,050

Tabelle 7.4.2: Messkräfte zur Bestimmung der Riemenlänge

Standard-Riemenbreite b_s [mm]	Messkräfte [N]									
	MXL	XL	L	T2,5	T5	T10	T20	AT5	AT10	AT20
3,2	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4,0	—	—	—	6	—	—	—	—	—	—
4,8	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6,0	—	—	—	10	20	—	—	25	—	—
6,4	27	36	—	—	—	—	—	—	—	—
7,9	—	44	—	—	—	—	—	—	—	—
9,5	—	53	—	—	—	—	—	—	—	—
10,0	—	—	—	20	40	—	—	50	110	—
12,7	—	—	105	—	—	—	—	—	—	—
16,0	—	—	—	—	60	90	—	80	170	250
19,1	—	—	180	—	—	—	—	—	—	—
25,0	—	—	—	—	90	140	—	125	270	400
25,4	—	—	245	—	—	—	—	—	—	—
32,0	—	—	—	—	—	170	340	160	370	500
50,0	—	—	—	—	—	270	540	250	540	800
75,0	—	—	—	—	—	—	800	—	800	1200
100,0	—	—	—	—	—	—	1100	—	1100	1600

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.5 VERSTELLWEGE



Längentoleranzen

Die angegebenen Längentoleranzen des optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER in Tabelle 7.4.3 beziehen sich auf den Achsabstand. Die Messanordnung ist in Abbildung 7.4.1 zu sehen.

Tabelle 7.4.3: Längentoleranzen ALPHA TORQUE / POWER

T2,5, T5, T10, T20, AT5, AT10		
Zahnriemenlänge L_w [mm]		Längentoleranz a_{LTol} [mm]
	≤ 305	$\pm 0,14$
> 305	≤ 390	$\pm 0,16$
> 390	≤ 525	$\pm 0,18$
> 525	≤ 630	$\pm 0,21$
> 630	≤ 780	$\pm 0,24$
> 780	≤ 990	$\pm 0,28$
> 990	≤ 1250	$\pm 0,32$
> 1250	≤ 1560	$\pm 0,38$
> 1560	≤ 1960	$\pm 0,44$
> 1960	≤ 2350	$\pm 0,52$
MXL, XL, L		
Zahnriemenlänge L_w [mm]		Längentoleranz a_{LTol} [mm]
$> 152,4$	$\leq 254,0$	$\pm 0,22$
$> 254,0$	$\leq 381,0$	$\pm 0,23$
$> 381,0$	$\leq 508,0$	$\pm 0,26$
$> 508,0$	$\leq 762,0$	$\pm 0,31$
$> 762,0$	$\leq 990,6$	$\pm 0,33$
$> 990,6$	$\leq 1219,2$	$\pm 0,38$
$> 1219,2$	$\leq 1524,0$	$\pm 0,41$
$> 1524,0$	$\leq 1778,0$	$\pm 0,43$

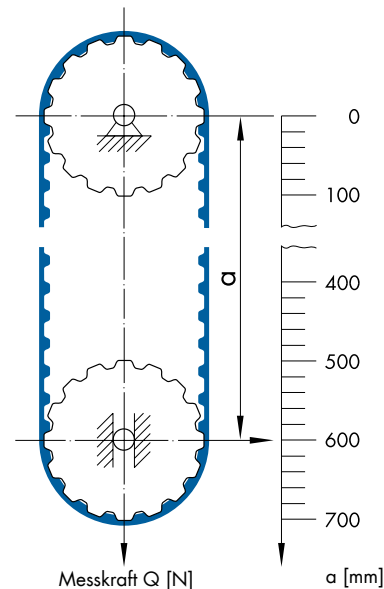


Abbildung 7.4.1: Anordnung zum Messen der Riemenlänge

Die Längentoleranz für optibelt ALPHA FLEX, ALPHA LINEAR und ALPHA V Zahnriemen beträgt einheitlich $\pm 0,5$ mm/m.

Nur ATL-Profile besitzen grundsätzlich ein ins Negative verschobenes Toleranzfeld, wie z. B. Profil ATL10: $-0,3 / -1,1$ mm/m, siehe auch Technische Datenblätter.

Breitentoleranzen

Tabelle 7.4.4: Breitentoleranzen optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER

Profil	T2,5	T5, DT5	T10, DT10	T20	AT5	AT10	AT20	MXL	XL	L ¹
Bis Breite [mm] bzw. Breitencode	12	25	50	100	25	50	100	025	037	100
Breitentoleranz [mm]	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$	$\pm 1,0$	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$	$\pm 1,0$	$+0,5 / -0,8$	$+0,5 / -0,8$	$+0,8 / -1,3$

¹ Bis Riemenlänge 838,2 mm Breitentoleranz $\pm 0,8$ mm

Tabelle 7.4.5: Breitentoleranzen optibelt ALPHA LINEAR / V, ALPHA FLEX

Profil	XL	L, H	XH	T5, T10	T20	AT5, AT10	AT20	5M, 8M	14M
Breitentoleranz [mm]	$\pm 0,75$	$\pm 1,0$	$\pm 1,0$	$\pm 0,5$	$\pm 0,7$	$\pm 0,5$	$\pm 0,7$	$\pm 0,5$	$\pm 0,7$

Die aufgeführten Profile stehen hier auch für z. B. Profil ATK, Profil ATL gleicher Teilung.

7.5 Verstellwege

Die Tabellen 7.5.1 und 7.5.2 definieren für Zweischeibenantriebe mit und ohne Bordscheiben die vorzusehenden Verstellwege zum zwanglosen Auflegen y und Spannen x des Zahnriemens. Berücksichtigt werden Zahnscheiben aus dem Standardsortiment.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.6 BESTÄNDIGKEIT GEGEN CHEMISCHE EINFLÜSSE

Der vorzusehende Verstellweg x zum Spannen erlaubt das Vorspannen des Zahnriemens innerhalb der zulässigen elastischen Dehnung, wobei angenommen wird, dass der Riemen die Längentoleranz zu positiven Werten hin ausnutzt. Muss der Verstellweg minimiert werden, kann der belastungsabhängige Spannweg x_V passend zum Antrieb berechnet und die Längentoleranz im positiven Bereich addiert werden.

Tabelle 7.5.1: Mindestverstellwege optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER

Mindest-verstellwege	Weg zum Auflegen y [mm]				Spannweg x [mm]
ALPHA TORQUE ALPHA POWER	Bordscheiben, montageseitig				
	an beiden Zahnscheiben	an der großen Zahnscheibe	an der kleinen Zahnscheibe	an keiner Zahnscheibe	
MXL	11	9	5	$ a_{LTol} $ a_{LTol} aus Tabelle 7.4.3	$ a_{LTol} + 0,0030 \cdot a_{nom}$ a_{LTol} aus Tabelle 7.4.3
T2,5	16	12	7		
T5, AT5, XL	17	13	8		
T10, AT10, L	22	17	10		
T20, AT20	32	25	15		

Tabelle 7.5.2: Mindestverstellwege optibelt ALPHA FLEX, ALPHA LINEAR, ALPHA V

Mindest-verstellwege	Weg zum Auflegen y [mm]				Spannweg x [mm]
ALPHA FLEX ALPHA LINEAR ALPHA V	Bordscheiben, montageseitig				
	an beiden Zahnscheiben	an der großen Zahnscheibe	an der kleinen Zahnscheibe	an keiner Zahnscheibe	
T5, AT5, XL	18	14	9	$0,0005 \cdot a_{nom}$	$0,0035 \cdot a_{nom}$ ALPHA V: $0,0020 \cdot a_{nom}$
T10, AT10, 5M, L, H	25	20	13		
8M	27	22	14		
T20, AT20	38	31	21		
14M, XH	55	44	28		

7.6 Beständigkeit gegen chemische Einflüsse

Die Angaben zur Beständigkeit gegen chemische Einflüsse beziehen sich nur auf den Grundwerkstoff Polyurethan und beruhen auf Literaturangaben, Erfahrungswerten und Laborprüfung u. a. nach DIN ISO 1817 „Elastomere – Bestimmung des Verhaltens gegenüber Flüssigkeiten“. Corde und Polyamidgewebe müssen separat betrachtet werden. Eine versuchstechnische Erprobung des gewählten Antriebs ist auch daher grundsätzlich empfehlenswert. Einfache Quellversuche sollten schon im Vorfeld durchgeführt werden.

Tabelle 7.6.1: Einteilung der Beständigkeit gegen chemische Einflüsse, Richtwerte

+	Beständig: im Allgemeinen keine oder nur geringe Gewichts- und Maßveränderungen, keine Schädigung durch die Chemikalie. Keine Beeinträchtigung der physikalischen Werte und der Lebensdauer.
+/-	Bedingt beständig bis unbeständig: merkliche Gewichts- und Maßveränderungen bei längerer Einwirkung; je nach Randbedingungen (z. B. kurzzeitige Einwirkung) Einsatz teilweise noch möglich. Beeinträchtigung der physikalischen Werte und der Lebensdauer.
-	Unbeständig oder löslich: innerhalb kurzer Zeit starker Angriff und Schädigung. Schnelle Zersetzung.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.6 BESTÄNDIGKEIT GEGEN CHEMISCHE EINFLÜSSE



Tabelle 7.6.2: optibelt ALPHA LINEAR / V, ALPHA FLEX: thermoplastisches Polyurethan

Chemikalie	Temp. [°C]	Beständig-keit	Chemikalie	Temp. [°C]	Beständig-keit
Aceton	20	+/-	Kupfersulfat, wässrige Lösung	20	+
Aluminiumchlorid, 5%ige wässrige Lösung	20	+	Methanol	20	-
Ameisensäure	20	-	Methanol-Benzin-Gemisch 15:85	20	+/-
Ammoniak, 10%ige wässrige Lösung	20	+	Methylenchlorid	20	+/-
Anilin	20	-	Methylethylketon	20	+/-
Benzin, „Normal“	20	+	n-Methylpyrrolidon	20	-
Benzin, „Super“	20	+/-	Mineralöl	80	+
Benzol	20	+/-	Naphta	20	+/-
Borax-Lösung	20	+/-	Natriumcarbonat, gesätt. wässrige Lösung	20	+/-
Borsäure, wässrige Lösung	20	+/-	Natriumchlorid, gesätt. wässrige Lösung	20	+
Butan	20	+	Natriumhydroxid, 1-N wässrige Lösung	20	+/-
Butanol	20	+/-	Natriumphosphat, wässrige Lösung	20	+
Butylacetat	20	-	Natriumseife, 20%ige wässrige Lösung	80	+/-
Calciumchlorat (II), 5%ige wässrige Lösung	20	-	Natriumseifenfett	20	+
Calciumchlorid, wässrige Lösung	20	+	Ölsäure	20	+
Calciumhydrogensulfid, wässrige Lösung	20	+	Palminsäure	20	+
Chlor, gasförmig	20	-	Phosphorsäure, 20- bis 70%ige wässrige Lösung	20	+
Chromsäure, 10- bis 50%ige wässrige Lösung	20	-	Phosphorsäure, 85%ige wässrige Lösung	20	+
Cyclohexan	20	+/-	Quecksilber	20	+
Cyclohexanol	20	+/-	SAE-10-Öl	70	+
Dieselmkraftstoff	20	+	Salpetersäure, 20%ige wässrige Lösung	20	-
Dimethylformamid	20	-	Salzsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	+/-
Eisen(III)chlorid, 5%ige wässrige Lösung	40	+/-	Salzsäure, 37%ige wässrige Lösung	20	-
Essigsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	+/-	Schmierfett	20	+
Ethanol	20	+/-	Schwefelsäure, 5%ige wässrige Lösung	20	+/-
Ethylacetat	20	-	Schwefelsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	+/-
Ethylether	20	+	Schweflige Säure	20	-
Formaldehyd, 37%ige wässrige Lösung	20	+/-	Seewasser	20	+
Freon-11	20	+/-	Seifenlösung, wässrig	20	+
Freon-113	20	+	Sojaöl	20	+
Freon-12	50	+	Stearinsäure	20	+
Freon-22	20	+/-	Tanninsäure, 10%ige wässrige Lösung	20	+
Glycerin	20	+/-	Terpentin	20	-
n-Heptan	20	+	Tetrachlorkohlenstoff	20	+/-
n-Hexan	50	+	Tetrahydrofuran	20	-
Hydrauliköl	70	+/-	Toluol	20	-
IRM Öl 901 (ASTM-Öl Nr. 1)	80	+	1,1,1-Trichlorethan	20	-
IRM Öl 902 (ASTM-Öl Nr. 2)	80	+	Trichlorethen	20	+/-
IRM Öl 903 (ASTM-Öl Nr. 3)	80	+/-	Tricresylphosphat	20	+/-
Isooctan	20	+	Wasser	20	+
Isopropanol	20	+/-	Wasser	90	+
Kaliumhydroxid, 1-N wässrige Lösung	20	+/-	Wasser	100	-
Kerosin	20	+	Wasserstoff	20	+/-
Kohlendioxid	20	+	Weichmacheröle	20	+/-
Kupferchlorid, wässrige Lösung	20	+	Xylol	20	-

Eine versuchstechnische Erprobung ist grundsätzlich empfehlenswert.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.6 BESTÄNDIGKEIT GEGEN CHEMISCHE EINFLÜSSE



Tabelle 7.6.3: optibelt ALPHA TORQUE und ALPHA POWER: Gießpolyurethan

Chemikalie	Temp. [°C]	Beständig-keit	Chemikalie	Temp. [°C]	Beständig-keit
Aceton	20	–	Kupfersulfat, wässrige Lösung	20	+
Aluminiumchlorid, 5%ige wässrige Lösung	20	+/-	Methanol	20	–
Ameisensäure	20	–	Methanol-Benzin-Gemisch 15:85	20	–
Ammoniak, 10%ige wässrige Lösung	20	+/-	Methylenchlorid	20	+/-
Anilin	20	–	Methylethylketon	20	–
Benzin, „Normal“	20	+/-	n-Methylpyrrolidon	20	–
Benzin, „Super“	20	+/-	Mineralöl	80	+/-
Benzol	20	–	Naphta	20	+/-
Borax-Lösung	20	+/-	Natriumcarbonat, gesätt. wässrige Lösung	20	+/-
Borsäure, wässrige Lösung	20	+/-	Natriumchlorid, gesätt. wässrige Lösung	20	+/-
Butan	20	+	Natriumhydroxid, 1-N wässrige Lösung	20	+/-
Butanol	20	+/-	Natriumphosphat, wässrige Lösung	20	+
Butylacetat	20	–	Natriumseife, 20%ige wässrige Lösung	80	–
Calciumchlorat (II), 5%ige wässrige Lösung	20	–	Natriumseifenfett	20	+/-
Calciumchlorid, wässrige Lösung	20	+	Ölsäure	20	+
Calciumhydrogensulfid, wässrige Lösung	20	+	Palminsäure	20	+
Chlor, gasförmig	20	–	Phosphorsäure, 20- bis 70%ige wässrige Lösung	20	+
Chromsäure, 10- bis 50%ige wässrige Lösung	20	–	Phosphorsäure, 85%ige wässrige Lösung	20	+/-
Cyclohexan	20	+/-	Quecksilber	20	+
Cyclohexanol	20	+/-	SAE-10-Öl	70	+
Dieselmotorenöl	20	+/-	Salpetersäure, 20%ige wässrige Lösung	20	–
Dimethylformamid	20	–	Salzsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	+/-
Eisen(III)chlorid, 5%ige wässrige Lösung	40	+/-	Salzsäure, 37%ige wässrige Lösung	20	–
Essigsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	+/-	Schmierfett	20	+/-
Ethanol	20	+/-	Schwefelsäure, 5%ige wässrige Lösung	20	+/-
Ethylacetat	20	–	Schwefelsäure, 20%ige wässrige Lösung	20	–
Ethylether	20	+/-	Schweflige Säure	20	–
Formaldehyd, 37%ige wässrige Lösung	20	+/-	Seewasser	20	+/-
Freon-11	20	+/-	Seifenlösung, wässrig	20	+
Freon-113	20	+	Sojaöl	20	+
Freon-12	50	+	Stearinsäure	20	+
Freon-22	20	+/-	Tanninsäure, 10%ige wässrige Lösung	20	+
Glycerin	20	–	Terpentin	20	–
n-Heptan	20	+	Tetrachlorkohlenstoff	20	+/-
n-Hexan	50	+	Tetrahydrofuran	20	–
Hydrauliköl	70	+/-	Toluol	20	–
IRM Öl 901 (ASTM-Öl Nr. 1)	80	+	1,1,1-Trichlorethan	20	–
IRM Öl 902 (ASTM-Öl Nr. 2)	80	+	Trichlorethen	20	–
IRM Öl 903 (ASTM-Öl Nr. 3)	80	+/-	Tricresylphosphat	20	+/-
Isooctan	20	+	Wasser	20	+
Isopropanol	20	+/-	Wasser	90	+/-
Kaliumhydroxid, 1-N wässrige Lösung	20	+/-	Wasser	100	–
Kerosin	20	+/-	Wasserstoff	20	+/-
Kohlendioxid	20	+	Weichmacheröle	20	+/-
Kupferchlorid, wässrige Lösung	20	+	Xylol	20	–

Eine versuchstechnische Erprobung ist grundsätzlich empfehlenswert.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.7 EINFLÜSSE IN BETRIEB, MONTAGE UND WARTUNG, LAGERUNG UND TRANSPORT

7.7 Einflüsse in Betrieb, Montage und Wartung, Lagerung und Transport

Korrekt ausgelegte Antriebe mit Optibelt Polyurethan-Zahnriemen gewährleisten eine hohe Betriebssicherheit. Die Praxis zeigt, dass unbefriedigende Laufzeiten neben unvorhergesehenen Betriebs- und Umgebungseinflüssen häufig auf Montage- und Wartungsfehler sowie teilweise auf unzulässige Handhabung, Lagerung und Transport zurückzuführen sind. Um diesem vorzubeugen, empfehlen wir, nachstehende Hinweise zu beachten.

Sicherheitshinweis zum Betrieb

Offene und leicht zugängliche Antriebe sind durch eine Schutzvorrichtung zu sichern, um eine Verletzungsgefahr z. B. durch Hineingreifen oder erfasste Kleidungsstücke auszuschließen.

Einflüsse von Medien, Chemikalien und Temperaturen im Betrieb

Zahnriemenantriebe können durch Fremdkörper zerstört werden, die zwischen Riemen und Scheibe gelangen. Kann eine Fremdkörpereinwirkung nicht ausgeschlossen werden, so sind geeignete Schutzvorrichtungen anzubringen. Gleiches gilt für abrasive Medien, wie z. B. Staub und/oder anhaftende Verschmutzungen.

Polyurethan-Zahnriemen sind gegen eine Vielzahl aggressiver Chemikalien beständig, siehe Unterkapitel 7.6 „Beständigkeit gegen chemische Einflüsse“. Bei bedingter Beständigkeit, Unbeständigkeit oder Unsicherheit bezüglich der Beständigkeit des Polyurethans, des Zugstrangs und ggf. vorhandener Beschichtungen bzw. Nocken gegenüber Chemikalien bzw. Strahlung sollte eine versuchstechnische Erprobung möglichst identisch mit den späteren Einsatzbedingungen erfolgen. Dies gilt auch z. B. für Zahnscheiben und ggf. vorhandene Spannelemente.

Polyurethan-Zahnriemen sind grundsätzlich in einem Temperaturbereich von -30 °C bis $+80\text{ °C}$ beständig. Betriebstemperaturen über 50 °C führen bei thermoplastischem Polyurethan zu einer Abnahme der Leistungsfähigkeit. Dies muss bei der Auslegung entsprechend berücksichtigt werden. Bei Betrieb in Grenzbereichen und darüber hinaus können je nach Antrieb Sonderausführungen benötigt werden.

Bei vollständiger Kapselung des Antriebs muss ein möglicher Temperaturanstieg innerhalb der Kapselung beachtet werden. Gegebenenfalls muss für eine Be- und Entlüftung gesorgt werden.

Montage des Antriebs

Die Montage des Antriebs umfasst das Anbringen und erste Ausrichten der Zahnscheiben, das Auflegen des Zahnriemens, das Einstellen der Vorspannung und die abschließende Prüfung der Ausrichtung der Zahnscheiben und Wellen. Rollen und deren Achsen werden hier nicht aufgeführt und müssen, wenn vorhanden, jeweils analog zu Zahnscheiben und Wellen behandelt werden. Werden die Montagehinweise nicht beachtet, kann es u. a. zu Frühausfällen und Schäden an Wellen und Lagern kommen. Die Beachtung der Montagehinweise ist zudem Voraussetzung für die Sicherheit auch im Umfeld des Antriebs.

Die teils allgemeinen und die Ermittlung der genauen Vorgabewerte zur jeweiligen statischen Vorspannkraft sind in den Kapiteln 3, 4 und 5 zu Leistungs-, Linear- und Transportantrieben zu finden. Dies gilt auch für Hinweise zur Anwendung des jeweils geeigneten Optibelt-Messmittels zur Vorspannkrafteinstellung.

Eine genauere Beschreibung mit zusätzlichen Bildern zum Anbringen der Zahnscheiben und zu den Optibelt-Messmitteln findet sich u. a. in der Optibelt-Dokumentation „Montage und Wartung“.

Sicherheitshinweis

Vor Montage- bzw. Wartungsbeginn ist durch Abschalten der Antriebsmaschine und Festsetzen der Arbeitsmaschine sicherzustellen, dass sich weder die Antriebs- noch die Abtriebswelle unvorhergesehen in Rotation versetzen kann. Außerdem sind die Sicherheitsvorschriften des Maschinenherstellers zu beachten.

Anbringen der Zahnscheiben

Vor der Montage muss bei Verwendung von Spannelementen die jeweilige Welle entfettet werden und, wo erforderlich, die Passfeder eingesetzt werden. Die Schrauben der Spannelemente müssen wechselseitig angezogen bzw. gelöst werden. Bei der Montage des Antriebs muss abschließend nach dem Ausrichten der Wellen und Scheiben das vorgeschriebene Anzugsmoment der Schrauben der optibelt TB Taper-Buchsen und optibelt CE Spannelemente mit einem Drehmomentschlüssel eingestellt werden. Die Anzugsmomente finden sich u. a. auch in den zugehörigen Optibelt-Sortiments- oder -Preislisten.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.7 EINFLÜSSE IN BETRIEB, MONTAGE UND WARTUNG, LAGERUNG UND TRANSPORT

Ausrichten von Scheiben und Wellen

Das korrekte Ausrichten der Scheiben und Wellen gewährleistet einen freien Lauf des Zahnriemens zwischen den Bordscheiben, reduziert die Ablaufkräfte und ist Voraussetzung für eine gleichmäßige Lastverteilung über alle Corde und die gesamte Breite der eingreifenden Zähne.

Die folgenden Fehlerarten beim Ausrichten sollten ausgeschlossen bzw. minimiert werden und sind nacheinander in den Abbildungen 7.7.1 bis 7.7.3 dargestellt.

Axialer Versatz der Scheiben:

- Der axiale Versatz von Zahnscheiben auf parallelen Wellen muss so gering sein, dass die Überdeckung der Verzahnung sich gegenüberstehender Scheiben mindestens der Riemenbreite entspricht. Im Betrieb muss bei Zahnscheiben ohne Bordscheiben der Riemen vollständig auf der Verzahnung laufen.

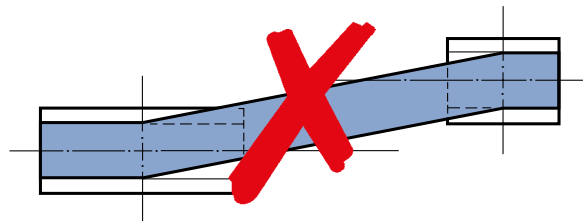


Abbildung 7.7.1: Axiale Ausrichtung, Fehlerart: Versatz der Scheiben

Parallelität, Winkelabweichung der Achsen:

- Die Winkelabweichung α von der Achsparallelität wird in der Ebene der Achsen gemessen.
- Die Winkelabweichung β von der Achsparallelität wird senkrecht zur Ebene der Achsen gemessen und auch Verschrängung genannt.

Die Winkelabweichung α sollte die maximal zulässigen Werte in der Tabelle 7.7.1 insbesondere mit zunehmender Riemenbreite unterschreiten. Dies gilt auch für die Winkelabweichung β , wenn die Scheiben nahe beieinanderstehen bzw. die Scheibendurchmesser im Verhältnis zum Achsabstand groß gewählt wurden. Verschränkte Antriebe mit vergleichsweise kleinen Scheiben im Verhältnis zum Achsabstand sind zulässig.

Die Winkelabweichung α kann bei Bedarf wie folgt berechnet werden:

$$\alpha = \arctan \frac{a_z}{a} \quad [^\circ] \quad \text{mit } a_z \text{ [mm]}, a \text{ [mm]}$$

Dabei entspricht bei bereits axial ausgerichteten Scheiben beispielsweise a_z der gemessenen Abweichung auf dem Zielmagneten und a dem Abstand zwischen dem Zielmagneten und dem optibelt LASER POINTER, der hier ungefähr dem Achsabstand a entspricht.

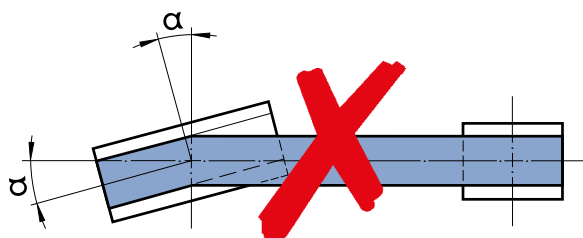


Abbildung 7.7.2: Parallele Ausrichtung, Fehlerart: Winkelabweichung

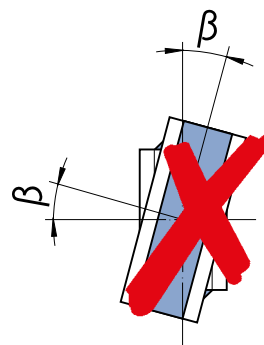


Abbildung 7.7.3: Parallele Ausrichtung, Fehlerart: Verschrängung

Tabelle 7.7.1: Zulässige Winkelabweichung

Zahnscheiben- Außen-Ø d_a [mm]	Maximal zulässige Winkelabweichung α, β [°]
≤ 50	0,50
$> 50 \leq 100$	0,25
$> 100 \leq 200$	0,12
> 200	0,06

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.7 EINFLÜSSE IN BETRIEB, MONTAGE UND WARTUNG, LAGERUNG UND TRANSPORT

Werden die angeführten Werte für die Winkelabweichungen überschritten, ist mit einer verminderten Laufzeit der Zahnriemen bzw. einem Frühausfall zu rechnen. Grundsätzlich gilt, dass mit abnehmendem Achsabstand und zunehmender Breite des Riemens genauer ausgerichtet werden muss.

Bei von einer Seite frei zugänglichem Antrieb erleichtert der optibelt LASER POINTER das korrekte Ausrichten der Wellen und Scheiben. Der optibelt LASER POINTER und mindestens drei Zielmagnete werden stirnseitig an der Zahnscheibe mit zum Spannen verstellbarer Welle angebracht. Sind die Zahnscheiben z. B. aus Aluminium und damit nicht magnetisch, kann ein doppelseitiges Klebeband oder sparsam verwendeter Sekundenkleber für die Fixierung verwendet werden.

Auch bei einer korrekten Ausrichtung der Scheiben besitzt der Zahnriemen eine Neigung zum seitlichen Ablau-
fen. Dies wird bei den endlosen optibelt ALPHA TORQUE / POWER und ALPHA FLEX Zahnriemen aus Formen-
fertigung durch die schraubenförmige Wicklung des Zugstrangs und die Zwirnung des Zugträgers verursacht.
Dagegen besitzen endliche Zahnriemen optibelt ALPHA LINEAR und endlos verschweißte Zahnriemen optibelt
ALPHA V aufgrund kantenparalleler Zugträger mit abwechselnd gegensinniger Zwirnung eine im Vergleich
geringere Ablaufneigung.

Auflegen des Zahnriemens

Vor dem Auflegen ist der Achsabstand so einzustellen, dass der Zahnriemen zwanglos über die Bordscheiben geschoben werden kann. Falls kein entsprechender Verstellweg z. B. gemäß Tabellen 7.5.1 und 7.5.2 vorge-
sehen wurde, muss der Zahnriemen zusammen mit einer Zahnscheibe bei montageseitiger Bordscheibe oder
beiden Zahnscheiben bei zwei montageseitigen Bordscheiben montiert werden. Eine gewaltsame Montage ist
in jedem Fall unzulässig, da dies den Riemen oftmals nicht sichtbar beschädigt. Unter Last kann dies zu einem
Frühausfall führen.

Statische Vorspannkraft

Der Wert der statischen Vorspannkraft F_T bzw. der Längenzunahme L_y kann, wie oben bereits erwähnt, gemäß
den Ausführungen in Kapitel 3, 4 und 5 ermittelt und eingestellt werden.

Abschluss der Montage

Nach der Einstellung der statischen Vorspannkraft sollte abhängig von der Stabilität der Maschine die Ausrich-
tung der Wellen auf Parallelität erneut geprüft und ggf. korrigiert werden.

Die Schrauben der ggf. eingesetzten Spannelemente müssen auf den vorgeschriebenen Wert per Drehmoment-
schlüssel angezogen worden sein oder werden.

Abschließend erfolgt die Montage der Antriebsabdeckung.

Zahnriemen im Satz

Zahnriemen, die paarweise oder mehrfach nebeneinander, z. B. auf einem Parallelförderer, laufen, können bei
Bedarf als Satz bestellt werden. Dann werden die betroffenen Zahnriemen vom gleichen Fertigungswinkel
nebeneinander geschnitten bzw., wenn dies wegen der Riemenbreite oder Riemenausführung nicht möglich ist,
einer Fertigungscharge entnommen. Die Längen sind dann identisch bzw. innerhalb eines minimierten Toleranz-
feldes angesiedelt.

Wartung und Kontrolle

Die mit Optibelt Polyurethan-Zahnriemen ausgerüsteten Antriebe sind wartungsfrei. Trotzdem sollte regelmäßig
eine optische Kontrolle des Zahnriemens, der Zahnscheiben und z. B. der ggf. eingesetzten Rollen durchgeführt
werden. Bei Unsicherheit kann zusätzlich durch die Messung des Außendurchmessers der Zahnscheibe mög-
licher Verschleiß festgestellt werden. Dies gilt nicht für Zahnscheiben mit dem Profil AT. Die Zahnscheiben-
Außendurchmesser und -Toleranzen sind in Unterkapitel 7.3 aufgeführt.

Polyurethan-Zahnriemen mit dehnungsarmen Stahlzugträgern sind wartungsfrei und müssen daher über die
gesamte Lebensdauer nicht erneut geprüft und eingestellt werden. Dies gilt nicht für Zahnriemen mit Aramidzug-
träger, der im Vergleich zu Stahlzugträgern einen höheren Spannungsverlust aufweisen kann.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.7 EINFLÜSSE IN BETRIEB, MONTAGE UND WARTUNG, LAGERUNG UND TRANSPORT

Lagerung und Transport

Sachgemäß gelagerte Polyurethan-Zahnriemen bleiben über mehrere Jahre in ihren Eigenschaften unverändert. Ungünstige Lager- und Transportbedingungen können die physikalischen Eigenschaften von Polyurethan-Zahnriemen negativ beeinflussen. Diese Veränderungen können z. B. durch die Einwirkung von Sauerstoff, Ozon, extremen Temperaturen, Licht, Feuchtigkeit oder Lösungsmitteln hervorgerufen werden.

Dies gilt grundsätzlich auch für Metallartikel. Da diese meist mit den Riemen zusammen gelagert werden, können die folgenden Hinweise vereinfacht für Metallartikel übernommen werden.

Allgemeine Bedingung

Polyurethan-Zahnriemen sollten möglichst licht-, staubgeschützt und trocken bei Raumtemperatur gelagert bzw. transportiert werden. Auch der Einfluss von hohen Ozonkonzentrationen und hoher Luftfeuchtigkeit sollte möglichst vermieden werden. Zahnriemen dürfen nicht gemeinsam mit Chemikalien, Lösungsmitteln, Kraftstoffen, Schmierstoffen, Säuren etc. aufbewahrt werden.

Temperatur

Die Lagertemperatur sollte zwischen +15 °C und +25 °C liegen. Niedrigere Temperaturen sind für Zahnriemen im Allgemeinen nicht schädlich. Da Zahnriemen jedoch durch Kälte sehr steif werden können, sollten diese vor Inbetriebnahme auf eine Temperatur von ca. +10 °C gebracht werden. Somit können Brüche bzw. Risse vermieden werden.

Heizkörper sowie deren Leitungen nahe am Lagergut müssen abgeschirmt werden. Der Abstand zwischen nicht abgeschirmten Heizkörpern und Leitungen und dem Lagergut sollte mindestens 1 m betragen.

Licht

Riemen sollten vor Licht geschützt werden, insbesondere vor direkter Sonnenbestrahlung und starkem künstlichem Licht mit hohem ultraviolettem Anteil.

Ozon

Um dem schädigenden Einfluss von Ozon entgegenzuwirken, sollten die Lagerräume keinerlei Ozon erzeugende Einrichtungen enthalten. Verbrennungsgase und Dämpfe, die durch fotochemische Vorgänge zur Ozonbildung führen können, sollen vermieden bzw. beseitigt werden.

Feuchtigkeit

Feuchte Lagerräume sind ungeeignet. Grauguss- und Stahlscheiben sind durch eine Phosphatierung bedingt gegen Rostbildung geschützt. Es ist darauf zu achten, dass keine Kondensation entsteht. Die relative Luftfeuchtigkeit liegt am günstigsten unter 65 %.

Lagerung

Es ist darauf zu achten, dass Zahnriemen spannungsfrei, d. h. ohne Zug, Druck oder sonstige Verformung gelagert werden, da diese sowohl eine bleibende Verformung als auch eine Rissbildung begünstigen.

Zahnriemenwickel sollten stehend gelagert werden. Liegend gestapelte Wickel müssen – mit Ausnahme sehr kleiner Längen – vermieden werden. Wickel und einzelne Riemen dürfen nicht geknickt werden, um Schäden an den Zugträgern zu verhindern. Wickelware kann nierenförmig ineinandergestellt werden. Beim Ineinanderstellen kleiner Wickel muss beachtet werden, dass die Wickel nicht geknickt werden. Werden endlose Wickel oder Einzelriemen aus Platzgründen hängend aufbewahrt, so sollte der Durchmesser des Dorns mindestens der 15-fachen Höhe des Riemens bzw. bei Verzahnung nach innen der 20-fachen Stärke der Beschichtung entsprechen.

Werden Zahnriemen in Rollen liegend übereinandergelagert, ist es zweckmäßig, eine Stapelhöhe von 500 mm nicht zu überschreiten, damit keine bleibenden Deformationen auftreten.

Längerer Kontakt mit Gummiartikeln kann zu Verfärbungen führen und sollte daher vermieden werden.

Reinigung

Die Reinigung verschmutzter Riemen kann mittels Tuch und einer Spülmittellösung bzw. 1 zu 1 mit Wasser verdünnten Spiritus – bei hartnäckigem Schmutz auch unverdünnt – erfolgen. Nicht verwendet werden sollte beispielsweise Benzin oder Kaltreiniger. Ferner dürfen keinesfalls scharfkantige Gegenstände, wie z. B. Drahtbürsten oder Schraubendreher, eingesetzt werden, da diese zu einer mechanischen Beschädigung der Zahnriemen führen können. Für die Reinigung von Metallartikeln sollten handelsübliche Bremsenreiniger auf Lösemittelbasis verwendet werden.

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN



7.8 SCHADENSbilder, URSACHEN UND MAßNAHMEN

7.8 Schadensbilder, Ursachen und Maßnahmen

Korrekt ausgelegte Optibelt Polyurethan-Zahnriemen erreichen hohe Laufzeiten. Bei einer geplanten Wartung des Antriebs bzw. einem Frühausfall können die in den Tabellen 7.8.1 bis 7.8.3 beschriebenen Schadensbilder an Riemen, ggf. vorhandenen Beschichtungen und Scheiben zu sehen sein. Die folgenden Tabellen umfassen auch die möglichen zugehörigen Ursachen und empfohlenen Maßnahme zur Abhilfe bzw. Korrektur. Je nach Schadensbewertung empfiehlt sich bei einer Wartung jeweils auch die Erneuerung eines oder aller Antriebs Elemente. So erreicht z. B. auch ein neuwertiger, korrekt montierter Zahnriemen auf verschlissenen Zahnscheiben keine befriedigende Laufzeit.

Tabelle 7.8.1: Schadensbilder am Zahnriemen, Ursachen und Maßnahme

Schadensbild	Mögliche Ursachen	Empfohlene Maßnahmen
Starker Verschleiß der Zahnflanken des Riemens bzw. Zahnfußanrisse bzw. Zahnabrisse	Fehlerhafte, meist zu geringe Riemenvorspannkraft Riemen und Scheiben mit unterschiedlichen Profilen Verschlissene Zahnscheiben Überlastung, unterdimensionierter Antrieb	Riemenvorspannung gemäß Antriebsberechnung korrigieren Zueinander passende Riemen und Scheiben einsetzen Zahnscheiben austauschen Last ggf. konstruktiv verringern, Antrieb neu auslegen
Übermäßiger Verschleiß im Stegbereich des Riemens	Fehlerhafte, meist zu hohe Riemenvorspannkraft Fehlerhafte Zahnscheibe	Riemenvorspannung gemäß Antriebsberechnung reduzieren bzw. korrigieren Zahnscheibe austauschen
Außergewöhnlicher Verschleiß an den Riemenseiten	Unzulässiger axialer Versatz der Scheiben, unzulässige horizontale und/oder vertikale Winkelabweichung der Achsen Fehlerhafte Bordscheibe Stabilität der Lagerung nicht ausreichend Bordscheibenabstand zu gering	Wellen und Scheiben neu ausrichten Bordscheibe austauschen Lager bzw. Gehäuse verstärken Zahnscheiben ersetzen
Risse im Riemenrücken	Umgebungstemperatur ungeeignet, Einfluss ungeeigneter Chemikalien	Antrieb abschirmen oder isolieren, andere Riemenart wählen
Aufquellen des Riemens	Einwirkung von unverträglichen Chemikalien	Antrieb abschirmen
Riemen quer gerissen	Geknickter Riemen bzw. Zwangsmontage Stoßbelastung Blockade an- oder abtriebsseitig Fremdkörpereinwirkung im Lauf Überlastung bzw. überspringende Zähne, unterdimensionierter Antrieb Dauerbiegebrüche Korrosion der Zugträger Überspringende Zähne durch zu geringe Riemenvorspannkraft	Korrekte Lagerungs-, Transport- und Montagebedingungen einhalten Stoßbelastung reduzieren, geeigneten Zugträger, z. B. Aramid, wählen Blockadeursache finden, beseitigen bzw. Rutschkupplung vorsehen Schutzvorrichtung prüfen bzw. installieren Last ggf. konstruktiv verringern, Antrieb neu auslegen Antriebsgeometrie überprüfen, geeignete Zugträger wählen Einfluss von Chemikalien ausschließen, geeignete Zugträger wählen Riemenvorspannung gemäß Antriebsberechnung
Riemen längs gerissen	Aufsteigen des Riemens auf die Zähne und auf eine Bordscheibe Ballig ausgeführte Rollen	Ausrichten von Scheiben und Wellen, Bordscheibengestaltung prüfen Zylindrische Rollen einsetzen

7 KONSTRUKTIONSHILFEN, MAßE, TOLERANZEN

7.8 SCHADENSbilder, URSACHEN UND MAßNAHMEN



Tabelle 7.8.2: Schadensbilder an der Beschichtung, Ursachen und Maßnahmen

Schadensbilder	Mögliche Ursachen	Empfohlene Maßnahmen
Risse in der Rückenbeschichtung	Zu kleine Zahnscheiben-Durchmesser Umgebungstemperatur ungeeignet, Einfluss ungeeigneter Chemikalien	Dünnere Beschichtung wählen, Beschichtung sommern (einschneiden), Zahnscheiben-Durchmesser vergrößern Antrieb abschirmen, andere Rückenbeschichtung wählen
Aufquellen der Rückenbeschichtung	Einfluss ungeeigneter Chemikalien	Antrieb abschirmen, andere Rückenbeschichtung wählen
Öffnen der Stoßstelle der Rückenbeschichtung	Zu kleine Zahnscheiben-Durchmesser, zu hoher Spannungsaufbau Reversierender Betrieb	Zahnscheiben-Durchmesser vergrößern, Beschichtungsstärke reduzieren, Stoßstellen- ausführung schräger Stoß, geschärfter Stoß, stoßfrei Stoßstellenausführung schräger Stoß, stoßfrei

Tabelle 7.8.3: Schadensbilder an der Zahnscheibe, Ursachen und Maßnahmen

Schadensbilder	Mögliche Ursachen	Empfohlene Maßnahmen
Ablösen der Bordscheibe	Fehlerhafte oder ungeeignete Bordscheiben- befestigung Fehlerhafte Ausrichtung von Wellen und Scheiben	Bordscheibe korrekt befestigen Wellen und Scheiben neu ausrichten
Außergewöhnlicher Verschleiß der Zahnscheibe	Einfluss ungeeigneter Medien, z. B. Korund- Staub Ungeeigneter Werkstoff Riemen und Scheiben mit unterschiedlichen Profilen	Kapselung prüfen bzw. installieren Zahnscheibe mit Oberflächenbehandlung oder höherer Werkstoffgüte verwenden Zueinander passende Riemen und Scheiben einsetzen

Inhaber sämtlicher Urheber- und Leistungsschutzrechte sowie sonstiger Nutzungs- und Verwertungsrechte: Arntz Optibelt Unternehmensgruppe, Höxter/Deutschland. Jegliche Nutzung, Verwertung, Vervielfältigung oder jegliche Weitergabe an Dritte bedarf der vorherigen schriftlichen Genehmigung durch die Arntz Optibelt Unternehmensgruppe, Höxter/Deutschland. Zuwiderhandlungen werden urheberrechtlich verfolgt.

Die Inhalte stellen unverbindliche Angebote dar, die sich ausschließlich an Unternehmen und nicht an Verbraucher richten. Optibelt empfiehlt den Einsatz seiner Produkte ausschließlich gemäß den Hinweisen in den Optibelt-Dokumentationen. Der Einsatz von Optibelt-Produkten in Flugzeugen oder flugzeugähnlichen Systemen, -Produkten und/oder -Applikationen ist nicht zulässig. Im Zweifelsfall ist der Einsatz von Optibelt-Produkten vor der Verwendung mit Optibelt abzustimmen. Optibelt lehnt jegliche Haftung ab, wenn Optibelt-Produkte in Systeme, Produkte und/oder Applikationen eingesetzt werden, für welche sie nicht entwickelt und/oder hergestellt wurden. Dies ist insbesondere – aber nicht abschließend – dann der Fall, wenn von einer bestimmten Verwendungseignung oder Beschaffenheitserwartung der Optibelt-Produkte außerhalb eines konkreten Vertragsabschlusses mit Optibelt ausgegangen wird oder die Optibelt-Produkte unter unüblichen oder ein besonderes Gesundheits-, Sicherheits- oder Umwelt-Risiko darstellenden oder eine erhöhte Beanspruchung erfordernden Bedingungen eingesetzt werden.

Irrtümer und Änderungen vorbehalten. Optibelt übernimmt keine Gewährleistung, dass die von Optibelt zur Verfügung gestellten Informationen vollständig oder richtig sind und von dem Empfänger der Informationen verwendet werden können. Optibelt haftet – soweit rechtlich zulässig – daher nicht für Schäden, die durch den Gebrauch oder durch das Vertrauen auf die Vollständigkeit und Richtigkeit der Informationen außerhalb eines konkreten Vertragsabschlusses mit Optibelt entstehen.

Es gelten ausschließlich die Allgemeinen Verkaufsbedingungen der Optibelt GmbH, Höxter/Deutschland, insbesondere der darin geregelte Eigentumsvorbehalt, auch in seiner verlängerten und erweiterten Form. Diese können kostenlos angefordert werden und sind unter <http://www.optibelt.de/agb/de> abrufbar. Entgegenstehende oder abweichende Geschäftsbedingungen des Kunden verpflichten Optibelt nicht, auch wenn Optibelt nicht ausdrücklich widerspricht oder ungeachtet entgegenstehender oder abweichender Geschäftsbedingungen des Kunden vorbehaltlos Leistungen erbringt oder Leistungen des Kunden annimmt.

Print: 0616

Optibelt GmbH

Corveyer Allee 15
37671 Hötter
GERMANY

T + 49 (0) 52 71- 6 21
F + 49 (0) 52 71-97 62 00
E info@optibelt.com



Optibelt Material Handling GmbH

Im Emerten 11
31737 Rinteln
GERMANY

T + 49 (0) 57 51-9 67 79-0
F + 49 (0) 57 51-9 67 79-10
E info-omh@optibelt.com



www.optibelt.com