

Boom

ROLOFF / MATEK MACHINEONDERDELEN

HERBERT WITTEL, DIETER JANNASCH,
JOACHIM VOßIEK EN CHRISTIAN SPURA

THEORIEBOEK

6E DRUK



ROLOFF/MATEK MACHINEONDERDELEN

Theorieboek

De methode *Roloff/Matek Machineonderdelen* bestaat uit de volgende uitgaven:

- Theorieboek
- Tabellenboek

Herbert Wittel
Dieter Jannasch
Joachim Voßiek
Christian Spura

**ROLOFF/MATEK
MACHINEONDERDELEN**

Theorieboek

6e druk

Boom

Oorspronkelijk verschenen als: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 24 Auflage (2019).

Omslag basisontwerp: Dog & Pony, Amsterdam
Omslagontwerp: DPS, Amsterdam
Opmaak binnenwerk: Heymans-Vanhove, Gent
Vertaling: Hapax Vertalers, Amsterdam

1e druk, 1993
6e druk, 2021

First published in German under the title
Roloff/Matek Maschinenelemente; Normung, Berechnung, Gestaltung
by Herbert Wittel, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek and Christian Spura, edition: 24
Copyright © Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature, 2019 *
This edition has been translated and published under licence from
Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, part of Springer Nature.
Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, part of Springer Nature takes no responsibility and
shall not be made liable for the accuracy of the translation.
© 2021 Boom uitgevers Amsterdam

Behoudens de in of krachtens de Auteurswet gestelde uitzonderingen mag niets uit deze uitgave worden verveelvoudigd, opgeslagen in een geautomatiseerd gegevensbestand, of openbaar gemaakt, in enige vorm of op enige wijze, hetzij elektronisch, mechanisch, door fotokopieën, opnamen of enige andere manier, zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van de uitgever.

Voor zover het maken van reprografische verveelvoudigingen uit deze uitgave is toegestaan op grond van artikel 16h Auteurswet dient men de daarvoor wettelijk verschuldigde vergoedingen te voldoen aan de Stichting Reprorecht (Postbus 3051, 2130 KB Hoofddorp, www.reprorecht.nl). Voor het overnemen van (een) gedeelte(n) uit deze uitgave in bloemlezingen, readers en andere compilatiewerken (art. 16 Auteurswet) kan men zich wenden tot de Stichting PRO (Stichting Publicatie- en Reproductierechten Organisatie, Postbus 3060, 2130 KB Hoofddorp, www.stichting-pro.nl).

No part of this book may be reproduced in any form, by print, photoprint, microfilm or any other means without written permission from the publisher.

ISBN 9789024428670
NUR 173/929

www.boomhogeronderwijs.nl
www.rolloff-matekmachineonderdelen.nl

Voorwoord bij de zesde druk

Roloff/Matek Machineonderdelen is in Nederland al bijna dertig jaar een begrip en staat voor uitgebreide informatie, actuele normen, toegankelijkheid en de onmiddellijke toepasbaarheid van constructie- en berekeningsvergelijkingen. *Roloff/Matek* is dan ook niet meer weg te denken uit de opleiding Werktuigbouwkunde of de beroepspraktijk.

Het boek beschrijft de belangrijkste machineonderdelen in 24 afzonderlijke, opzichzelfstaande hoofdstukken, die onafhankelijk van elkaar kunnen worden bestudeerd. Er is veel aandacht besteed aan het consistent gebruik van grootheden. De volledig uitgewerkte berekeningsvoorbeelden die in elk hoofdstuk zijn opgenomen, vormen een uitstekende leidraad bij de praktische toepassing van de theorie, alsmede bij het vervaardigen van eigen berekeningen. Aan het eind van elk hoofdstuk staan literatuurverwijzingen die mogelijkheden bieden voor verdere studie. Met het uitgebreide trefwoordenregister kunnen begrippen snel in het boek worden gevonden.

Het boek is er niet in eerste instantie op gericht om de gebruiker snel een geschikte formule te laten vinden, maar de bedoeling is juist dat hij de logische redeneertrant volgt van de afleiding die tot die formule leidt en de factoren die daarop van invloed zijn. Om de samenhang tussen de afzonderlijke onderdelen van een berekening duidelijk in beeld te brengen zijn op enkele plaatsen overzichtelijke schema's opgenomen. Deze kunnen eventueel als uitgangspunt dienen voor zelf te ontwikkelen computerprogramma's.

Deze herziene en geactualiseerde zesde druk, gebaseerd op de vierentwintigste Duitse druk, is op diverse punten verbeterd:

- er is een groot aantal aanpassingen aan nieuwe normen, met name in de hoofdstukken Toleranties, passingen en oppervlakte gesteldheid, Lasverbindingen, Draagassen, aandrijfassen en astappen en Kettingoverbrengingen;
- de dynamische sterkteberekeningen en berekeningen ten aanzien van het draagvermogen in de staalbouw in het hoofdstuk Sterkte en toelaatbare spanning is uitgebreid;
- in het hoofdstuk Tribologie is een beschrijving over hydrostatische smering toegevoegd;
- in het hoofdstuk Klinkverbindingen is de beschrijving van de klinknagels vooral gericht op het moderne gebruik voor lichte verbindingen en is de theorie van afschuiving en stuik bij toepassing in staalconstructies komen te vervallen;
- formules voor de maximale en equivalente vlaktedruk zijn toegevoegd in het hoofdstuk Onderdelen voor het verbinden van assen en naven evenals een extra rekenvoorbeeld van een motorkoppeling;
- in het hoofdstuk Glijlagers is het deel over de wrijvingstoestanden en het deel over de invloed van vloeibare smeermiddelen samengevoegd en aangepast;
- een groot aantal kleinere verbeteringen en aanpassingen in de tekst, die een beter begrip van de stof tot doel hebben, zijn doorgevoerd. Dit is met name ook gedaan bij de rekenvoorbeelden;
- een volledig nieuw hoofdstuk Planetaire overbrengingen is toegevoegd.

Ter ondersteuning van gebruikers is de *Duitstalige* website www.roloff-matek.de beschikbaar. Hier vinden studenten o.a. controlevragen met antwoorden bij alle hoofdstukken. Daarnaast zijn er Power-Point-presentaties over afzonderlijke machineonderdelen ter ondersteuning bij het onderwijs en voor zelfstudie. Er zijn ook berekeningsmodellen in Excel-formaat beschikbaar, die bestemd zijn voor ontwerpwerkzaamheden in de verschillende constructiefases.

In het op dit theorieboek aansluitende *Tabellenboek* zijn de bij de berekening en constructie benodigde getalwaarden, schema's, relevante normen en praktijkwaarden op compacte en overzichtelijke wijze samengevat. In dit theorieboek is, als dit noodzakelijk is voor een goed begrip van de theorie, een beperkte selectie van deze gegevens opgenomen.

Het is aan te bevelen om bij praktische toepassing van de inhoud van dit boek ook een set van de belangrijkste normbladen binnen handbereik te hebben. Bij de toepassing van standaardonderdelen, zoals koppelingen, lagers, ketting- en riemoverbrengingen, moeten de fabrikantgegevens worden gehanteerd, die vrijwel zeker afwijken van de gegevens in dit boek. Dit geldt natuurlijk ook voor de technische gegevens van bijvoorbeeld lijmen en soldeer. Hiertoe zijn daar waar relevant bij nagenoeg elk hoofdstuk de url's van fabrikanten verzameld op de website bij het theorieboek: www.roloff-matekmachineonderdelen.nl. We beogen deze website in de toekomst verder uit te breiden met bijvoorbeeld opgaven

Deze nieuwe vertaling, verzorgd door Hapax Vertalers bouwt voort op eerdere vertalingen die inhoudelijk werden bewerkt door de heren J.A. Broekhuisen, R.W. Hoejenbos, D.J. ter Hoeven, J.G. Trentelman, P. Knook, P. Leijten, P. Overbeek, A. van der Vlugt en T. Widdershoven.

Deze nieuwe druk is tot stand gekomen onder redactie van:

Paul Knook (Avans Hogeschool), Peter Overbeek (Hogeschool Rotterdam), Bram van der Vlugt (Haagse Hogeschool), Daan Haeyen (Hogeschool Utrecht), Ype Brada (NHL Stenden) en Sjoerd Tolsma (NHL Stenden)

Daarnaast zijn wij veel dank verschuldigd aan Jan Gerritsen, Mark van Maanen (Saxion Hogeschool) en Rob Muller (Avans Hogeschool) voor hun inzet bij de inhoudelijke correctie en bewerking van de vertaling.

Tot slot willen wij de vele bedrijven bedanken voor het ter beschikking stellen van tekeningen en andere informatie en voor hun waardevolle op- en aanmerkingen op de inhoud van dit boek. Ook de opbouwende kritiek van vele gebruikers van dit boek betekende een waardevolle bijdrage aan de inhoud van deze nieuwe druk. Wij hopen dat wij ook in de toekomst dergelijke opbouwende kritiek mogen blijven ontvangen.

Amsterdam, januari 2021
de uitgever

Inhoud

1 Algemene grondbeginselen

1.1	Soorten en categorieën machineonderdelen	1
1.2	Grondbeginselen van het normwezen	1
1.2.1	Duitse en Europese normen, technische regelgeving	2
1.2.2	Het ontstaan van een DIN-norm	2
1.3	Normgetallen (voorkeursgetallen en -maten)	3
1.3.1	Betekenis van normgetallen	3
1.3.2	Opbouw van de reeksen met normgetallen	3
	Hoofdreeksen – Afgeleide reeksen – Samengestelde reeksen – Reeksen met afgeronde getallen	
1.3.3	Gebruik van normgetallen	4
	Het bepalen van de schaal – Weergave van de relaties in een NG-diagram – Rekenen met normgetallen	
• 1.3.4	Berekeningsvoorbeelden	7
1.4	Algemene grondslagen voor het construeren	8
1.4.1	Methodisch ontwerpen	9
	Oplossingsroute voor het ontwikkelen van nieuwe producten – Beoorde- lingsmethoden	
1.4.2	Grondbeginselen voor het construeren	15
1.4.3	Gebruik van computers bij het ontwerp- en ontwikkelingsproces	17
1.5	Literatuur	19

2 Toleranties, passingen en oppervlaktegesteldheid

2.1	Toleranties	21
2.1.1	Maattoleranties	21
	Basisbegrippen – Grootte van de maattolerantie – Toepassingsgebieden voor de tolerantieniveaus – Plaats van de tolerantievelden – Directe aan- duiding van maattoleranties – Maten zonder tolerantie-aanduidingen	
2.1.2	Vormtoleranties	24
2.1.3	Plaatstoleranties	25
2.1.4	Tolerantieaanduidingen in tekeningen	25
	Maattoleranties – Vorm- en plaatstoleranties	
2.2	Passingen	26
2.2.1	Basisbegrippen	26
2.2.2	ISO-passingsstelsels	28
	Eenheidsgatstelsel (<i>EB</i>) – Eenheidsasstelsel (<i>EA</i>)	
2.2.3	Selectie van passingen	28
2.2.4	Principes voor tolerantieaanduiding	29
2.2.5	Tolerantieketen	30
2.3	Oppervlaktegesteldheid	30
2.3.1	Vormafwijkingen	30
2.3.2	Oppervlakteaanduidingen in tekeningen	33
• 2.4	Berekeningsvoorbeelden	34
2.5	Literatuur	37

3 Sterkte en toelaatbare spanning

3.1	Algemeen	38
3.2	Belasting en belastingssoorten	38
3.3	Materiaalgedrag, sterktegrootheden	43
3.3.1	Statische sterkte (materiaalkentallen)	43
3.3.2	Dynamische sterkte (materiaalwaarden)	47
	Grensspanningslijn (Wöhlerkromme) – Vermoeingssterkediagrammen (VSD) – Waarden voor de vermoeingssterkte	
3.4	Statische onderdeelsterkte	51
3.5	Ontwerpspanning (dynamische onderdeelsterkte)	52
3.5.1	Eigenschappen van onderdelen	53
	Kerfwerking en ondersteuning – Oppervlaktegesteldheid – Afmetingen van het onderdeel – Oppervlakteversteving – Overige invloeden – Constructiefactor (totale invloedsfactor)	
3.5.2	Bepaling van de geometrische sterkte (onderdeelsterkte)	58
	Geometrische wisselsterkte (wisselsterkte van een constructiedeel) – Geometrische vermoeingssterkte (onderdeelvermoeingssterkte)	
3.6	Veiligheden	61
3.7	Praktische sterkteberekening	63
3.7.1	Globale berekeningen	63
	Statisch belaste onderdelen – Dynamisch belaste onderdelen	
3.7.2	Controle van de statische sterkte	64
3.7.3	Controle van de dynamische sterkte (controle van de vermoeingssterkte)	65
3.7.4	Sterktecontrole van staalconstructies	66
3.7.5	Berekening van het draagvermogen in de staalbouw	71
• 3.8	Berekeningsvoorbeelden	74
3.9	Literatuur	79

4 Tribologie

4.1	Functie en werking	80
4.2	Wrijving, soorten wrijving	80
4.3	Wrijvingstoestanden (smeringstoestanden)	82
4.4	Belasting bij het contact tussen constructie-elementen, contactspanning volgens Hertz	84
4.5	Smeermiddelen	86
4.5.1	Smeeroliën	86
	Eigenschappen van de smeeroliën – Indeling van de smeeroliën	
4.5.2	Smeervetten	90
4.5.3	Overige smeermiddelen	90
4.6	Soorten smering	91
4.7	Schade aan machineonderdelen	92
4.7.1	Slijtage	92
4.7.2	Corrosie	93
4.7.3	Vormen van beschadiging	93
4.8	Literatuur	95

5 Lijm- en soldeerverbindingen

5.1	Lijmverbindingen	96
5.1.1	Functie en werking	96
	Fysisch uithardende lijmen (oplosmiddel- en dispersielijmen) – Chemisch uithardende lijmen (reactielijmen)	

	5.1.2	Het uitvoeren van lijmverbindingen	99
	5.1.3	Vormgeving en ontwerp	100
		Belasting en sterkte – Factoren die van invloed zijn op de sterkte – Vormgeving van de lijmverbinding	
	5.1.4	Berekening van lijmverbindingen	105
•	5.1.5	Berekeningsvoorbeelden	106
	5.2	Soldeerverbindingen	106
	5.2.1	Functie en werking	106
	5.2.2	Het maken van soldeerverbindingen	111
	5.2.3	Vormgeving en ontwerp	112
	5.2.4	Berekeningen	114
•	5.2.5	Berekeningsvoorbeelden	117
	5.3	Literatuur	118

6 Lasverbindingen

	6.1	Functie en werking	119
	6.1.1	Werkingsprincipe en toepassing	119
	6.1.2	Lasmethoden	121
		Smeltlassen – Drukclassen – Keuze van een lasmethode	
	6.1.3	Bijwerkingen van het lasproces	121
		Ontstaanswijze van krimp en spanningen – Gevolgen van laskrimp – Combinatie van eigen- en lastspanningen	
	6.2	Vormgeving en ontwerp	125
	6.2.1	Lasbaarheid van de constructiedelen	125
		Lasgeschiktheid van materialen – Constructiebepaalde lasveiligheid – Fabricageafhankelijke lasveiligheid (lasmogelijkheid) – Lastoevoegmaterialen	
	6.2.2	Verbindings- en lasnaadvormen	130
		Begrippen – Stompe las – Hoeklas – Overige lasverbindingen – Voorberekening van laskanten	
	6.2.3	Kwaliteitsborging	135
		Kwaliteitsniveaus voor booglasverbindingen in staal volgens NEN EN ISO 5817 – Algemene toleranties voor lasconstructies volgens NEN EN ISO 13920	
	6.2.4	Algemene toleranties voor lasconstructies volgens NEN EN ISO 2553	136
		Lassymbolen – Aanduiding van de stand van een las – Dimensionering van de lassen – Lasposities volgens NEN EN ISO 6947 – Aanvullende aanduidingen – Voorbeeld	
	6.2.5	Lasgericht vormgeven	141
		Algemene constructieve richtlijnen – Voorbeelden van vormgeving – Overwegend statisch belaste staalconstructies – Gelaste machinedelen – Drukvalten – Puntlasverbindingen	
	6.3	Berekening van lasconstructies	154
	6.3.1	Staalconstructies	154
		Berekening van belastingseffecten (bijv. snedegroottes, spanningen, doorbuigingen) – Berekeningsvoorbeeld – Berekening van constructiedelen – Drukstaven – Knoopplaten – Eenvoudige liggers (elastische berekening) – Berekening van lasverbindingen – Berekening van puntlasverbindingen	
	6.3.2	Machinebouw	174
		Het bepalen van de werkende belasting – Belasting lasnaden – Samengestelde belasting – Toelaatbare vermoeiingssterktes voor lasverbindingen met dynamische belasting	

	6.3.3	Drukvaten volgens AD 2000-richtlijnen	179
		Cilindrische mantels en bollen – Gewelfde bodems – Vlakke platen en bodems – Openingen in de tankwand	
•	6.4	Berekeningsvoorbeelden	184
	6.5	Literatuur	193

7 Klinkverbindingen

	7.1	Algemeen	196
	7.2	Klinknagels	197
	7.2.1	Klinknagelvormen	197
	7.2.2	Klinknagelmaterialen	201
	7.2.3	Aanduiding van klinknagels	202
	7.3	Vervaardiging van klinknagelverbindingen	202
	7.3.1	Algemene aanwijzingen	202
	7.3.2	Warmklinken	203
	7.3.3	Koudklinken	204
	7.4	Verbindingstype, snedebelasting	204
	7.5	Klinkverbindingen in staal- en kraanconstructies	205
	7.5.1	Algemene richtlijnen	205
	7.5.2	Berekening van de constructiedelen	205
	7.5.3	Berekening van klinknagels en klinknagelverbindingen	208
		Klinknagel- en klinkgatdiameter – De lengte van de klinknagel – De belastbaarheid van klinknagels – Ontwerpberekening – Staafaansluitingen en verbindingen – Op moment belaste klinknagelverbindingen	
	7.5.4	Vormgeving van klinknagelverbindingen	213
	7.6	Klinkverbindingen in lichtmetalen constructies	214
	7.6.1	Algemeen	214
	7.6.2	Aluminiumklinknagels	215
	7.6.3	Materialen	215
	7.6.4	Berekening van constructiedelen en klinknagels	215
		Algemene richtlijnen – Klinknagel- en klinkgatdiameter – Lengte van de klinknagel	
	7.6.5	Constructieve ontwikkeling	216
	7.6.6	Bescherming tegen corrosie	217
	7.7	Klinkverbindingen in de werktuig- en apparatenbouw	217
	7.7.1	Toepassingsvoorbeelden	217
	7.7.2	Maatregelen voor de verhoging van de vermoeiingsgrens	217
	7.7.3	Kwalitatieve bepaling van sterkte	218
	7.8	Ponsklink- en clinchverbindingen	220
	7.8.1	Ponsklinken	220
	7.8.2	Clinchen	221
•	7.9	Berekeningsvoorbeelden	223
	7.10	Literatuur	227

8 Schroefverbindingen

	8.1	Functie en werking	229
	8.1.1	Toepassingen en werking van schroefverbindingen	229
	8.1.2	Schroefdraad	229
		Schroefdraadsoorten – Schroefdraadaanduidingen – Geometrische betrekkingen	
	8.1.3	Schroef- en moersoorten	232

	Schroefsoorten – Soorten moeren – Speciale schroeven, moeren en schroefdelen – Aanduiding van genormaliseerde schroeven en moeren	
8.1.4	Ringen en schroefborgingen	235
	Ringen – Schroefborgingen	
8.1.5	Vervaardiging, uitvoering en materialen van bouten en moeren	236
	Vervaardiging – Uitvoering en materialen	
8.2	Vormgeving en ontwerp	237
8.2.1	Uitvoering van schroefdraaduitloop	237
8.2.2	Vormgeving van de schroefverbindingen	237
8.2.3	Inleiding schroefverbindingen	243
8.3	Berekening van bevestigingsschroeven	245
8.3.1	Kracht- en vervormingsverhoudingen bij voorgespannen schroefverbindingen	245
	Krachten en vervormingen in de montagetoeestand – Krachten en vervormingen bij een statische bedrijfslast als langskracht – Krachten en vervormingen bij een dynamische bedrijfslast als langskracht – Invloed van de krachtinvoer in de verbinding – Lastverhoudingen bij statische of dynamische dwarskracht	
8.3.2	Zetgedrag van schroefverbindingen	251
8.3.3	Duurzaamheid van schroefverbinding, dynamische zekerheid	252
8.3.4	Aandraaien (vastzetten) van de schroefverbinding, aanhaalmoment	253
	Krachten in de schroefdraad, aanhaalmoment – Aanhaalmoment	
8.3.5	Montage-voorspankracht, aandraaifactor en aandraaimethode	256
8.3.6	Belasting van de schroef bij het aandraaien	258
8.3.7	Beperking van de maximaal toelaatbare schroefbelasting, berekening van de statische veiligheidsfactor	259
8.3.8	Vlaktedruk op de oplegvlakken	260
8.3.9	Praktische berekening van bevestigingsschroeven in de werktuigbouw Niet-voorgespannen schroeven – Voorgespannen schroeven, berekeningswijze	260
8.3.10	Het losdraaien van de schroefverbinding, borgingsmaatregelen	262
	Het losdraaimoment – Zelfstandig loswerken, het lossen van de verbinding – Veiligheidsmaatregelen, gebruik en werking van de borgelementen	
8.4	Schroefverbindingen in staalconstructies	264
8.4.1	Toepassing	264
8.4.2	Schroefsoorten	654
8.4.3	Schroefverbindingen	265
	Vormgeving van de verbindingen – Aandraaien van de verbindingen – Verbindingen met niet gecontroleerd voorgespannen – Verbindingen met voorgespannen hoogvaste schroeven (HV/HR-schroeven) – Draagvermogen van onderdelen	
8.4.4	Op moment (afschuiving) belaste bevestigingen	269
8.4.5	Consolebevestigingen	271
8.5	Bewegingsschroeven	272
8.5.1	Ontwerp	272
8.5.2	Nacontrole van de sterkte van bewegingsschroeven	273
8.5.3	Controle op knik van bewegingsschroeven	275
8.5.4	Controle van de moerschroefdraad (geleidingsschroefdraad)	276
8.5.5	Het rendement van bewegingsschroeven, zelfremming	277
• 8.6	Berekeningsvoorbeelden	277
8.7	Literatuur	286

9 Penverbindingen, spanbussen en borgelementen

9.1	Algemeen	287
9.2	Pennen	287
9.2.1	Vormen en toepassingen	287
9.2.2	Vormgeving en ontwerp van de penverbindingen in de machinebouw . Uitvoeringsvormen en buigmomenten – Ontwerpberekening van de afmetingen van de constructiedelen	287
9.2.3	Berekening van de penverbindingen	290
9.2.4	Consturieren en ontwerpen van penverbindingen in staalconstructies . Toepassingsgebieden – Maatvoering van de oogstaven DIN EN 1993-1-8	291
9.2.5	Dimensionering voor massieve ronde pennen volgens NEN EN 1993-1-8. . . . Penverbindingen die een onbelemmerde rotatie in de ogen vereisen – Uitswisselbare pennen – Penverbindingen zonder vereiste rotatiemogelijkheid in de ogen	293
9.3	(Kerf)pennen en spanbussen	295
9.3.1	Vormen en toepassing	295
	Conische pennen – Cilindrische pennen – Kerfpennen en kernnagels – Spanbussen (spanhulzen) – Spanbussen voor lageringen	
9.3.2	Berekening van penverbindingen	299
	Radiale penverbindingen – Geleidepen-verbindingen – Axiale penverbindingen (ronde spieverbindingen)	
9.4	Borgelementen	301
9.4.1	Borgringen	302
9.4.2	Splitpennen en borgclips	304
9.4.3	Borgplaten voor assen	304
9.5	Vormgevings- en toepassingsvoorbeelden	305
• 9.6	Berekeningsvoorbeelden	308
9.7	Literatuur	313

10 Veren

10.1	Karakteristieke waarden, constructies en materialen voor veren	315
10.1.1	Veerconstante, veer karakteristiek	315
10.1.2	Veerarbeid	317
10.1.3	Trillingsgedrag en demping	318
10.1.4	Soorten veren	319
10.1.5	Veermaterialen	320
10.1.6	Selectie en optimalisering van veren	321
10.2	Op trek en druk belaste veren	321
10.2.1	Trekstaven	321
10.2.2	Ringveren	321
10.3	Op buiging belaste veren	322
10.3.1	Enkelvoudige bladveren	322
10.3.2	Gelaagde bladveren	324
10.3.3	Torsieveren	325
10.3.4	Spiraalveren	328
10.3.5	Schotelveren	329
10.4	Op torsie belaste veren van metaal	336
10.4.1	Torsiestaafveren	336
10.4.2	Cilindrische schroefveren met cirkelvormige draaddoorsnede	338
10.4.3	Cilindrische schroefveren met een rechthoekige draaddoorsnede.	345
10.4.4	Conische drukveren	346
10.5	Veren van rubber	346
10.5.1	Eigenschappen van rubber	346
10.5.2	Uitvoering en toepassing	346

• 10.6	Berekeningsvoorbeelden.....	349
10.7	Literatuur.....	356

11 Draagassen, aandrijfassen en astappen

11.1	Functie en werking.....	357
11.2	Vormgeving en ontwerp.....	358
11.2.1	Vormgevingsrichtlijnen Vormgevingsrichtlijnen betreffende de sterkte – Vormgevingsrichtlijnen betreffende het elastisch gedrag	358
11.2.2	Ontwerpberekening..... Materialen en halffabrikaten – Grondbeginselen voor de berekening – Bepaling van de ontwerpdiameter	361
11.3	Controleberekeningen.....	372
11.3.1	Controle op sterkte.....	372
11.3.2	Elastisch gedrag..... Vervorming bij torsiebelasting – Vervorming bij buigbelasting	374
11.3.3	Kritisch toerental..... Trillingen en resonantie – Buigkritisch toerental – Torsiekritisch toerental	377
• 11.4	Berekeningsvoorbeelden.....	381
11.5	Literatuur.....	388

12 Onderdelen voor het verbinden van assen en naven

12.1	Functie en werking.....	389
12.2	Vormgesloten as-naaf-verbindingen.....	389
12.2.1	Inleg- en schijfspieverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening	389
12.2.2	Spieas- en vertande asverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening	393
12.2.3	Polygoonverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening	395
12.2.4	Kopvertanding.....	396
12.2.5	Penverbindingen.....	396
12.3	Krachtgesloten as-naaf-verbinding.....	397
12.3.1	Cilindrische persverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening – Gegevens voor de vervaardiging van persverbindingen – Invloed van het toerental bij persverbindingen	397
12.3.2	Kegelpersverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening van kegelverbindingen	405
12.3.3	Klemelementverbindingen..... Demonteerbare conische klemringen (DCK) – Sterschijven – Drukhuizen – Hydraulische spanbussen – Tolerantieringen	409
12.3.4	Klemverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening van klemverbindingen	416
12.3.5	Tapse-spieverbindingen..... Vormgeving en ontwerp – Berekening van spieverbindingen	418
12.3.6	Wringspiebevestiging..... Vormgeving en ontwerp – Berekening	420
12.4	Materiaalgesloten as-naaf-verbindingen.....	420
• 12.5	Berekeningsvoorbeelden.....	421
12.6	Literatuurlijst.....	425

13 Koppelingen en remmen

13.1	Functie en werking van koppelingen	426
13.2	Berekeningen voor de keuze van koppelingen	427
13.2.1	Aanloopkoppel en het over te brengen koppel van de koppeling	427
13.2.2	Versnellingskoppel, traagheidsmoment	429
13.2.3	Gedrag van drijvende machines en aangedreven werktuigen	431
13.2.4	Koppel van de koppeling Stootvrije aanloop met een constant koppel – Koppelstoten – Snelheidsstoten – Periodieke wisselingen van het koppel	432
13.2.5	Het bepalen van beweegbare koppelingen Volgens de gegevens van de fabrikanten – Aan de hand van bedrijfsfactoren – Volgens de ongunstigste soort belasting (DIN 740-2)	435
13.2.6	Het bepalen van schakelbare wrijvingskoppelingen Aanloopproces – Koppels bij wrijvingskoppelingen – Bepalen van de koppelingsgrootte	438
13.3	Niet-schakelbare koppelingen	441
13.3.1	Starre koppelingen	441
13.3.2	Beweegbare koppelingen (compenserende koppelingen) Torsiestijve koppelingen – Elastische koppelingen	442
13.4	Schakelbare koppelingen	452
13.4.1	Onafhankelijk bestuurd koppelingen (schakelbare koppelingen) Vormgesloten schakelbare koppelingen – Kracht-(wrijvings-)gesloten schakelbare koppelingen	452
13.4.2	Momentbestuurde koppelingen (veiligheidskoppeling)	462
13.4.3	Toerentalbestuurde koppelingen (centrifugaalkoppelingen)	464
13.4.4	Richtingbestuurde koppelingen (vrijloopkoppelingen)	465
13.4.5	Inductiekoppelingen Synchrone koppeling – Asynchrone en wervelstroomkoppeling	467
13.4.6	Hydrodynamische koppelingen Met constante vullingsgraad – Met veranderlijke vullingsgraad	469
13.5	Richtlijnen voor het gebruik en de keuze van koppelingen	471
13.6	Remmen	474
13.6.1	Functie en werking	474
13.6.2	Berekening	475
13.6.3	Constructies	475
• 13.7	Berekeningsvoorbeelden	479
13.8	Literatuur en bronvermelding van de figuren	489

14 Wentellagers en -lageringen

14.1	Functie en werking	491
14.1.1	Doel en werkingsprincipe	491
14.1.2	Soorten lagers	492
14.1.3	Richtlijnen voor de toepassing van wentellagers	492
14.1.4	Indeling van wentellagers Opbouw, wentellichamen en materialen – Basisuitvoeringen van wentellagers, contacthoek, lasthoek – Standaarduitvoeringen van wentellagers, hun eigenschappen en toepassingen – Overige uitvoeringen – Maatvoeringen en aanduidingen voor wentellagers	493
14.2	Construeren en ontwerpen van wentellageringen	503
14.2.1	Lagerplaatsing Vast-los-lageringen – Steunlageringen – Lagercombinaties – Meervoudige lagering	503

14.2.2	Keuze van een lager	505
14.2.3	Inrichting van de lagerplaatsen	506
	Toleranties en passingen – Constructieve vormgeving van de lagerings- plaatsen	
14.2.4	Smering van wentellagers	509
	Vetsmering – Oliesmering – Smering met een vaste stof	
14.2.5	Lagerafdichtingen	513
14.2.6	Voorkeuze van de lagergrootte	514
14.3	Berekening van wentellagers	515
14.3.1	Statisch draagvermogen	515
	Vereist statisch draaggetal C_0 – Equivalente (gelijkwaardige) statische la- gerbelasting	
14.3.2	Dynamisch draagvermogen	515
	Bepalende grootheden volgens NEN ISO 281 – Levensduurvergelijking volgens NEN ISO 281 – Dynamisch equivalente (gelijkwaardige) lagerbe- lasting (P en $n = \text{constant}$) – Bepaling van de dynamisch equivalente la- gerbelasting (P en $n \neq \text{constant}$)	
14.3.3	Vermindering van de draaggetallen van de lagers C en C_0	520
14.3.4	Bereikbare levensduur – Gemodificeerde levensduurberekening	520
14.3.5	Gebruiksduur	522
14.3.6	Maximale toerentallen	522
14.4	Voorbeelden van wentellagerconstructies	522
14.5	Constructie-elementen met wentellagers	525
	Lagerhuiseenheden – Looprollen – Draaiverbindingen – Kogelhuizen – Kogelomloopspilaandrijving	
14.6	Lineaire rolgeleidingen	528
14.6.1	Functie en eigenschappen	528
14.6.2	Draagvermogen en nominale levensduur	530
14.6.3	Selectie van geleidingen, lineaire systemen	532
• 14.7	Berekeningsvoorbeelden voor wentellagers	534
14.8	Literatuur	542

15 Glijlagers

15.1	Functie en werking	543
15.1.1	Werkingsprincipe	543
15.1.2	Positionering van de glijvlakken	543
15.1.3	Wrijvingstoestanden	544
15.1.4	Hydrodynamische smering	545
	Smeerwig – Drukverdeling en draagvermogen	
15.2	Toepassing	549
15.3	Vormgeving en ontwerp	549
15.3.1	Glijlagermateriaal	549
	Tribologisch gedrag – Lagermaterialen	
15.3.2	Invloed van vormgeving en gebruik	553
15.3.3	Smering van glijlagers	557
	Smeermiddelen – Smeermethoden en smeerinrichtingen – Toevoer van smeermiddel	
15.3.4	Uitvoering van radiale glijlagers	559
	Lagerbussen, lagerschalen – Constructievoorbeelden	
15.3.5	Uitvoering van de axiale glijlagers	566
15.3.6	Lagerafdichtingen	569
15.4	Berekeningsgrondslagen	572

15.4.1	Berekening van radiale glijlagers.	572
	Bedrijfskenwaarden (relatieve waarden) – Warmtebalans – Smermiddel- volumestroom (volumestroom) – Berekeningsmethode	
15.4.2	Axiale glijlagers	582
	Taatslagers met vlakke taatsvlakken – Enkelschijfs- en segmenttaatslagers	
• 15.5	Berekeningsvoorbeelden voor glijlagers	588
15.6	Literatuur	595

16 Riemoverbrengingen

16.1	Functie en werking	596
16.1.1	Doel en werkingsprincipe	596
16.1.2	Riempbouw en riemmateriaal	596
	Vlakke riemen – V-riemen – Poly-V-riemen – Synchronriemen (tand- riem)	
16.2	Construeren en ontwerpen	600
16.2.1	Constructies en toepassingen	600
	Keuze van de soort riem – Riemgeleiding – Voorspanmogelijkheden – Verstel- resp. schakeloverbrenging	
16.2.2	Vormgeving van de riemoverbrenging	603
	Algemene gezichtspunten – Hoofdafmetingen van de riemschijven – Ma- terialen en uitvoering van de riemschijven	
16.3	Construeren van de riemoverbrenging	607
16.3.1	Theoretische principes voor de berekening van de riemoverbrenging . .	607
	Krachten op de riemoverbrenging – Rek- en overbelastingsslip, overbren- ging – Spanningen, elastisch gedrag – Over te brengen vermogen, optima- le riemsnelheid	
16.3.2	Praktische berekening van de riemoverbrenging	612
	Riemkeuze – Geometrische en kinematische betrekkingen – Vermogens- berekening – Voorspanning; asbelasting – Controlelijst	
• 16.4	Berekeningsvoorbeelden	621
16.5	Literatuur	625

17 Kettingoverbrengingen

17.1	Functie en werking	626
17.1.1	Doel en toepassing	626
17.1.2	Kettingsoorten, uitvoering en toepassing	626
	Penkettingen – Buskettingen – Rollenkettingen – Bijzondere uitvoeringen van kettingen	
17.1.3	Kettingwielen	630
17.1.4	Verbindingsonderdelen voor rollenkettingen	630
17.1.5	Mechanica van kettingoverbrengingen	631
17.2	Construeren en ontwerpen van rollenkettingoverbrengingen	632
17.2.1	Vertandingsgegevens	632
17.2.2	Het bepalen van de aantallen tanden voor de kettingwielen	633
17.2.3	Uitvoering van de kettingwielen	634
17.2.4	Keuze van de ketting	634
17.2.5	Aantal schakels, asafstand	635
17.2.6	Opstelling van de kettingoverbrenging	637
17.2.7	Doorzakken van kettingdelen	637
17.2.8	Hulpvoorzieningen	637
17.2.9	Smering en onderhoud van de kettingoverbrenging	639
17.3	Berekening van de krachten bij de kettingoverbrenging	640

- 17.4 Berekeningsvoorbeeld..... 642
- 17.5 Literatuur..... 644

18 Pijpleidingen en toebehoren

- 18.1 Functies, werking en toepassing..... 645
- 18.2 Bouwvormen..... 645
 - 18.2.1 Buizen..... 645
 - 18.2.2 Slangen..... 647
 - 18.2.3 Hulpstukken..... 648
 - 18.2.4 Appendages..... 648
 - Hefkleppen – Schuifafsluiters – Kranen – Scharnierkleppen
- 18.3 Vormgeving en ontwerp..... 652
 - 18.3.1 Voorschriften, begrippen en definities..... 652
 - 18.3.2 Pijpverbindingen..... 654
 - Lasverbindingen voor buizen – Flensverbindingen – Draadverbindingen – Mofverbindingen
 - 18.3.3 Rekcompensatoren..... 658
 - 18.3.4 Buishouders..... 659
 - 18.3.5 Regelgeving voor het ontwerp van leidingsystemen..... 660
 - 18.3.6 Tekenwijze van leidingsystemen..... 661
- 18.4 Berekeningsgrondslagen..... 661
 - 18.4.1 Buisdiameter en drukverlies..... 661
 - 18.4.2 Wanddikteberekening op inwendige druk..... 663
 - Stalen buizen – Buizen van ductiel gietijzer – Kunststof buizen – Drukstoten
- 18.5 Berekeningsvoorbeelden..... 668
- 18.6 Literatuur..... 671

19 Afdichtingen

- 19.1 Functie en werking..... 673
- 19.2 Contactafdichtingen tussen stilstaande delen (statische afdichtingen)..... 675
 - 19.2.1 Niet-losneembare afdichtingen..... 675
 - 19.2.2 Losneembare afdichtingen..... 676
- 19.3 Contactafdichtingen tussen langs elkaar bewegende delen (dynamische afdichtingen)..... 682
 - 19.3.1 Afdichtingen voor roterende bewegingen..... 682
 - 19.3.2 Afdichtingen voor langsbewegingen met of zonder rotatiebeweging... 687
- 19.4 Contactloze afdichtingen tussen langs elkaar bewegende delen..... 690
- 19.5 Literatuur..... 692

20 Tandwielen en tandwieloverbrengingen (grondslagen)

- 20.1 Functie en werking..... 693
 - 20.1.1 Tandwielen en soorten overbrengingen..... 694
 - 20.1.2 Vertandingsregel..... 697
 - 20.1.3 Flankprofielen en soorten vertandingen..... 699
 - Cycloïde vertanding – Pennenradvertanding (bonkelaar) – Evolvente vertanding
 - 20.1.4 Theoretisch heugelprofiel, fabricage van evolvente vertanding..... 703
- 20.2 Materialen voor tandwielen..... 705
- 20.3 Smering van tandwieloverbrengingen..... 707

20.4	Overbrengingsrendement	709
20.5	Vormgeving van de wielen en de kast	710
20.5.1	Richtlijnen voor de vormgeving	710
	Cilindrische wielen – Kegeltandwielen – Wormen en wormwielen – Vormgeving van de tandwielkast	
20.5.2	Grafische weergave en maatschrijving	713
	Grafische weergave – Maatschrijving	
20.6	Literatuur	715

21 Cilindrische tandwielen met evolvente vertanding

21.1	Geometrie van cilindrische tandwielen	717
21.1.1	Begrippen en definitiegrootheden	717
21.1.2	Vertandingsmaten van nulwielen	719
21.1.3	Ingrijpweg, ingrijpquotiënt (-verhouding)	720
21.1.4	Profielverschuiving (rechte vertanding)	721
	Toepassing – Tandondersnijding, grenstandaantal – Puntvormingsgrens en minimale tanddikte op de topcirkel – Combinatie van tandwielen, soorten overbrenging – Wiel- en overbrengingsafmetingen bij V -tandwielparen	
21.1.5	Evolventefunctie en haar toepassingen bij V -overbrengingen	728
	Toepassing van de evolvente-functie – Som van de profielverschuivingsfactoren en hun opdeling – 0,5-vertanding	
•	21.1.6 Berekeningsvoorbeelden (geometrie van de rechte vertanding)	731
21.2	Geometrie van cilindrische tandwielen met schuine evolvente vertanding	733
21.2.1	Basisvormen, tandhoek	733
21.2.2	Vertandingsmaten	734
21.2.3	Ingrijpverhoudingen, doorgangsverhouding	736
21.2.4	Profielverschuiving (schuine vertanding)	737
	Virtueel tandenaantal, grenstandaantal – Profielverschuivingsfactoren – Wiel- en overbrengingsafmetingen voor V -tandwielparen	
•	21.2.5 Berekeningsvoorbeelden (geometrie van de schuine vertanding)	739
21.3	Toleranties, vertandingskwaliteit (cilindrische wielen)	741
21.3.1	Flankspelingen en tanddikteafwijkingen	741
21.3.2	Controlematen voor de tanddikte	743
•	21.3.3 Berekeningsvoorbeelden (toleranties, vertandingskwaliteit)	744
21.4	Ontwerpberekening (uitwendige vertanding)	745
21.4.1	Voorselectie van de hoofdafmetingen	746
	De asdiameter d_{as} ter bevestiging van het rondsel – Overbrengverhouding i , tandentalverhouding u – Aantal tanden van het rondsel z_1 – Breedte van het tandwiel b – Tandhoek β , tandrichting – Modulus	
21.4.2	Stroomschema ter bepaling van de vertandingsgeometrie	750
21.5	Berekening van het draagvermogen (cilindrische wielen) voor tandwielparen met uitwendige vertanding	750
21.5.1	Beschadigingsmogelijkheden aan tandwielen	750
	Tandbreuk – Vermoeiingsverschijnselen aan de tandflanken – Vreten	
21.5.2	Krachtsverhoudingen	751
	Krachten op een recht cilindrisch tandwielpaar – Krachten op een schuin vertand cilindrisch tandwielpaar	
21.5.3	Factoren die de belasting beïnvloeden	753
21.5.4	Controle van de tandvoetsterkte	756
	Optredende tandvoetspanning – Toelaatbare tandvoetspanning σ_{VG}	
21.5.5	Controle van de contactsterkte	759
	Optredende contact(flank)spanning – Toelaatbare flankspanning σ_{HG}	
•	21.5.6 Berekeningsvoorbeelden (berekening draagvermogen)	762

22 Kegeltandwielen en kegeltandwieloverbrengingen

22.1	Basisvormen, eigenschappen en toepassing	767
22.2	Geometrische betrekkingen	767
22.2.1	Recht vertande kegeltandwielen	767
	Overbrengverhouding, verhouding van het aantal tanden, steekkegelhoek – Algemene wielafmetingen – Ingrijpverhoudingen – Grenswaarde voor het aantal tanden en profielverschuiving	
22.2.2	Schuin vertande kegeltandwielen	772
	Overbrengverhouding, verhouding van het aantal tanden – Wielafmetingen – Ingrijpverhoudingen – Grenstandaantal en profielverschuiving	
22.3	Ontwerpberekening	775
	Asdiameter d_{as} voor de opname van het rondsel – Overbreng- en tandentalverhouding – Aantal tanden – Tandhoek – Tandbreedte – Tandwielmaterialen en vertandingskwaliteit – Modulus	
22.4	Berekening van het draagvermogen	777
22.4.1	Krachtsverhoudingen	777
22.4.2	Tandvoetsterkte van de recht en schuin vertande kegeltandwielen	779
22.4.3	Putvormingssterkte van recht en schuin vertande conische wielen	780
• 22.5	Berekeningsvoorbeelden voor kegeltandwieloverbrengingen	781

23 Schroefwiel- en wormoverbrengingen

23.1	Schroefwieloverbrengingen	788
23.1.1	Functie en werking	788
23.1.2	Geometrische betrekkingen	788
	Overbrengverhouding – Tandhoek – Snelheidsverhoudingen – Wielafmetingen, asafstand	
23.1.3	Ingrijpverhoudingen	789
23.1.4	Krachtsverhoudingen (nulvertanding)	790
23.1.5	Berekening van de afmetingen van de tandwieloverbrenging (nulvertanding)	792
23.2	Wormoverbrengingen	792
23.2.1	Functie en werking	792
	Uitvoeringsvormen en fabricage – Toepassing	
23.2.2	Geometrische betrekkingen bij cilindrische wormoverbrengingen met $T = 90^\circ$ ashoek	794
	Overbrengverhouding – Afmetingen van de worm – Afmetingen van het wormwiel – Asafstand	
23.2.3	Ingrijpverhoudingen	797
23.2.4	Krachtsverhoudingen	798
	Krachten op de worm	
23.2.5	Ontwerpberekening voor een wormoverbrenging	799
	Keuze van de hoofdafmetingen – Materiaalkeuze	
23.2.6	Sterkteberekeningen voor wormoverbrengingen	801
	Putvormingssterkte – Tandvoetsterkte – Doorbuigveiligheid van de wormas – Temperatuurveiligheid bij oliebadsmering – Slijtvastheid	
• 23.2.7	Berekeningsvoorbeelden	805

24 Planetaire overbrengingen

24.1	Functie en werking	811
24.1.1	Vergelijking tussen standaard en planetaire overbrengingen	813

	24.1.2	Het principe van de planetaire overbrenging	813
	24.1.3	Symbolische voorstelling van planetaire overbrengingen volgens Wolf. .	814
24.2		Berekening van planetaire overbrengingen	815
	24.2.1	Standaard overbrengverhouding en standaard rendement	815
	24.2.2	Grafisch toerentalschema volgens Kutzbach.....	816
	24.2.3	Toerentallen en planetaire overbrengverhoudingen	817
	24.2.4	Koppels.	819
	24.2.5	Vermogens	821
	24.2.6	Vermogensstromen	822
	24.2.7	Planetaire rendementen	824
	24.2.8	Zelfblokkering en zelfremming	825
24.3		Vormgeving en ontwerp	826
	24.3.1	Belastingscompensatie, belastingsverdeling en centrering	826
	24.3.2	Inbouwvoorwaarden (enkelvoudige planeet, dubbele planeet en getrapte planeet)	827
	24.3.3	Samengestelde planetaire overbrengingen	828
	24.3.4	Principiële procedure bij het ontwerp van overbrengingen.....	830
•	24.4	Berekeningsvoorbeelden.....	831
	24.5	Literatuur.....	834

1 Algemene grondbeginselen

1.1 Soorten en categorieën machineonderdelen

Een machineonderdeel kan heel algemeen begrepen worden *als het kleinste, ondeelbare en in gelijke of soortgelijke vorm steeds weer gebruikte onderdeel in technische toepassingen*. Machineonderdelen kunnen zowel enkelvoudige onderdelen, zoals bouten, borgpennen, assen of tandwielen, als samengestelde onderdelen zijn. Deze samengestelde onderdelen, zoals wentellagers, koppelingen of kleppen, bestaan weliswaar uit meerdere enkelvoudige onderdelen maar worden in hun toepassing als eenheid gebruikt.

Technische toepassingen kunnen – afhankelijk van hun complexiteit – uit een veelheid van machineonderdelen bestaan. Tijdens het constructieproces wordt met het oog op het algehele functioneren hun *logische en nuttige* samenwerking *doelgericht* uitgedacht en uitgewerkt. De afzonderlijke machineonderdelen vervullen hierbij ook in de meest uiteenlopende constructies altijd vergelijkbare functies. Dit heeft automatisch geleid tot de ontwikkeling van typische uitvoeringsvormen, waarvan de afmetingen en berekeningsgrondslagen vaak in normen zijn gespecificeerd. Daarom is gedegen kennis van de afzonderlijke machineonderdelen met betrekking tot het ontwerp, de vormgeving en het uit te voeren sterkte- en vervormingsbewijs noodzakelijk.

Hoewel bepaalde machineonderdelen overeenkomstig hun functie voor verschillende doeleinden gebruikt kunnen worden (bijvoorbeeld een koppeling als verbindings- en als overbrengingsonderdeel), kunnen ze naar hun gebruik globaal worden onderscheiden in:

- *verbindingsonderdelen*, bijv. klinknagels, schroeven, spieën, veren, pennen, bouten en las-, soldeer- en lijmverbindingen;
- *lageronderdelen*, bijv. glij- en wentellagers;
- *overbrengingsonderdelen*, bijv. assen en aandrijfassen, tandwielen en overbrengingen, riem- en kettingoverbrengingen;
- *afdichtingsonderdelen*, bijv. statische en dynamische afdichtingen, contactafdichtingen, contactloze afdichtingen;
- *onderdelen voor de geleiding van vloeistoffen en gassen*, bijv. pijpen en bijbehorende delen, armaturen zoals afsluiters, kleppen en kranen.
- *smeermiddelen*, bijv. smeerolie, smeervet, vaste smeermiddelen.

1.2 Grondbeginselen van het normwezen

Normalisering is het planmatig doorvoeren van een bepaalde uniformiteit met betrekking tot voorwerpen waar de samenleving baat bij heeft. Naarmate gemeenschappen groter zijn en de grenzen van de samenleving duidelijker bepaald, worden ordenende spelregels tussen de partners, de fabrikant en de gebruiker belangrijker. Technische normen bevorderen in het algemeen de rationalisering (door middel van bijv. het vastleggen van gestandaardiseerde aanduidingen en begrippen, afmetingen, toleranties en verbindingsmaten ten behoeve van de mogelijkheid tot uitwisseling, vermindering van het aantal verschillende typen), de *kwaliteitsborging* (bijv. meettechniek, methoden voor steekproefgewijze controles, statistische evaluatiemethoden), de *humanisering van de arbeid* (bijv. minimale eisen voor kantoormeubelen, beschermende kleding, binnenverlichting, computerwerkplekken, vastlegging van de waarschuwingssignalen in werkplaatsen). DIN- (en

NEN-)normen kunnen daardoor enerzijds als veiligheidsnormen ter bescherming van de mens een *veiligheidsfunctie* en anderzijds als grondslagen voor wetten een *juridische functie* vervullen. DIN- en NEN-normen vormen een maatstaf voor onberispelijk technisch gedrag, wat ook binnen de rechtsorde van betekenis kan zijn. Een algemene toepassingsverplichting bestaat niet, maar zou op basis van juridische of bestuurlijke voorschriften, verdragen, overeenkomsten of andere rechtsgronden kunnen ontstaan. Door het toepassen van de DIN- en NEN-normen kan niemand zich onttrekken aan de verantwoordelijkheid voor de eigen handelwijze!

1.2.1 Duitse en Europese normen, technische regelgeving

In Duitsland werden aan het begin van de twintigste eeuw op het gebied van de elektrotechniek de VDE (Verband Deutscher Elektrotechniker e. V.) en voor de overige gebieden de normalisatiecommissie van de Duitse industrie, uitgever van de ‘Deutsche Industrie Normen’ (DIN) als particuliere vereniging opgericht. In 1926 vond de naamsverandering plaats van DIN naar ‘Deutscher Normen Ausschuß’ (DNA) en in 1975 werd de naam veranderd in ‘DIN Deutsches Institut für Normung e.V.’, gevestigd te Berlijn.

Naast de normen en regelgeving van deze verenigingen worden andere regels door onder meer particuliere organisaties, publiekrechtelijke vennootschappen en technische commissies uitgegeven; voorbeelden zijn de *VDI-richtlijnen* (Verein Deutscher Ingenieure; Vereniging van Duitse Ingenieurs¹⁾), *VDG-merkbladen* (Verein Deutscher Gießereifachleute; Vereniging van Duitse Gieterijvaklieden), *DVS-merkbladen en -richtlijnen* (Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren; e. V.; Duitse vereniging voor las- en verwante technieken), *AD2000-Merkblätter* der *Arbeitsgemeinschaft*; AD-merkbladen van de werkgemeenschap *Druckbehälter* (Verband der TÜV e.V.), *DVGW-Regelwerk* (Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V.; Duitse vereniging voor het gas- en waterwezen).

De door deze instituten uitgegeven werkbladen en richtlijnen zijn ‘aanbevelingen’; het staat een ieder vrij om deze erkende regels al dan niet te gebruiken.

Op het internationale vlak vormen de ‘International Organisation for Standardization’ (ISO) en de ‘Electrotechnical Commission’ (IEC), gevestigd in Genève, gezamenlijk het *systeem van de internationale normalisering*. Ieder land kan via zijn nationale normaliseringsinstituut lid zijn van deze commissie. Het DIN behartigt de belangen van Duitsland in de ISO en de VDE, evenals de Duitse Elektrotechnische Commissie van het DIN in de IEC. Internationale normen worden als *DIN-ISO-normen* in het geheel van Duitse normen opgenomen. Op het gebied van de Europese Gemeenschap vormen de Europese Commissie voor de Normalisering (CEN) en het Europese Comité voor de Elektrotechnische Normalisering (CENELEC) het *Gemeenschappelijke Europese Normeninstituut*. De leden hiervan zijn de nationale normaliseringsinstituten van de lidstaten van de Europese Gemeenschap en de Europese Vrijhandelszone. Een Europese norm moet door alle lidstaten in de nationale normen opgenomen worden, zelfs wanneer de betreffende lidstaat tegen de norm gestemd heeft. Zoals bij de DIN-EN-normen op Europees vlak, worden de internationale normen als *DIN-ISO-normen* in het geheel van normen opgenomen.

1.2.2 Het ontstaan van een DIN-norm

DIN-normen worden volgens een in DIN 820 vastgelegde werkwijze bewerkt en uitgegeven. Iedereen kan een verzoek indienen om een norm op te stellen. Het normaliseren begint in de *Vaknormeringscommissies* (Fachnormenausschüssen; FNA). De medewerkers hiervan zijn afkomstig uit de belanghebbende vakgebieden (industrie, hogescholen, overheid, bonden etc.). Voor de definitieve vastlegging van een DIN-norm moet de conceptversie publiekelijk ter kennisname worden voorgelegd. De conceptversie wordt in de ‘DIN-Anzeiger für technische Regeln’ (DIN-blad voor technische regels) gepubliceerd. Kritiek en verzoeken tot wijziging zijn mogelijk tot het einde van

¹⁾ Reeds in 1869 vond de uitgave plaats van het ‘Boek voor genormaliseerde walsprofielen’ en 1881 ‘Leveringsvoorwaarden voor ijzer en staal’.

de aangegeven inspraakperiode (gewoonlijk 4 tot 6 maanden). Over de ingediende voorstellen wordt door de FNA na het horen van de indieners beslist. (Bezwaren kunnen ook het terugtrekken van een ontwerp tot gevolg hebben.) Tegen de beslissing van de FNA kan een *bemiddelings-* of een *gerechtelijke procedure* worden ingesteld. Wanneer het definitieve of het nieuwe ontwerp is opgesteld en doorgestuurd naar het keuringsbureau zijn de werkzaamheden van de FNA beëindigd. Nadat is gecontroleerd of het concept voldoet aan de beginselen en regels voor het normaliseren, de consistentie, eenduidigheid en inhoudelijke afstemming op andere normen, wordt het als *DIN-Norm* in het geheel van Duitse normen opgenomen. Het verschijnen van de DIN-norm wordt in de 'DIN-Anzeiger für technische Regeln' bekendgemaakt. Normen waarbij voor bepaalde gedeelten nog een voorbehoud geldt, worden als een *voornorm* uitgegeven, volgens welke bij wijze van proef gewerkt kan worden.

De totale ontwikkeling van een normvoorstel, van de aanvraag tot aan de publicatie, kan enkele jaren duren (voornorm < 3 jaar, norm 5 jaar).

1.3 Normgetallen (voorkeursgetallen en -maten)

1.3.1 Betekenis van normgetallen

NormGetallen (NG) volgens DIN 323 vormen door middel van internationale normen een samenhangend, algemeen geldig getallenstelsel, dat dient voor een alomvattende ordening en vereenvoudiging binnen het technische en wetenschappelijke werk. NG zijn voorkeursgetallen voor de keuze respectievelijk het graderen van willekeurige grootheden (bijv. lengte, oppervlakte, volume, kracht, druk, moment, spanning, toerental, vermogen). Het doel ervan is om praktisch getallenreeksen tot een noodzakelijk minimum te beperken. Men moet ernaar streven de getalwaarden van grootheden volgens NG te kiezen, voor zover niet om bepaalde redenen (bijv. bepaalde natuurkundige randvoorwaarden) de keuze van andere getallen vereist is. Is het niet mogelijk alle vast te leggen waarden volgens NG te kiezen, dan moeten in eerste instantie voor de hoofdkengetallen wel NG gebruikt worden. Reeksen met op de NG gebaseerde grootheden vertonen een duidelijke structuur, zodat het mogelijk is om rationeel te ontwerpen.

1.3.2 Opbouw van de reeksen met normgetallen

1. Hoofdreeksen

NG zijn overeengekomen afgeronde termen van reeksen die de geheeltallige machten van 10 bevatten, dus ... 0,01 0,1 1 10 100 1000 ... (zie **tabel 1-16**).

Deze NG-reeksen worden in het algemeen met *R_r* aangeduid, waarbij *r* het aantal niveaus per decimaalgebied weergeeft. Iedere reeks begint met één (of het 10-, 100-voudige, etc., of het 10de, 100ste etc., deel van de waarde) en iedere volgende term ontstaat door vermenigvuldiging met een bepaalde stap $q_r = \sqrt[r]{10}$, dit is de verhouding tussen een element van de reeks tot het voorgaande element.

In NEN 3070 (DIN 323) worden de volgende *hoofdreeksen* *R_r* met de bijbehorende *stap* q_r voorgesteld (vgl. **tabel 1-16**):

hoofdreeks R5 met de stap $q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1,60$

hoofdreeks R10 met de stap $q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$

hoofdreeks R20 met de stap $q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1,12$

hoofdreeks R40 met de stap $q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1,06$

De uitzonderingsreeks R80 met $q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$ mag alleen in speciale gevallen gebruikt worden. Voor opeenvolgende stappen tussen de grootheden verdienen de hoofdreeksen in de volgorde R5, R10, R20, R40 de voorkeur. Een grove stapgrootte kan namelijk voordelen opleveren, vanwege de kostenbesparing op werktuigen, inrichtingen en meetapparaten die bij de productie worden gebruikt en het aanhouden van kleinere voorraden van onderdelen en reserveonderdelen.

2 Afgeleide reeksen

Als er geen hoofdreeks bruikbaar blijkt te zijn, bijv. wanneer een bepaalde uitgangsgrootheid gegeven dan wel vereist is of wanneer een stap niet past in een hoofdreeks, dan kunnen uit de genoemde volledige reeksen door het weglaten van termen *afgeleide reeksen* gevormd worden. Wordt de keuze zo gemaakt dat slechts iedere p -de term van een hoofdreeks (ook een reeks met gehele waarden) moet worden gebruikt, dan ontstaat een *afgeleide reeks* Rr/p met constante stap $q_{r/p} = q_r^p$. Op die manier ontstaat bijvoorbeeld uit ieder derde element ($p = 3$) van de reeks R20, voor een naar onderen begrensde afgeleide reeks R20/3 (2 ...) een stijgende getallenreeks, beginnend met waarde 2, door de respectievelijke termen te bewerken met behulp van de stap:

$$q_{(20/3)} = q_{20}^3 = 1,12^3 = 1,4: \mathbf{2\ 2,8\ 4\ 5,6\ 8\ 11,2}$$
 etc.

Een naar boven begrensde dalende afgeleide reeks $Rr/-p$, bijv. R20/-3 (4 ...) ontstaat voor de stap:

$$q_{r/-p} = q_{20/-3} = q_{20}^{-3} = 1/1,12^3 = 1/1,4: \mathbf{4\ 2,8\ 2\ 1,4}$$
 etc.

De van R40 afgeleide reeksen dienen waar mogelijk vermeden te worden en de van R80 afgeleide reeksen zijn hooguit bij een zeer fijne schaling of als secundaire reeks te gebruiken, bijv. voor uitgangsmateriaal, als de uiteindelijke maten van de voorkeursreeks hieruit volgen.

3 Samengestelde reeksen

Is een constante uniforme stap bij de opbouw van een reeks niet mogelijk, dan kan ook uit twee of meer deelreeksen een *samengestelde reeks* gevormd worden. Met zulke reeksen kan rekening gehouden worden met een hoeveelheidsverdeling in de vraag, zonder dat het principe van de groter wordende stappen overboord gezet hoeft te worden. Als voorbeeld wordt een reeks in het gebied van 10 tot 25 volgens R5 verdeeld, in het gebied van 25 tot 35,5 volgens R20/3, in het gebied van 35,5 tot 63 volgens R40/5 en in het gebied van 63 tot 125 volgens R10, zodat de gewijzigde reeks **10 16 25 35,5 47,5 63 80 100 125** is.

Een bijzondere betekenis bij deze samengestelde reeksen hebben de *groepsgewijze geometrische reeksen*, waarvan de stap periodiek verandert binnen het bereik. Soms worden ze aangeduid met *Rar* bijv. Ra10: **3 4 5 6 8 10 12 16 20** met de periodiek optredende stappen 1,33 1,25 1,2, dus gemiddeld 1,25 overeenkomstig de reeks R10. Deze reeks van gehele getallen komt ook overeen met R''20/2 (zie **tabel 1-16**).

4 Reeksen met afgeronde getallen

Waar het gebruik van de hoofdwaarden in de praktijk om dwingende redenen niet mogelijk is (bijv. 36 tanden in een tandwiel in plaats van 35,5) of waar in de handel gangbare waarden overgenomen moeten worden, kunnen afgeronde waarden gebruikt worden. Er wordt *onderscheid* gemaakt tussen reeksen met licht afgeronde waarden R'10, R'20, R'40 en met sterk afgeronde waarden R''5, R''10, R''20 (zie **tabel 1-16**). Vanwege de grotere afwijking van de precieze waarden leveren de laatste echter een minder gelijkmatige stapgrootte op.

1.3.3 Gebruik van normgetallen

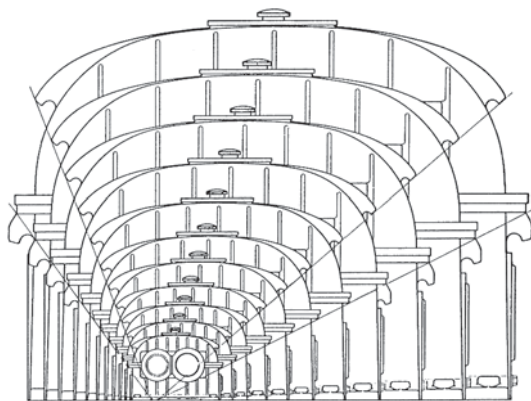
In de praktijk spelen normgetallen vooral bij een zinvolle planning van de stapgrootte (normalisatie) tussen onderdelen of machines een rol van betekenis, omdat deze methode leidt tot een beperkt aantal onderdelen of machines, die toch een bepaalde vraag volledig kunnen dekken. Voor de keuze van het aantal eenheden voor de markt, bijv. de keuze van het aantal overbrengingen om een bepaald vermogen-, toerental- en overbrengingsgebied te bestrijken, zijn niet alleen technische, maar ook economische eisen doorslaggevend.

Als in een reeks producten alle afmetingen veranderen met dezelfde stap, dan zijn de producten van de reeks geometrisch gelijk. Als de stapgrootten van de afmetingen van een uitgangsgrootheid en de stap als NG gekozen worden, dan worden de afmetingen van de producten van de volgende grootheden eveneens NG. Zulke geometrisch overeenkomstige constructies zijn ook mechanisch gelijk wanneer op het model (uitgangsgrootheid) en op de producten met de

daarop volgende grootheden statische of dynamische krachten werken die slechts elastische vormveranderingen veroorzaken, en als voor hetzelfde materiaal in een overeenkomstige doorsnede van de producten een even grote spanning heerst.

Als in een reeks onderdelen of machines met een overeenkomstige doorsnede de belasting even groot moet blijven, dan moet de wet van Hooke gelden: $\sigma = \varepsilon \cdot E = \text{constant}$.

Deze wet maakt het mogelijk dat met één model van één afmeting een hele reeks producten met verschillende afmetingen ontwikkeld kan worden, en dat de bedrijfservaringen van het model naar alle producten met bijbehorende afgeleide grootheden vertaald kunnen worden (zie **figuur 1-1**).



Figuur 1-1
Voorbeeld van een modellenreeks van verpakingskasten
(afbeelding Flender)

1 Het bepalen van de schaal

De *lengteschaal* q_L , die overeenkomt met de stap $q_{r/p}$ is zeer eenvoudig te bepalen, en wel met de verhouding van de lengte L_1 van de eerstvolgende afgeleide constructie tot de lengte L_0 van het origineel (basisontwerp c.q. model): $q_L = L_1/L_0 \cong q_{r/p}$.

De geometrische, statische en dynamische kengetallen van vlakken (doorsneden), volumina, krachten, vermogens etc., die nodig zijn voor het verder berekenen en vastleggen van de producten, worden uitgedrukt in schaalgrootten die van de lengteschaal zijn afgeleid:

$$\text{oppervlakteschaal} \quad q_A = A_1/A_0 = L_1^2/L_0^2 \cong q_L^2$$

respectievelijk

$$\text{volumeschaal} \quad q_V = V_1/V_0 = L_1^3/L_0^3 \cong q_L^3,$$

dat wil zeggen dat ze worden uitgedrukt in lengten met q_L volgens de reeks $Rr/p = R10/2$ ($r = 10$, $p = 2$), Ze worden dus geschaald met de stap:

$$q_{r/p} = q_{10/2} = q_{10}^2 = 1,25^2 \approx 1,6$$

In dat geval zijn oppervlakken (doorsneden) met $q_{A'} = q_L^2$ te schalen volgens de reeks $Rr/2p = R10/4$, dus met de stap:

$$q_{r/2p} = q_{10/4} = q_{10}^4 = 1,25^4 \approx 2,5$$

Hetzelfde geldt voor de volumes met $q_V \cong q_L^3$ volgens de reeks $Rr/3p = R10/6$, dus met de stap:

$$q_{r/3p} = q_{10/6} = q_{10}^6 = 1,25^6 \approx 4.$$

De *krachtschaal* $q_F = F_1/F_0$ kan voor een statische kracht bijv. uit de algemeen geldende vergelijking voor trek worden afgeleid. Voor het doorsnede-oppervlak A' geldt in het algemeen $F = \sigma_z \cdot A'$. Onder de aanname dat de spanning σ_z met het doorsnede-oppervlak A' gelijk moet blijven, is F slechts van A' afhankelijk en moet dan ook net zoals het doorsnede-oppervlak A' verschaald worden, dus met de stap $q_F \cong q_{A'} \cong q_L^2$ voor de reeks $Rr/2p$.

Voor een dynamische kracht, bijv. een versnellingskracht, geldt algemeen $F = m \cdot a$. Is voor de versnelling a in m/s^2 , de massa $m = \rho \cdot V$ en voor hetzelfde materiaal de soortelijke massa $\rho = \text{constant}$, dan geldt voor de krachtschaal:

$$q_F = F_1/F_0 = (m_1 \cdot a_1)/(m_0 \cdot a_0) = (V_1 \cdot a_1)/(V_0 \cdot a_0) \hat{=} q_m \cdot q_a = q_L^3 \cdot q_L/q_t^2 = q_L^4/q_t^2,$$

als de tijdschaal $q_t = t_1/t_0$ is. Omdat geometrische vormgelijkheid alleen te bereiken is als er een constante verhouding tussen statische en dynamische krachten bestaat, geldt:

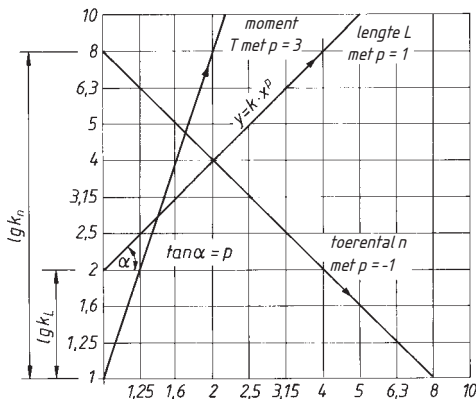
$$q_F = q_L^2 = q_L^4/q_t^2 \quad \text{respectievelijk} \quad q_L^2/q_t^2 = 1,$$

dus $q_L = q_t$ (de lengteschaal is gelijk aan de tijdschaal); evenzo wordt $q_\sigma = q_F/q_A = q_L^2/q_L^2 = 1$ en $q_v = q_L/q_t = 1$.

Voor andere belangrijke kengetallen kunnen overeenkomstige verhoudingen bepaald worden, onder de voorwaarde dat $q_L = q_t$ en dat de spanningsschaal q_σ gelijk is aan de snelheidsschaal q_v . Deze verhoudingen zijn, afhankelijk van de lengtematen voor verschillende stappen en reeksen weergegeven in **tabel 1-15**.

2 Weergave van de relaties in een NG-diagram

Omdat bijna alle technische relaties zijn uit te drukken in de vergelijking $y = k \cdot x^p$ waarvan de logaritmische vorm gelijk is aan $\lg(y) = \lg(k) + p \cdot \lg(x)$ kan hiermee elke relatie in een een dubbellogaritmisch diagram door een rechte lijn met helling p worden weergegeven, zie **figuur 1-2**.



Figuur 1-2

Voorbeelden van relaties in een NG-diagram (schematisch, aangenomen is de betreffende uitgangsgrootte $\lg(k)$): lengte L met $p = 1$; moment T met $p = 3$; toerental n met $p = -1$

3 Rekenen met normgetallen

Als grootheden als NG gekozen worden, kunnen berekeningen en andere processen vereenvoudigd worden. Vele wiskundige en natuurkundige getallen kunnen dan door *triviale waarden* vervangen worden, zodat het resultaat wederom bestaat uit NG (vergelijk **tabel 1-16**).

Bij het rekenen met NG wordt in het algemeen voldaan aan de nauwkeurigheidseisen bij technische berekeningen, ondanks de afronding van de hoofdwaarden. Met name vermenigvuldigen en delen zijn voordelig. Hetzelfde geldt voor het machtsverheffen met geheeltallige machten van NG, omdat het resultaat weer bestaat uit NG (bijv. $3,15 \cdot 1,6 = 5$ respectievelijk $3,15/1,25 = 2,5$ respectievelijk $1,25^4 = 2,5$). Daarentegen is bij het optellen en aftrekken van NG het resultaat slechts zelden weer een NG; dit geldt ook bij worteltrekken, ofwel bij het rekenen met gebroken machten. Ook doen zich bij hogere machten van de afgeronde waarden aanzienlijke onnauwkeurigheden voor, die rekenfouten tot gevolg hebben.

1.3.4 Berekeningsvoorbeelden

■ **Voorbeeld 1.1:** Een transportmachine moet gebouwd worden met een vermogen $P_1 = 160$ kW bij een toerental $n_1 = 200$ min⁻¹. Voor het uittesten en het opdoen van ervaring moet allereerst een model van hetzelfde materiaal op schaal 1:8 worden gebouwd.

Bepaald moet worden: het vermogen P_0 en het toerental n_0 van het model.

- **Oplossing:** De lengteschaal volgt uit de definitie $q_L = L_1/L_0 = 8/1 = 8$; hieruit volgt voor de lengte van het model (de afgeleide constructie):

$$L_0 = \frac{L_1}{q_L} = \frac{L_1}{8}.$$

Volgens **tabel 1-15**, regel 11, is de vermogensschaal:

$$q_P = \frac{P_1}{P_0} = q_L^2 = 8^2 = 64$$

Zodoende wordt het vermogen van het model $P_0 = P_1/q_P = 160$ kW/64 = 2,5 kW.

Voor de toerentalschaal geldt volgens **tabel 1-15**, regel 9:

$$q_n = \frac{n_1}{n_0} = \frac{1}{q_L} = \frac{1}{8}.$$

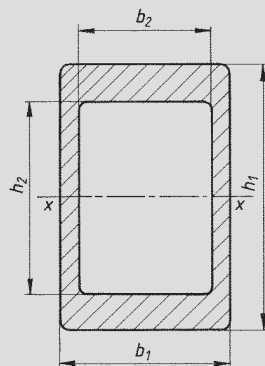
Zodoende wordt het toerental van het model $n_0 = n_1/q_n = n_1 \cdot 8 = 1600$ min⁻¹.

Resultaat: Het vermogen van het model bedraagt $P_0 = 2,5$ kW, het toerental van het model bedraagt $n_0 = 1600$ min⁻¹.

■ **Voorbeeld 1.2:** Voor de codering en het opnemen in de fabrieksnorm moeten doosvormige liggers van gietstaal in vijf grootten, gestaffeld volgens NG-reeks R20, met behulp van 'soortgelijkheids'-relaties ontwikkeld worden, zie **figuur 1-3**. De afmetingen van de dwarsdoorsnede van de kleinste ligger is met de volgende NG vastgelegd:

$$h_1 = 125 \text{ mm}, \quad b_1 = 80 \text{ mm}, \quad h_2 = 90 \text{ mm}, \quad b_2 = 63 \text{ mm}.$$

Gevraagd worden de afmetingen van de dwarsdoorsneden, de weerstandsmomenten om de x-as en het door de liggers op te nemen maximale buigend moment in Nm bij een toelaatbare buigspanning van $\bar{\sigma}_b = 120$ N/mm² te bepalen en in een NG-diagram weer te geven.



Figuur 1-3 Dwarsdoorsnede van een doosvormige ligger

- **Oplossing:**

Afmetingen van de dwarsdoorsneden:

De afmetingen van de dwarsdoorsneden worden vastgelegd volgens **tabel 1-16**. Daaruit volgen volgens de reeks R20, bijv. voor de hoogte van de ligger H_1 , beginnend met de waarde 125 mm, de volgende maten:

$$125, 140, 160, 180 \text{ en } 200 \text{ mm}.$$

Op dezelfde manier worden de andere afmetingen vastgelegd.

De lengteschaal, overeenkomstig de stap van de afmetingen, is volgens de reeks R20:

$$q_{L \text{ aan } q_{r/p}} = q_{20} = 1,12 \quad \text{voor } p = 1.$$

Deze stapgrootte ontstaat ook via de afgeleide reeks R40/2 met $p = 2$ en $q_{40/2} = 1,06^2 = 1,12$.

Weerstandsmoment W_x :

Allereerst wordt het weerstandsmoment W_{x1} voor de kleinste dwarsdoorsnede bepaald. Voor een doosvormige doorsnede volgt deze bij verwaarlozing van de afrondingen uit:

$$W_{x1} = (b_1 \cdot h_1^3 - b_2 \cdot h_2^3) / (6 \cdot h_1) = \dots = 147,1 \text{ cm}^3.$$

Het bij deze waarde in de buurt liggende NG volgens reeks R20, **tabel 1-16**, is 140. Na reeks R40 is dit 150. Rekening houdend met de afrondingen wordt besloten tot $W_{x1} = 140 \text{ cm}^3$. De weerstandsmomenten voor de liggers van andere grootten kunnen nu zonder verdere berekening volgens **tabel 1-16** worden vastgesteld. Afhankelijk van de lengteschaal $q_{r/p} = q_{20/1}$, overeenkomstig de reeks $R_{r/p} = R_{20/1}$, schalen we de weerstandsmomenten met de factor $q_{r/3p} = q_{20/3}$, overeenkomstig de reeks $R_{r/3p} = R_{20/3}$, dus met elke derde term van de reeks R20. Beginnend met de waarde $W_{x1} = 140 \text{ cm}^3$ ontstaan daarmee volgens **tabel 1-16** de volgende waarden voor W_x : 140, 200, 280, 400 cm^3 .

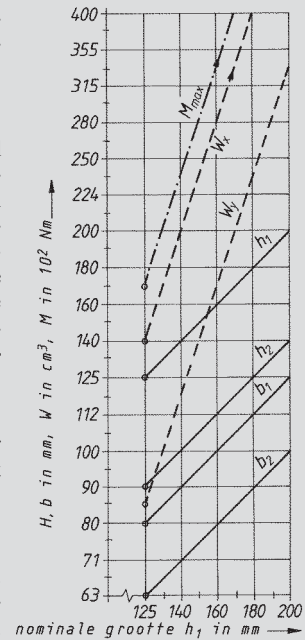
Buigend moment M_{\max} :

Net zoals bij W_x wordt ook het buigend moment M_{\max} allereerst voor de kleinste ligger bepaald. Uit de vergelijking $\sigma_b = M/W \leq \bar{\sigma}_{b,zul}$ volgt het buigend moment, voorlopig met de precieze waarde voor W_{x1} :

$$M_1 = 10^3 \cdot 147,1 \text{ mm}^3 \cdot 120 \text{ N/mm}^2 = 17\,652 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Voor alle zekerheid kiezen we het daaronder liggende NG, namelijk 17, uit de reeks R40, zodat $M_1 = 17 \cdot 10^3 \text{ Nm}$. Afhankelijk van de stapgrootte voor de lengteschaal $q_{r/3p} = q_{40/2}$, overeenkomstig reeks 40/2, bepalen we de momenten met $q_{r/3p} = q_{40/6}$, overeenkomstig reeks 40/6, dus met iedere zesde term van de reeks R40. Beginnend met $M_1 = 17 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ volgen daaruit de volgende waarden voor M_{\max} :

$$17 \cdot 10^3, 23,6 \cdot 10^3, 33,5 \cdot 10^3, 47,5 \cdot 10^3, 67 \cdot 10^3 \text{ Nm}.$$

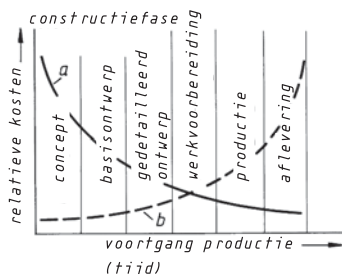


Figuur 1-4 NG-diagram voor de ligger volgens **figuur 1-3**

1.4 Algemene grondslagen voor het construeren

Elk technisch product doorloopt een bepaalde levenscyclus. Belangrijke fasen hierbij zijn de ontwikkeling, de introductie op de markt, de groei, de volwassenheid en vervolgens de terugval van het product, de staking van de productie en uiteindelijk de terugname van het product uit de markt. Omdat de levensduur van een product begrensd is, moet op tijd een opvolging door een nieuw product gepland en gerealiseerd worden. Dit heeft o. a. te maken met nieuwe technische ontwikkelingen, nieuwe wettelijke regelingen, gewijzigde gebruikersverwachtingen of een verkeerde marketing.

Bij de productontwikkeling ligt een bijzondere verantwoordelijkheid bij de constructeurs en ontwerpers, omdat hun werk van essentieel belang is voor het economisch succes. Daarom worden de uiteindelijke totale kosten voor een product in eerste instantie in de ontwerpfase bepaald, terwijl deze fase zelf weinig bijdraagt aan de kostenopbouw, zie **figuur 1-5**. Het is dan ook absoluut noodzakelijk om voortdurend in het ontwerpproces te investeren en met moderne hulpmiddelen (bijv. reken- en tekenprogramma's en systemen voor computer-ondersteunde productontwikkeling), uitgaande van de nieuwste inzichten op het gebied van ontwerpmethodes, de basis voor een succesvolle productontwikkeling te leggen.



Figuur 1-5 Mogelijkheden om de kosten te beïnvloeden
(curve a – beïnvloeding van de fabricagekosten,
curve b – ontwikkeling van de kosten)

1.4.1 Methodisch ontwerpen

In het verleden werd een constructie bepaald door een creatieve constructeur. Persoonlijke ervaring en een intuïtieve²⁾ benadering gingen daarbij hand in hand – wat vaak leidde tot toevallige oplossingen. Gaat men er bijvoorbeeld van uit dat een te construeren apparaat uit n verschillende onderdelen bestaat, waarbij voor ieder onderdeel m varianten mogelijk zijn, dan hebben we te maken met $z = m^n$ mogelijke combinaties of oplossingen (bijv. met $n = 6$ en $m = 4$, $z = 4^6 = 4096$). Om uit deze z mogelijke oplossingen voor een bepaald ontwerp de juiste constructieve oplossing te vinden, zijn methodische constructiehulpmiddelen noodzakelijk.

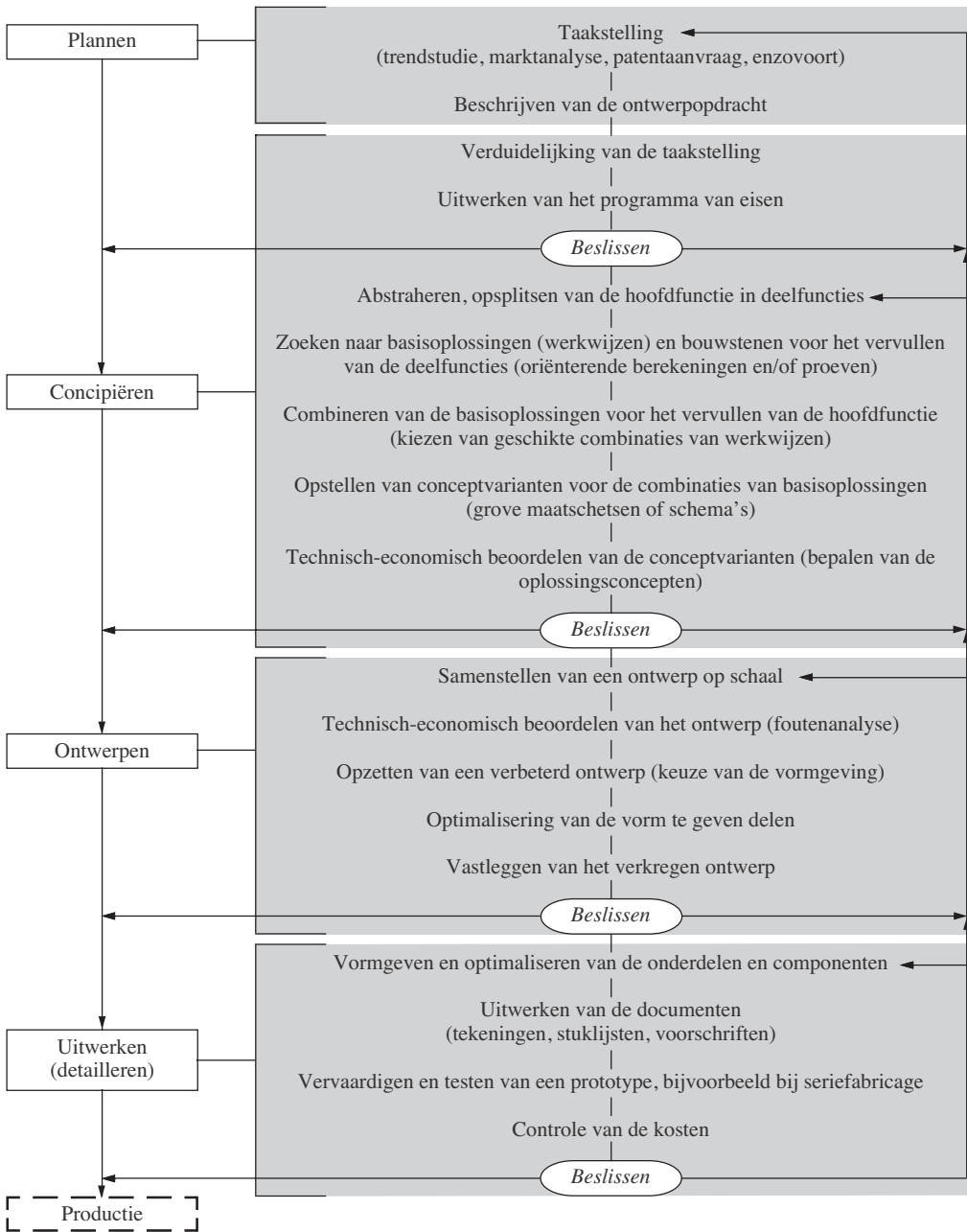
Hierna worden enkele belangrijke principes van het methodisch ontwerpen beschreven aan de hand van de VDI-richtlijnen 2221 ‘Methodiek voor het ontwikkelen en construeren van technische systemen en producten’, 2222 ‘Concipiëren van technische producten’, 2223 ‘Methodisch ontwerpen van technische producten’ en 2225 ‘Technisch- economisch construeren’. Hierbij dient te worden opgemerkt dat de methode die hier in vereenvoudigde vorm is voorgesteld, slechts een van de vele mogelijkheden is.

1 Oplossingsroute voor het ontwikkelen van nieuwe producten

Het ontwikkelings- en constructieproces wordt volgens VDI-richtlijn 2222, blad 1 in zeven basisstappen onderverdeeld: (1) *verduidelijken en preciseren van de taakstelling*; (2) *bepalen van de functies en hun structuren*; (3) *zoeken naar basisoplossingen en hun structuren*; (4) *onderverdelen in realiseerbare modules*; (5) *ontwerpen van de bepalende modules*; (6) *ontwerpen van het gehele product*; (7) *uitwerken van de vormgevings- en gebruiksgegevens*. In de praktijk worden in het algemeen, onderscheiden naar de betreffende toepassingen, afzonderlijke stappen in de ontwikkelings- en ontwerpfasen samengevoegd. Bij de machinebouw worden in het constructieproces vier hoofdfases onderscheiden: *plannen–concipiëren–ontwerpen–uitwerken*. **Figuur 1-6** geeft de werkzaamheden aan die bij de afzonderlijke fasen horen en de beslissende momenten waarop belangrijke besluiten voor het verdere verloop moeten worden genomen.

Na het vaststellen van het ontwikkelingsproces volgt het programma van eisen. Hierbij dienen eerst alle onduidelijkheden betreffende het ontwerp opgehelderd en de resultaten ervan schriftelijk vastgelegd te worden. Dit betreft o.a. alle eisen en wensen die aan het ontwerp worden gesteld, bijv. gegevens over afmetingen, prestaties, montage, bediening en onderhoud, kosten en data. Deze eisen dienen met het oog op een latere beoordeling van de verschillende oplossingen en een soepele besluitvorming nog in vaste en minimale eisen te worden onderverdeeld, zie **figuur 1-7**. Het eigenlijke ontwerpproces begint met het ‘Concipiëren’ en leidt via het oplossingsconcept en het totaalontwerp tot het opstellen van de productdocumentatie. Is een hoofdfase met succes beëindigd, dan wordt de fase in een besluitvormingsproces afgesloten en een volgende hoofdfase vrijgegeven, zie **figuur 1-6**. Voldoet het resultaat niet, dan worden de laatste stappen opnieuw doorlopen. In de regel behoren hiertoe ook aanvullende tussentijdse beslissingen, die niet in het stroomschema volgens **figuur 1-6** zijn weergegeven. Het is zelfs mogelijk om een ontwikkeling die niet meer lonend blijkt te zijn op verschillende tijdstippen te beëindigen.

²⁾ Intuïtief = afgaand op het gevoel



Figuur 1-6 Stappenplan voor het ontwerpen van nieuwe producten volgens de VDI-richtlijn 2222, bl. 1

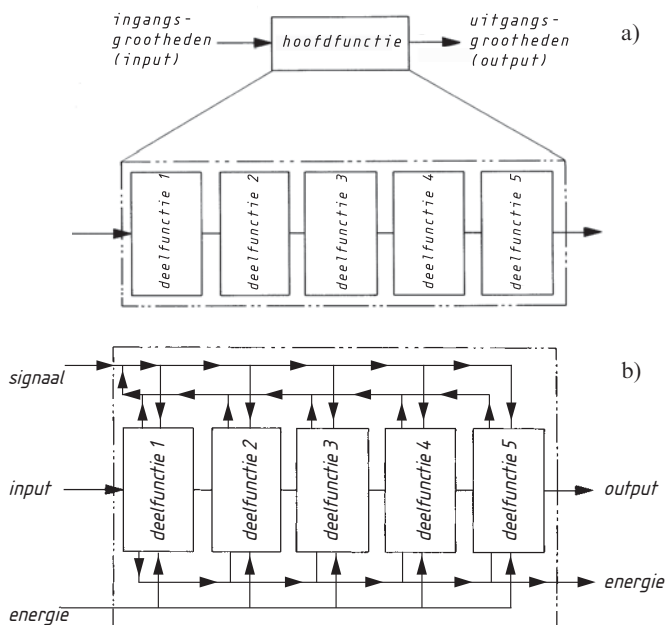
Hoewel het op te lossen vraagstuk met de vaststelling van het programma van eisen duidelijk omlind is, dienen zich, zoals de ervaring leert, voor één en hetzelfde vraagstuk vaak talloze, sterk van elkaar verschillende oplossingen aan. Een goede manier om alle mogelijke oplossingsvarianten te bestrijken is om voor het vraagstuk dat uit het programma van eisen duidelijk wordt, allereerst principiële³⁾ oplossingsvoorstellen voor de hoofdfunctie te ontwikkelen. Voor het gemak wordt hierbij de hoofdfunctie voor materiaal-, energie- en informatiestromen opge-

Eisen	<i>Vaste eisen</i> , uitgedrukt in kwantitatieve gegevens (bijvoorbeeld overbrengingsverhouding $i = 12$) of beschrijvende informatie (bijvoorbeeld niet-continue inzet).	Aan vaste eisen moet voldaan worden. Een overschrijding verandert de gebruikswaarde van het product niet.
	<i>Minimale eisen</i> mogen telkens aan de goede kant over- of onderschreden worden (bijvoorbeeld groter instelbereik, lager energieverbruik, grotere levensduur).	Aan minimale eisen moet voldaan worden. Bij overschrijding aan de gunstige kant wordt de waarde van het product verhoogd.
Wensen	<i>Wensen</i> , waar indien mogelijk zonder extra kosten rekening mee moet worden gehouden (bijvoorbeeld leuk design, centrale bediening).	Aan wensen hoeft men niet per se tegemoet te komen. Bij tegemoetkoming wordt het product wel meer waard.

Figuur 1-7 Eisen, wensen

splijt in deelfuncties met een geringere complexiteit (zie **figuur 1-8a**) en voor deze deelfuncties worden bijbehorende basisoplossingen gezocht. Zo kan men de hoofdfunctie *Bussen sluiten* opsplitsen in de deelfuncties: *bus aanvoeren* – *deksel opslaan* – *deksel aanvoeren* – *deksel plaatsen* – *deksel felsen* – *bus afvoeren*. Voor de regeling en het samenspel van de afzonderlijke deelfuncties is de signaal- en energiestroom verantwoordelijk (zie **afbeelding 1-8b**). Hierbij kunnen constructiecatalogi van nut zijn. Hieronder verstaat men verzamelingen van basisoplossingen voor het vervullen van de meest uiteenlopende deelfuncties.

Om ervoor te zorgen dat alleen het noodzakelijke en belangrijke naar voren komt en bepaalde basisoplossingen niet bijvoorbeeld worden uitgesloten, dient bij de schriftelijke formulering van de functies een eenvoudige en abstracte vorm te worden gekozen. Zo kan bijv. de taakstelling *Con-*



Figuur 1-8

- Opsplitsing van de hoofdfunctie in meerdere deelfuncties
- Funciestructuur van het gehele product

³⁾ Principe (lat.): 'richtsnoer', 'beginsel', 'grondslag'.

deze fabricagevoorschriften een prototype te bouwen c.q. een nulserie te produceren. Na een eindevaluatie van zowel de kosten als de technische waarde wordt het ontwerp dan vrijgegeven voor productie.

2. Beoordelingsmethoden

Zowel in de concept- als de ontwerpfase is het vaak noodzakelijk om uit alle mogelijke oplossingen de beste te kiezen. Dit gebeurt met behulp van speciale beoordelingsmethoden. Het uitgangspunt van een beoordeling kan de overweging zijn dat aan de hand van de laagste kosten wordt bepaald wat de optimale oplossing is. Wanneer daarbij aan de hoofdfunctie wordt voldaan, d.w.z. tegemoetgekomen wordt aan de minimumeisen en in vergaande mate aan de wensen, dan is dit alleen mogelijk indien ook de deelfuncties tegen geringe kosten kunnen worden verwezenlijkt. Hieruit volgt dat de eerste beoordeling reeds in de conceptfase voor de afzonderlijke basisoplossingen moet plaatsvinden. Hoewel in dit ontwikkelingsstadium nog geen exacte informatie over de productiekosten verkregen kan worden, is het vaak toch mogelijk om bij de basisoplossingen voor het vervullen van de deelfuncties een globale rangorde aan te geven. Als men de basisoplossingen op volgorde van hun rangorde in het *morfologisch overzicht* plaatst (zie **figuur 1-9**), dan zijn de meest linkse combinaties voor het vervullen van de hoofdfunctie waarschijnlijk de meest interessante.

Bij het zoeken naar het beste ontwerp dient voor de beoordeling van de afzonderlijke conceptvarianten een *waardering in punten met weging van de beoordelingscriteria* plaats te vinden. Uitgangspunt bij de keuze van deze beoordelingsmethode is de basisgedachte dat in het algemeen niet alle optimale technische en economische deeloplossingen in één totaaloplossing te verenigen zijn. Daarom kiest de constructeur de belangrijkste uit de in het programma van eisen vermelde eigenschappen en legt daarmee de beoordelingscriteria voor de conceptvarianten vast. Bij de beoordeling worden de afzonderlijke criteria steeds vergeleken met de ideale oplossing en de mate van overeenkomst hiermee wordt uitgedrukt door toekenning van een aantal punten, zie **figuur 1-10**. Omdat niet alle beoordelingscriteria dezelfde betekenis zullen hebben, moeten zij gewaardeerd worden aan de hand van bepaalde weegfactoren (bijv. 1 ... 5). **Figuur 1-11** toont een voorbeeld waarin 3 conceptvarianten aan de hand van 4 technische criteria beoordeeld worden. Dezelfde methode kan in principe ook in de ontwerpfase worden gebruikt, als het erom gaat uit meerdere ontwerpen het beste te kiezen en de zwakke plekken hiervan te identificeren.

Kwaliteit ontwerp	Punten
zeer goed (ideaal)	4
goed	3
ruim voldoende	2
net voldoende	1
onbevredigend	0

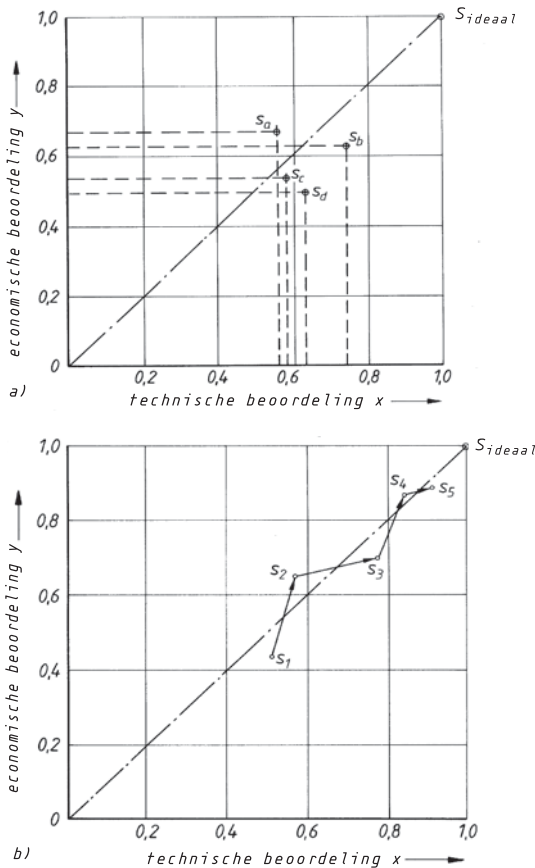
Figuur 1-10
Waardering in punten ($E = 0 \dots 4$)

Technische eis	G	A		B		C		Ideaal	
		E	G · E	E	G · E	E	G · E	E	G · E
hoge veiligheid	5	3	15	4	20	2	10	4	20
eenvoudige bediening	3	3	9	3	9	1	3	4	12
compacte constructie	2	2	4	2	4	4	8	4	8
laag gewicht	2	2	4	3	6	4	8	4	8
totaal			32		39		29		48
technische waarde x			0,67		0,81		0,60		1,0

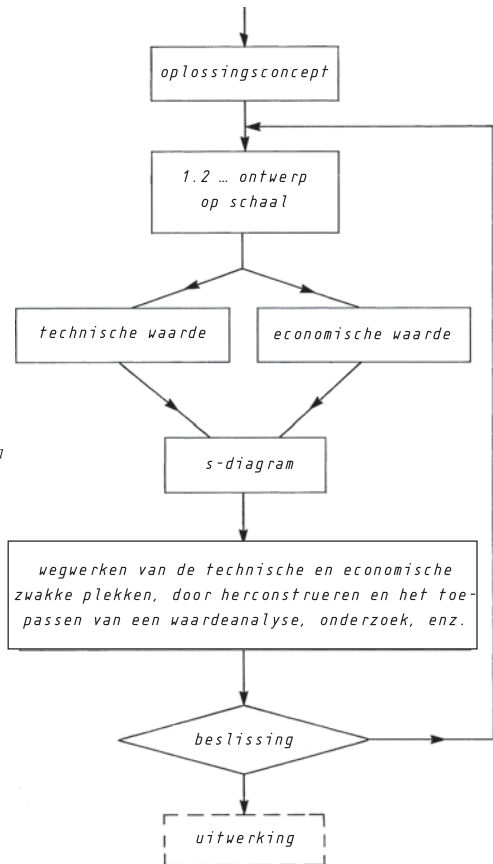
Figuur 1-11 Voorbeeld van een technische beoordeling van de conceptvarianten A, B, C (waardering in punten)

Ook kan de technisch-economische waardering van de constructie worden vastgesteld. Bij optelling van de toegekende punten kreeg oplossing B de hoogste waardering met 39 van de 48 te behalen punten. De verhouding tussen het aantal behaalde en te behalen punten drukt de technische waardering van de te beoordelen varianten uit, die in het ideale geval 1,0 bedraagt. In dit voorbeeld krijgt oplossing B de technische waardering $x = 39/48 = 0,81$. Bij de economische beoordeling worden uitsluitend de kosten voor de fabricage van de producten in aanmerking genomen, zie hiervoor VDI-richtlijn 2225, blad 3. De economische waardering y van een oplossingsvariant kan op dezelfde manier als de technische waardering x worden bepaald. Wordt voor elke oplossingsvariant de bepaalde waarde voor x en y in het sterkte-diagram (s -diagram) ingevoerd, dan is direct duidelijk wat de oplossing is die het meest beantwoordt aan het ideaal, d.w.z. de oplossing die in dat geval de beste is. In **figuur 1-12a** zijn bijv. voor bovengenoemde x -waarden en aangenomen y -waarden de beoordelingen van de 3 conceptvarianten weergegeven.

In **figuur 1-13** wordt het verloop van de ontwerpfase weergegeven. De verbeteringen die bij het eventueel herhaaldelijk doorlopen van de stappen worden bewerkstelligd kunnen met behulp van het s -diagram van het eerste tot het definitieve ontwerp worden verduidelijkt, zie **figuur 1-12b**.



Figuur 1-12 Sterkdiagram (s -diagram) voor de beoordeling van constructies, a) voor het voorbeeld volgens figuur 1-11 (y -waarden aangenomen), b) ontwikkelingsverloop van een technisch product bij diverse verbeteringen



Figuur 1-13 Stroomschema voor de ontwerpfase

1.4.2 Grondbeginselen voor het construeren

Aan nieuwe constructies kunnen zeer verschillende eisen worden gesteld. Er kunnen echter regels voor de constructiewerkzaamheden van toepassing zijn die algemene geldigheid hebben. Enkele belangrijke constructieprincipes die hier deel van uitmaken worden hierna behandeld. Deze kunnen afhankelijk van de speciale taak nog met andere punten worden aangevuld.

Ontwerpen met het oog op de functionaliteit: De belangrijkste eis die aan een constructie wordt gesteld is dat deze de eraan toegekende functie gedurende de volledige levensduur moet vervullen. Ook het voorkomen van risico's voor mens en machine door bijv. een mogelijk verkeerde bediening of overbelasting heeft hiermee te maken. Alle andere hieronder beschreven regels moeten voor deze eis wijken.

Op de sterkte afgestemd: Krachten en momenten dienen via de kortst mogelijke weg door een zo klein mogelijk aantal constructie-elementen te worden geleid. Hierdoor worden de materiaalkosten verminderd en wordt de vervorming van onderdelen tegengegaan. Gunstig hiervoor is een bepaalde trek- respectievelijk drukbelasting. Zijn grote elastische vervormingen gewenst dan dienen lange krachtoverbrengingstrajecten te worden gerealiseerd, bij voorkeur bij een bepaalde buig- en torsiebelasting (bijv. schroefveer).

Voor alle diameters dient de materiaalbelasting zo gelijk mogelijk te zijn (bijv. dragers met dezelfde buigspanning), tenminste overal waar sprake is van een hoge belasting. Op deze manier wordt het materiaal goed benut.

De kerfwerking (d.w.z. het omleiden en verdichten van de krachtstroom, zie **figuur 3-22**) dient te worden begrensd door ontwerpmaatregelen. Overgangen en veranderingen in de doorsnede moeten daarom vloeiend worden uitgevoerd (bijv. door gebruik te maken van grote overgangsradii) of dwarsboringen, groeven en sleuven op minder belaste plaatsen. Zeer sterk en daarmee kerfgevoelig materiaal moet eventueel vervangen worden door niet-kerfgevoelig, meestal goedkoper materiaal. Extra maatregelen, zoals de toepassing van ontlastingskerwen (zie **figuur 3-25**) en een gerichte oppervlaktebehandeling door bijv. harden of kogelstralen, leiden eveneens tot een reductie van de spanningspieken.

Constructie-elementen moeten zo worden ontworpen dat er tussen de afzonderlijke onderdelen onder belasting een verregaande aanpassing met gelijkgerichte vervorming plaatsvindt (bijv. door gebruik van een trek- in plaats van een drukmoer, zie **figuur 8-6**, regel 1). Hierdoor kunnen spanningspieken worden voorkomen. De aanwezige relatieve vervorming dient zo klein mogelijk te zijn, om wrijvingscorrosie te voorkomen. Door de opstelling, vorm, afmetingen en het materiaal (E-modulus) kunnen de onderdelen op elkaar worden afgestemd. Ook maatregelen om uiteenlopende elementvervormingen tegen te gaan, bijv. verende expansieonderdelen of aanpassingen vooraf aan de constructie-elementen, kunnen een op elkaar afgestemde vervorming mogelijk maken.

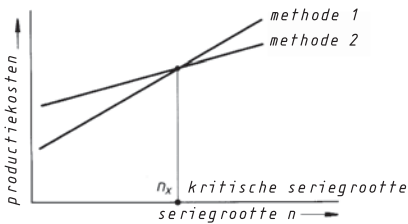
Niet-symmetrische opstellingen van onderdelen kunnen tot inwendige krachten leiden. Door toepassing van compensatie-elementen of een symmetrische opstelling kunnen dergelijke effecten worden beperkt. Het effect van een axiale kracht bij een schuine vertanding wordt bijv. opgeheven door een pijlvertanding te gebruiken.

Ontwerpen met het oog op het materiaal: De meest uiteenlopende technologische eigenschappen van de verschillende materialen (sterkte, dichtheid, elastisch gedrag, hardheid, verwerkbaarheid etc.) dwingen tot een kritische keuze. Materiaal van mindere sterkte leidt tot grotere doorsnedes. Hierdoor nemen de afmetingen en de massa van de totale constructie toe. Door toepassing van zeer sterke materialen volstaan meestal kleinere doorsnedes, maar tegelijkertijd kunnen de totale materiaalkosten hoger uitvallen (zie **tabel 1-1** 'Relatieve materiaalkosten'). De keuze van het geschikte materiaal wordt eveneens bepaald door de vereisten op het gebied van de slijtvastheid, lasbaarheid, elasticiteit, corrosiebestendigheid, demping e.d. Bij de keuze van het materiaal moet al rekening worden gehouden met de latere afvalverwijdering of recycling.

Ontwerpen met het oog op de productie: Bij de constructie moet het productieproces worden afgestemd op het gekozen materiaal, de vereiste kwaliteitseisen voor het elementoppervlak en de geplande seriegrootte (**figuur 1-14**). Bij de vervaardiging van afzonderlijke stuks of kleine series is

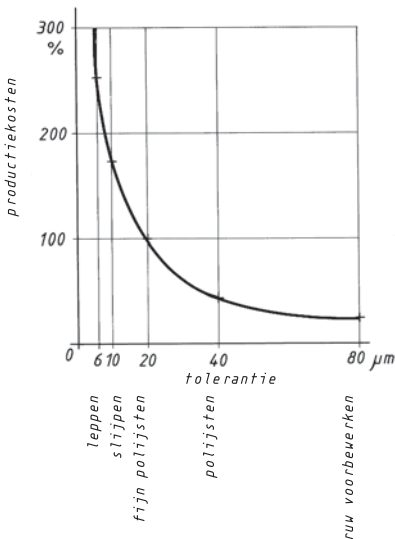
het meestal raadzaam gebruik te maken van de bestaande productiemogelijkheden en terug te grijpen op halffabrikaten, zoals profielstaven, platen, buizen etc. Meestal leidt dit ook tot eenvoudige constructies. Productiemethodes in serie zijn bijv. het lassen en de spanende bewerking uit één geheel (draaien, frezen, boren, etc.). Bij de massaproductie, van dus zeer grote aantallen, probeert men gebruik te maken van tijdbesparende spanloze productiemethodes (gieten, smeden, trekken etc.). De kosten voor de hierdoor extra vereiste voorzieningen (bijv. modellen, matrijzen) worden over vele constructie-elementen verdeeld. Hetzelfde geldt ook voor de constructies, deze zijn immers door de hogere constructiekosten in het algemeen optimaal ontworpen. Ook bij verdere vereiste extra inrichtingen, zoals speciale gereedschappen, meetapparaten en installaties, zijn deze productiemethodes rendabel vanwege de grote aantallen. Omdat ook de kwaliteitseisen voor de elementoppervlakken het productieproces en daarmee de kosten (zie **figuur 1-15**) wezenlijk kunnen beïnvloeden, geldt voor de vaststelling van de onderdeeltoleranties het volgende basisprincipe: *Zo grof als mogelijk, zo fijn als vereist.*

Staat de productiemethode vast, dan volgt hieruit een speciaal ontwerp van de constructie-elementen (ontwerpen met het oog op de productie). Deze ontwerpregels, zeer uiteenlopend voor



Figuur 1-14

Keuze van de productiemethodes in relatie tot de seriegrootte



Figuur 1-15

Relatie tussen de relatieve productiekosten en de tolerantie (volgens Bronner)

Regel: halvering van de tolerantie leidt tot een verdubbeling van de productiekosten

bijv. spanend vervaardigde elementen resp. giet- of smeedwerk, verlangen van de ontwerper een zeer omvangrijke gespecialiseerde kennis.

Ontwerpen met het oog op de montage: Alle afzonderlijke en samengestelde onderdelen moeten zo ontworpen zijn dat ze eenvoudig en kostenefficiënt kunnen worden samengesteld. De totale constructie dient onderverdeeld te zijn in separate modules die gelijktijdig kunnen worden gemonteerd. De montagebewerkingen dienen zo gering en eenvoudig mogelijk te zijn en automatisch uit elkaar voort te vloeien. Is de montage alleen in een bepaalde volgorde mogelijk, dan moet deze door de ontwerper middels een inbouwplan worden aangegeven. Om verwisseling te voorkomen moeten afzonderlijke onderdelen gemakkelijk kunnen worden onderscheiden. Zelfborgende verbindingen of gemakkelijk te

monteren vorm- resp. materiaalgesloten verbindingen moeten voorkomen dat onderdelen losraken. Afmetingen die belangrijk zijn voor het functioneren moeten eenvoudig te controleren zijn en instellen/aanpassingswerkzaamheden moeten kunnen worden uitgevoerd zonder reeds gemonteerde onderdelen te demonteren. Bij massaproductie moet op de automatisering van de montage worden gelet, bijv. door veilige, direct bereikbare greepvlakken. Ook moeten slijtdelen goed toegankelijk zijn, zodat ze snel kunnen worden vervangen. Dit betekent dat de verbindingen gemakkelijk moeten kunnen worden gedemonteerd. *Breekpunten* moeten zich op goed toegankelijke plaatsen bevinden.

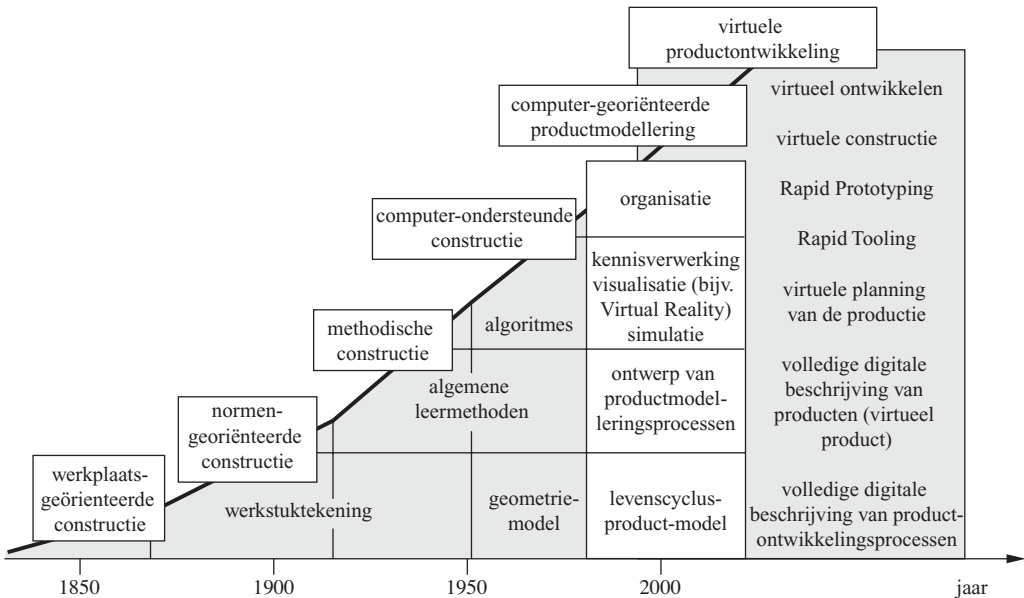
Ontwerpen met het oog op het onderhoud: Om de functie-eigenschappen van een constructie tijdens de gehele levensduur in stand te houden, is regelmatig inspectie, onderhoud en nazorg vereist. Daarom moeten controlepunten goed toegankelijk en duidelijk aangegeven zijn en dient de mogelijkheid van geïntegreerde meetapparatuur in beschouwing te worden genomen. Er dient gezorgd te worden voor zo mogelijk genormeerde snelsluitingen, genoeg plaats voor het aansluiten van controleapparatuur en verbindingen die zonder speciaal gereedschap kunnen worden gedemonteerd. Ook moeten er voldoende gedimensioneerde inspectieruitjes, toegangsdeksels, kleppen en deuren aanwezig zijn. Bijvul- en afvoerpunten moeten goed toegankelijk zijn, de bodem van vloeistofcontainers dient enigszins af te lopen naar de aftapopening. Zones met spanen (slijpsel) dienen afgescheiden te worden van gevoelige modules.

Ontwerpen met het oog op recycling: De constructeur moet bij het ontwerpen de gehele cyclus voor ogen hebben. Deze strekt zich uit van de productontwikkeling en de daarop volgende gebruiksfase tot een hernieuwde toepassing. De hernieuwde toepassing of het hergebruik van producten in deze cyclus wordt aangeduid als recycling. Hierbij kan onderscheid worden gemaakt naar aangeleverd materiaal dat nog wel of nog niet de gehele cyclus, zoals hierboven beschreven, heeft doorlopen (hergebruik respectievelijk recirculatie). Ontwerpen met het oog op recycling kan worden onderverdeeld in drie hoofdgebieden: verbindingstechniek, materiaalkeuze en vormgeving van de constructie-elementen. Voorwaarde voor een goed functionerende recycling zijn demontabel geconstrueerde verbindingen. Dit wordt bereikt door gemakkelijk te ontkoppelen verbindingen (bijv. schroef-, klik- en spanverbindingen) die goed herkenbaar, goed toegankelijk en tegen sterke verontreiniging beschermd moeten zijn. Ter beperking van het aantal gereedschappen moeten zo veel mogelijk gestandaardiseerde verbindingsonderdelen worden gebruikt. Bij de materiaalkeuze moet met name een te grote diversiteit in het materiaal worden voorkomen. Hierdoor worden de demontage- en sorteerkosten teruggebracht. Ook het gebruik van composietmateriaal en speciale coatings moet tot een minimum worden beperkt. Met betrekking tot het ontwerp moeten gemakkelijk te demonteren constructies worden nagestreefd, d.w.z. de demontage wijst zich vanzelf door een helder ingedeelde productopbouw. Bovendien is een goede toegang tot de afzonderlijke constructie-elementen vereist.

Ontwerpen met het oog op de vorm: De uiterlijke, eigentijdse vormgeving (het design) beïnvloedt steeds meer de verkoopwaarde van een technisch product. Omdat ook smaak en gevoel een rol spelen, kunnen alleen enkele algemeen geldige basisprincipes worden aangegeven. Belangrijk is echter dat de vorm niet alleen aan esthetische eisen voldoet. De vorm moet zichtbaar beantwoorden aan de functie, de krachtwerking, het toegepaste materiaal en de productiemethode. Het design dient bewust zakelijk, helder en niet opdringerig te zijn. De afzonderlijke onderdelen moeten zo worden opgebouwd dat een gesloten werkend, helder ingedeeld geheel ontstaat. De structurerende werking van ribben, voegen, groeven of gleuven dient benut en duidelijk gemaakt te worden, functioneloze sierelementen zo mogelijk vermeden. Met behulp van een doelbewust contrast moeten bedieningselementen, bewegende onderdelen en gevaarlijke punten zichtbaar worden gemaakt. Hierbij kan ook gebruik gemaakt worden van een ondersteunende kleurstelling, die dan moet worden afgestemd op de vormgeving.

1.4.3 Gebruik van computers bij het ontwerp- en ontwikkelingsproces

Het gebruik van computers bij het oplossen van constructieve vraagstukken is tegenwoordig een essentieel element in de productontwikkeling. **Figuur 1-16** laat zien welke veranderingen het ontwerpproces heeft doorlopen en welke betekenis nu en in de toekomst aan de computertechniek



Figuur 1-16 Ontwikkelingsfasen van het ontwerpproces

wordt gegeven. Binnen het constructieproces zijn verschillende integratiestappen te onderscheiden, waarbij de toepassing sterk afhangt van de beschikbare hard- en software, maar ook van de complexiteit van de uit te voeren constructie.

De eerste stap is het gebruik van *afzonderlijke programma's*. Hiermee kunnen bijv. constructie-elementen worden berekend, bewegingssamenhangen gesimuleerd, informatie zoals gegevens, teksten en tekeningen opgeslagen en geometrische vormen en structuren worden getekend. Afzonderlijke programma's bieden al een goede ondersteuning voor meestal zeer speciale taken. Dikwijls wordt het constructieproces echter door het gebruik van afzonderlijke programma's onderbroken. Door alle noodzakelijke handelingen, bv. de noodzakelijke vaak herhaalde in- en uitvoerprocedures, of door het gebruik van verschillende gebruikers-interfaces en programma-structuren, zijn de kosten vrij hoog. Dit heeft geleid tot het ontwikkelen van *programmasystemen*, waarin afzonderlijke programma's gezamenlijk met elkaar in verbinding staan. Hierdoor wordt een ononderbroken gebruik van eenmaal ingevoerde gegevens respectievelijk van al verkregen resultaten en het gebruik van uniforme databases mogelijk gemaakt. Ontwikkelingen in deze richting worden aangeduid als *geïntegreerde ontwerpsystemen*. Naast de data-verbinding vormen deze systemen ook een methodische leidraad voor de constructeur tijdens de uitvoering van zijn werk. In de VDI-richtlijn 2221 wordt zo'n continu stroomschema voor het gangbare computergebruik bij het ontwerp- en constructieproces weergegeven.

Een voorbeeld voor de in de praktijk toegepaste data-verbinding is het gebruik van *CAX-systemen (CAD/CAM)*. Hieronder verstaat men de verbinding van gegevens voor de productpresentatie (*CAD, Computer Aided Design*), de werkplanning (*CAP, Computer Aided Planning*), het fabricageproces (*CAM, Computer Aided Manufacturing*) en de kwaliteitsborging (*CAQ, Computer Aided Quality Assurance*). Tegenwoordig wordt in toenemende mate de verbinding van CAD/CAM met productplanning en productbeheer (*PPS*) respectievelijk CAD/CAM met productdata-management-systemen (*EDM/PDM*) in de praktijk ingevoerd, zie **figuur 1-17**.

In het algemeen kunnen computers slechts in beperkte mate worden gebruikt, omdat het niet mogelijk is om met behulp van de programma's en programmasystemen op een creatieve manier werkzaam te zijn. Hierdoor ontbreekt de mogelijkheid van een complexe, veelomvattende wijze van beschouwen en wordt het vinden van probleemoplossingen bemoeilijkt. Daardoor is de constructeur met zijn kennis en ervaring nog altijd zeer bepalend voor het constructieproces. Dit

doet zich met name gelden in de keuze-, beoordelings-, correctie- en beslissingsfasen. Deze beperking heeft geleid tot een volgende stap in de programmasysteemontwikkeling, het zogenaamde *op kennis gebaseerde systeem (expertsysteem)*. Hierbij gaat het met name om gevalsspecifieke feitenkennis, domeinspecifieke expertkennis en de bij een probleemoplossing verkregen tussen- en eindresultaten. Een essentiële vernieuwing van het systeem is de probleemoplossingscomponent, waarmee de door de gebruiker ingevoerde taakstelling wordt opgelost. Voorwaarde voor een expertsysteem is echter dat de kennis betrekking heeft op een speciaal, vast afgebakend gebied. Een nieuwe toekomstgerichte ontwikkeling van programmasystemen is de *virtuele productontwikkeling*. Het geïntegreerde gebruik van computers zal een essentieel onderdeel gaan vormen bij de productontwikkeling, samen met de invoering van nieuwe organisatievormen, zoals Simultaneous Engineering (ontwikkeling van meerdere parallel lopende, elkaar overlappende processen). De virtualisatie houdt de methodische omzetting van het constructieproces in een computergeïntegreerd systeem in. Er wordt een virtueel product ontwikkeld, d.w.z. een productmodel dat in gedigitaliseerde vorm is opgeslagen in een computersysteem. Het proces van de productontwikkeling zal dan een virtuele en een werkelijke fase kennen.

1.5 Literatuur

1. *Clausen, U.; Rodenacker, W. G.*: Maschinensystematik und Konstruktionsmethodik. Berlin: Springer, 1998
2. *Conrad, K.-J.*: Grundlagen der Konstruktionslehre. München: Hanser, 2013
3. DIN (Hrsg.); Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen. 14. Aufl. Wiesbaden/Berlin: B. G. Teubner/Beuth, 2008
4. *Ehrlenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U.*: Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Berlin: Springer, 2014
5. *Ehrlenspiel, K.*: Integrierte Produktentwicklung; Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 5. Aufl. München: Hanser, 2013
6. *Feldhusen, J.; Grothe, K.*: Pahl/Beitz Konstruktionslehre. 8. Aufl. Berlin: Springer, 2013
7. *Fleischer, B.; Theumert, H.*: Entwickeln, Konstruieren, Berechnen. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014
8. *Grote, K.-H.; Feldhusen, J.* (Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
9. *Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.*: Normung und Standardisierung. Grundlagen. Berlin: Beuth, 2009
10. *Kienzle, O.*: Normungszahlen. Berlin: Springer, 1949
11. *Kurz, U.; Hintzen, H.; Laufenberg, H.*: Konstruieren, Gestalten, Entwerfen. 4. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009
12. *Neudörfer, A.*: Konstruieren sicherheitsgerechter Produkte. Berlin: Springer, 2014
13. *Orloff, M. A.*: Grundlagen der klassischen TRIZ. Ein praktisches Lehrbuch des erfinderischen Denkens für Ingenieure. 3. Aufl. Berlin: Springer, 2006
14. *Reuter, M.*: Methodik der Werkstoffauswahl. München: Hanser, 2014
15. *Roth, K.*: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Band I: Konstruktionslehre. 2. Aufl. 1994. Band II: Konstruktionskataloge. 2. Aufl. 1994. Band III: Verbindungen und Verschlüsse, Lösungsfindung. 2. Aufl. 1996. Berlin: Springer
16. VDI-Richtlinie 2211, Bl. 2: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Berechnungen in der Konstruktion. Düsseldorf: VDI, 2003
17. VDI-Richtlinie 2218: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Feature-Technologie. Düsseldorf: VDI, 2003
18. VDI-Richtlinie 2219: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Einführung und Wirtschaftlichkeit von EDM/PDM-Systemen. Düsseldorf: VDI, 2002
19. VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme. Düsseldorf: VDI, 1993
20. VDI-Richtlinie 2222, Bl. 1: Konstruktionsmethodik; Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. Düsseldorf: VDI, 1997
21. VDI-Richtlinie 2222, Bl. 2: Konstruktionsmethodik; Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen. Düsseldorf: VDI, 1982
22. VDI-Richtlinie 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte. Düsseldorf: VDI, 2004

23. VDI/VDE-Richtlinie 2224: Industrial Design. Bl. 1 bis 3. Düsseldorf: VDI, 1986, 1988
24. VDI-Richtlinie 2225, Bl. 1: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Vereinfachte Kostenermittlung. Düsseldorf: VDI, 1997
25. VDI-Richtlinie 2225, Bl. 2: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, Tabellenwerk. Düsseldorf: VDI, 1998
26. VDI-Richtlinie 2225, Bl. 3: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Technisch-wirtschaftliche Bewertung. Düsseldorf: VDI, 1998
27. VDI-Richtlinie 2225, Bl. 4: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Bemessungslehre. Düsseldorf: VDI, 1997
28. VDI-Richtlinie 2243: Recyclingorientierte Produktentwicklung. Düsseldorf: VDI, 2002
29. VDI-Richtlinie 2244: Konstruieren sicherheitsgerechter Erzeugnisse. Düsseldorf: VDI, 1988

Meer informatie

Op de website www.machineonderdelen.nl is meer informatie te vinden over met name fabrikanten en of leveranciers die interessant zijn bij dit hoofdstuk.

2 Toleranties, passingen en oppervlaktegesteldheid

2.1 Toleranties

Alle functie-eigenschappen van onderdelen, zoals maat-, vorm- en plaatsnauwkeurigheid en – niet te vergeten – oppervlaktekwaliteit, moeten op elkaar zijn afgestemd. Dit is een vereiste voor het goed functioneren van onderdelen, het wrijvingsloos samenwerken van onderdelen en componenten, en uiteraard voor het probleemloos vervangen van afzonderlijke slijtagedelen. Vanwege het ontoereikende fabricageproces is het vrijwel onmogelijk en vaak ook niet functioneel om zich heel precies aan de aangegeven maten en de voorgeschreven *ideale geometrische vorm* van het werkstuk te houden. Om productietechnische redenen zijn afwijkingen van de nominale maat, de zuivere vorm en de voorgeschreven plaats daarom toegestaan. Dit betekent echter wel dat voor de fabricage van een bepaalde component een bovenste en onderste grenswaarde van de afmetingen, de vorm en de oppervlaktegesteldheid moet worden aangegeven. Op basis hiervan onderscheiden we vier toleranties: *maattoleranties*, *vorm-* en *plaatstoleranties* en *ruwheidstoleranties* (oftewel de Geometrische Product Specificaties, GPS).

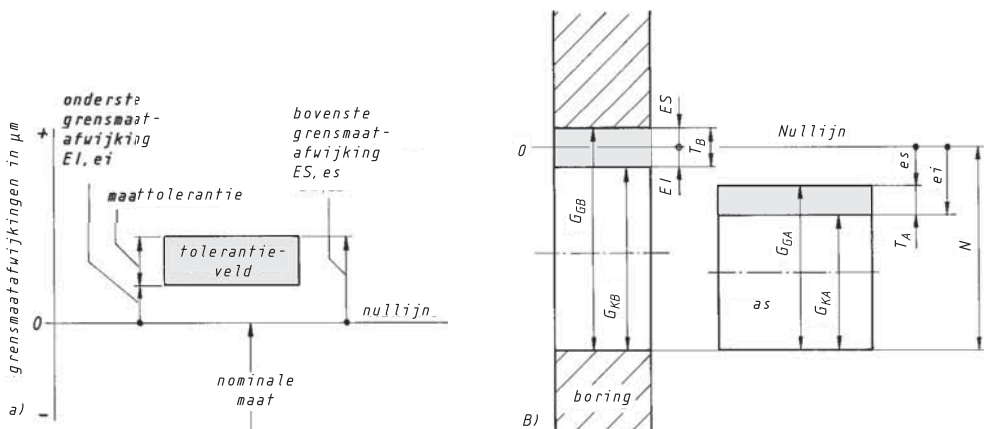
Ten behoeve van een hoge bedrijfszekerheid en een economische fabricage moet de keuze van zinvolle toelaatbare afwijkingen – *van de toleranties* – in het algemeen plaatsvinden volgens de vuistregel:

Zo grof als het kan, zo fijn als het moet!

2.1.1 Maattoleranties

1 Basisbegrippen

Conform NEN EN ISO 286-1 zijn de basisbegrippen voor maten, maatafwijkingen en toleranties als volgt vastgelegd (zie **figuur 2-1**).



Figuur 2-1 Maten, maatafwijkingen en toleranties: a) algemeen, b) weergegeven voor boring en as

Nullijn: in de grafische weergave de referentielijn voor de maatafwijkingen en toleranties die overeenkomt met de nominale maat;

Nominale maat (N): de maat waarop de maatafwijkingen betrekking hebben, bijv. 30 mm of 6,5 mm);

Werkelijke maat (I): de door meten verkregen maat (bijv. 30,08 mm) die echter nog steeds gekoppeld is aan een meetonzekerheid;

Maatafwijking (E, e)¹⁾: het algebraïsche verschil tussen een maat (bijv. de werkelijke of de grensmaat) en de daarbij behorende nominale maat. Maatafwijkingen voor assen worden in kleine letters weergegeven (es, ei), terwijl de maatafwijkingen voor boringen (gaten) met hoofdletters worden geschreven (ES, EI).

Bovenste grensmaatafwijking (ES, es): Grensmaatafwijking als algebraïsch verschil tussen de grootste maat en de bijbehorende nominale maat (vroeger A_b);

Onderste grensmaatafwijking (EI, ei): Grensmaatafwijking als algebraïsch verschil tussen de kleinste maat en de bijbehorende nominale waarde (vroeger A_o);

Basisgrensmaatafwijking: voor grensmaten en passingen de afwijking die de plaats van het tolerantieveld met betrekking tot de nullijn vastlegt (bovenste of onderste afwijking die het dichtst bij de nullijn ligt);

Grensmaten (G): toelaatbare (grootste en kleinste) maten waartussen de werkelijke maat moet liggen (bijv. tussen 29,9 mm en 30,1 mm);

Grootste grensmaat (G_g): grootste toegelaten maat (bijv. 30,1 mm);

Boring: $G_{GB} = N + ES$ As: $G_{GA} = N + es$	(2.1)
--	-------

Kleinste grensmaat (G_k): kleinste toegelaten maat (bijv. 29,9 mm);

Boring: $G_{KB} = N + EI$ As: $G_{KA} = N + ei$	(2.2)
--	-------

Maattolerantie (T): het algebraïsch verschil tussen de grootste en kleinste maat (bijv. 30,1 mm – 29,9 mm = 0,2 mm). De tolerantie is een absolute waarde en kent geen voorteken;

Algemeen: $T = G_G - G_K$ Boring: $T_B = G_{GB} - G_{KB} = ES - EI$ As: $T_A = G_{GA} - G_{KA} = es - ei$	(2.3)
---	-------

Tolerantieveld: in de grafische weergave het veld dat door de grootste en kleinste maatafwijking wordt begrensd. Het tolerantieveld wordt bepaald door de *grootte* van de tolerantie en de *plaats daarvan ten opzichte van de nullijn*.

Standaardtolerantie (IT): elke tot dit stelsel behorende tolerantie voor grensmaten en passingen (IT = Internationale tolerantie);

(Standaard)tolerantieklasse (IT 1 t/m IT 18): een groep toleranties voor grensmaten en passingen (bijv. IT 7) met een gelijk nauwkeurighedsniveau ten opzichte van alle (in de praktijk gebruikte) nominale maten. Het niveau IT 0 en IT 01 is niet bestemd voor algemene toepassingen;

Tolerantie-eenheid (i, I): als functie van de nominale maat vastgestelde factor voor de berekening van een standaardtolerantie IT (i geldt voor $N \leq 500$ mm, I voor $N > 500$ mm);

Tolerantieklasse: Aanduiding bestaande uit een letter voor de basismaatafwijking en een cijfer voor de (standaard)tolerantieklasse (bijv. H7, k6).

¹⁾ Afgeleid van de Franse aanduiding: E 'écar' (afstand); ES 'écart inférieur' (bovenste afstand), EI 'écart inférieur' (onderste afstand).

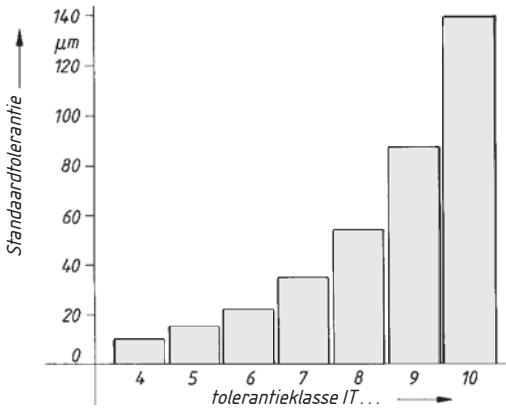
2 Grootte van de maattolerantie

Omdat bij de fabricage afwijkingen van de absolute nominale maat onvermijdelijk zijn, is het noodzakelijk de grenzen van de afwijkingen vast te leggen. Hierbij moet de grootte van de tolerantie worden afgestemd op de grootte van de nominale maat en op het gebruiksdoel van het onderdeel. De basis voor het bepalen van deze tolerantiewaarde is de *tolerantie-eenheid*, *I* respectievelijk *i*. Zo wordt voor de nominale maat $D_1 \dots D_2$ met het geometrisch gemiddelde $D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$ de *tolerantie-eenheid* voor

$0 < N \leq 500: i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D$ $500 < N \leq 3150: I = 0,004 \cdot D + 2,1$	<table style="border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">i, I</td> <td style="padding: 5px;">D, N</td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 5px;">μm</td> <td style="padding: 5px;">mm</td> </tr> </table>	i, I	D, N	μm	mm	(2.4)
i, I	D, N					
μm	mm					

Voor de nominale maat van 18 mm ... 30 mm met $D = \sqrt{18 \cdot 30} = 23,24$ mm wordt de tolerantie-eenheid: $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{23,24} + 0,001 \cdot 23,24 \approx 1,3 \mu\text{m}$

Afhankelijk van het gebruiksdoel en de vereiste fijnheid van de tolerantie zijn er voor het bepalen van de standaardtoleranties IT in totaal twintig standaardtolerantieniveaus (01 0 1 2 ... 18): 01 is het fijnste en 18 het grofste tolerantieniveau. Binnen een nominale maat verschillen de standaardtoleranties van de individuele tolerantieniveaus door de factor *K*, die een veelvoud is van de tolerantie-eenheid *i* en die vanaf tolerantieniveau 5 geometrisch met een stap $q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1,6$ toeneemt (zie **tabel 2-1**).



Figuur 2-2
Grootte van de tolerantievelden voor de standaard tolerantieclassen IT 4 ... IT 10, weergegeven voor een maatgroep 80 ... 120 mm

3 Toepassingsgebieden voor de tolerantieniveaus:

- IT 01 ... 4 hoofdzakelijk voor meetinstrumenten, respectievelijk kalibers,
- IT 5 ... 11 algemeen voor passingen in de fijnmechanische industrie en in de algemene werktuigbouw,
- IT 12 ... 18 voor grovere functie-eisen en bij de niet-verspanende vormgeving, bijv. bij walsproducten, gesmede en getrokken delen.

4 Plaats van de tolerantievelden

Voor het eenduidig vaststellen van de grensmaten *G* (grootste en kleinste maat) moet naast het bepalen van de tolerantiewaarde ook de plaats van het tolerantieveld ten opzichte van de nullijn worden aangegeven. Deze wordt óf weergegeven door de grensmaatafwijkingen *ES* (*es*) en *EI* (*ei*) óf door letters, en wel voor inwendige maten (boringen en gaten) door hoofdletters en voor uitwendige maten (assen) door kleine letters (zie **figuur 2-3**). Conform NEN EN ISO 286-1 voor:

boringen (inwendige maat): A B C CD D E EF F FG G H J JS K M N P R S T U V X Y Z
ZA ZB ZC

assen (uitwendige maat): a b c cd d e ef f fg g h j js k m n p r s t u v x y z za zb zc

Iedere letter duidt hiermee een bepaalde plaats van het tolerantieveld ten opzichte van de nullijn aan. De afstanden van elk tolerantieveld tot de nullijn – en wel de afstand van deze lijn tot aan de dichtstbij gelegen grens van het veld – zijn wiskundig gedefinieerd. Met het geometrisch gemiddelde D in mm – (zie vergelijking (2.4) – wordt bijv. voor:

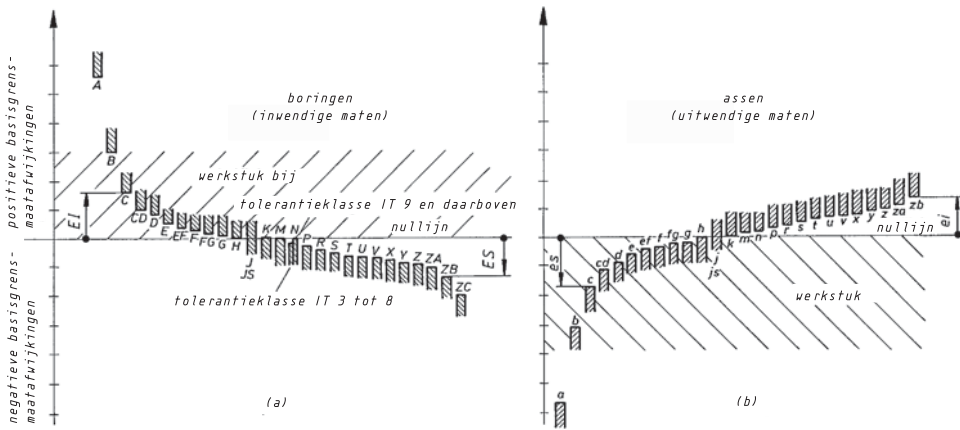
$$d\text{-}(D\text{-})\text{veld: } es(EI) = 16,0 \cdot D^{0,44} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$e\text{-}(E\text{-})\text{veld: } es(EI) = 11,0 \cdot D^{0,41} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$f\text{-}(F\text{-})\text{veld: } es(EI) = 5,5 \cdot D^{0,41} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$g\text{-}(G\text{-})\text{Feld: } es(EI) = 2,5 \cdot D^{0,34} \text{ in } \mu\text{m}$$

In **tabel 2-2** en **2-3** zijn de ten opzichte van de nullijn meest nabijgelegen basisgrensmaatafwijkingen voor de uitwendige maten (assen) en inwendige maten (boringen) aangegeven. De tweede grensmaatafwijking volgt uit de standaardtolerantie IT volgens **tabel 2-1**, zie de voetnoten bij **tabel 2-2** en **2-3**.



Figuur 2-3 Plaats van de tolerantievelden voor dezelfde maatgroep (schematisch) a) bij boringen (inwendig), b) bij assen (uitwendig)

De exacte *ligging* van het tolerantieveld kan dus door letters (basisgrensmaatafwijkingen), en de *grootte* door middel van het kengetal van het tolerantieniveau worden aangegeven. Basisgrensmaatafwijkingen en tolerantieniveau vormen samen in het ISO-tolerantiestelsel de *tolerantieklasse*, zie bijv. H7.

5 Directe aanduiding van maattoleranties

De aanduiding in tolerantieklassen is slechts zinvol wanneer voor het controleren van de maat kalibers voorhanden zijn, anders is – om omrekeningen te vermijden – de directe aanduiding van de maatafwijkingen effectiever. Aan de nominale maat worden de grensmaatafwijkingen ES (es) en EI (ei) in mm toegevoegd. De maatafwijkingen staan achter de nominale maat boven de maatlijn, zie paragraaf 2.1.4. Deze maatafwijkingen mogen vrij gekozen worden (vaak gebaseerd op ervaring).

6 Maten zonder tolerantie-aanduidingen

Productiematen behoeven vaak geen tolerantieaanduiding omdat ze voor het functioneren en voor de uitwisselbaarheid van het onderdeel niet belangrijk zijn. Voorbeelden hiervan zijn buitenmaten van giet- en smeedwerk, van werkstukken die geen bijzondere precisie vereisen of waarbij kleinere maatafwijkingen niet van belang zijn. Voor maten zonder tolerantie-aanduiding gelden de in een tekening aangegeven *algemene toleranties* conform NEN ISO 2768-1 (zie **tabel 2-6**).

2.1.2 Vormtoleranties

Omdat de maattoleranties alleen de plaatselijke werkelijke maat van een vormelement bepalen maar niet de vormafwijkingen ervan, zijn vaak extra *vormtoleranties* vereist voor het verkrijgen van een

nauwkeurige aanduiding van het vormelement. Volgens NEN EN ISO 1101 begrenzen vormtoleranties de toelaatbare afwijkingen van een element ten opzichte van zijn geometrisch ideale vorm; bijv. *de rechtheid* van een as, *de vlakheid* van een oppervlak en *de rondheid* van een gedraaid werkstuk. Vormtoleranties moeten worden aangegeven wanneer bijv. om productietechnische redenen niet zonder meer verwacht kan worden dat de geometrische vorm van het werkstuk, die door de maataanduidingen is bepaald, ook daadwerkelijk totstandkomt door de gekozen productiewijze (zie **tabel 2-7**).

2.1.3 Plaatstoleranties

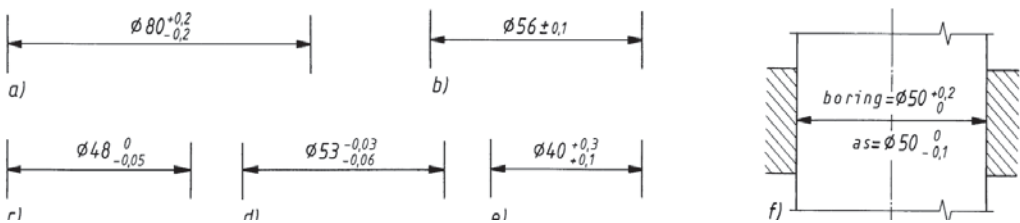
Onder plaatstoleranties worden volgens NEN EN ISO 1101 *richtings-*, *plaats-* en *rotatietoleranties* verstaan, die de toelaatbare afwijkingen van de geometrisch ideale positie van twee of meer onderdelen ten opzichte van elkaar beperken. Gedacht kan worden aan *evenwijdigheid* van twee vlakken, *coaxialiteit* van tegenoverliggende gaten, de *positie* van bepaalde vlakken ten opzichte van een referentie-element, *radiale* en *axiale slag* bij roterende onderdelen. Evenals vormtoleranties moeten ook plaatstoleranties altijd worden aangegeven wanneer bijv. om productietechnische redenen niet zonder meer te verwachten is dat de onderdelen in de vereiste verhouding tot elkaar staan, zoals de dimensionering en de tolerantieaanduiding voorschrijven, terwijl dat voor de functievervulling wel vereist is. Zie voor plaatstoleranties **tabel 2-8**.

2.1.4 Tolerantieaanduidingen in tekeningen

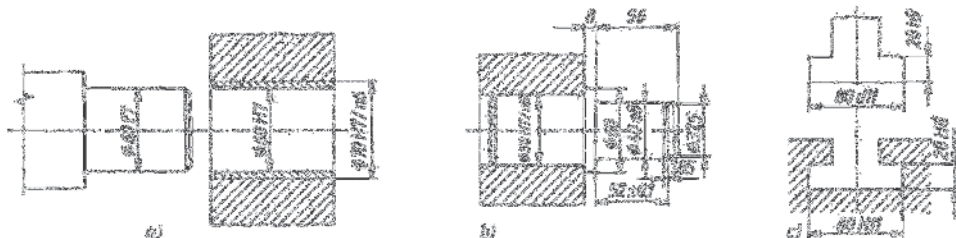
1 Maattoleranties

Maattoleranties en tolerantiecodes moeten in tekeningen volgens NEN EN ISO 129-1 worden ingevoerd. De belangrijkste regels voor de inschrijving zijn:

- maatafwijkingen of tolerantieklasse moeten achter het maatgetal van de nominale maat worden ingevuld;
- bij maatafwijkingen staan de bovenste *én* onderste grensmaatafwijking boven de maatlijn achter de nominale maat, zie **figuur 2-4**;
- tolerantieklasse voor boringen (inwendige maat), bestaande uit een hoofdletter en een getal (bijv. H7) evenals voor assen (uitwendige maat), bestaande uit een kleine letter en een getal (bijv. k6) staan boven de maatlijn achter de nominale maat; zie **figuur 2-5**.



Figuur 2-4 Het inschrijven van maattoleranties in tekeningen (voorbeelden)



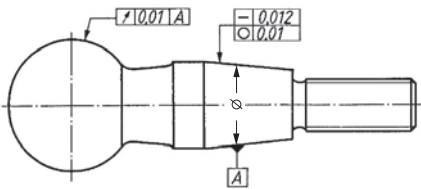
Figuur 2-5 Het inschrijven van tolerantieclassen (voorbeelden)

Voor maatschrijvingen waarvoor de algemene tolerantie conform NEN ISO 2768-1 (voor lengte- en hoekmaten, zie **tabel 2-6a**) moet gelden, moet in het daarvoor bestemde veld in de tekening voor de gekozen tolerantieklasse (**f** – fijn, **m** – middel, **c** – grof, **v** – zeer grof) bijv. het volgende worden ingevoerd: *NEN ISO 2768-m* respectievelijk *NEN ISO 2768-middel*.

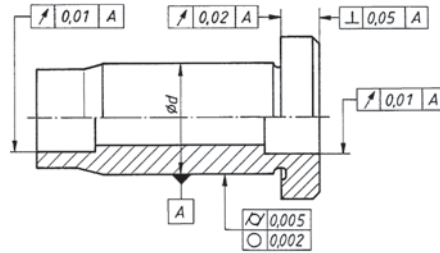
2 Vorm- en plaatstoleranties

De aanduiding van vorm- en plaatstoleranties op tekening vindt plaats conform NEN EN ISO 1101 (zie **figuur 2-6** en **2-7** evenals **tabel 2-7** en **2-8**). Hierbij moet een kader met onderverdeling in onderstaande volgorde worden ingevuld:

- in het eerste veld het *symbol* voor de soort tolerantie,
- in het tweede veld de *tolerantiewaarde* in mm,
- in het derde veld zonodig de *letteraanduiding* van het basis- dan wel referentie-element.



Figuur 2-6 Aanduiding van vormtoleranties: kogelvormige tappen met rechtheids-, rondheids- en profielvormtolerantie (oppervlak)



Figuur 2-7 Aanduiding van plaatstoleranties: holle pennen met rechthoekigheids-, coaxialiteits-, rondloop- en slingertolerantie

De algemene toleranties voor vorm en plaats worden ingeschreven conform NEN ISO 2768-2, zie **tabel 2-6b**. In het betreffende veld moet voor de gekozen tolerantieklasse (**H** – fijn, **K** – middel, **L** – grof) worden ingevoerd, bijv. NEN ISO 2768-K.

2.2 Passingen

Onder een *passing* verstaan we in het algemeen de relatie tussen samengevoegde delen met bepaalde fabricagetoleranties; de relatie is het gevolg van het verschil in afmeting tussen de betreffende vlakken (bijv. tussen de inwendige maat $30 + 0,05$ en de uitwendige maat $30 - 0,05$ respectievelijk tussen boring 50H7 en as 50h6). Voor een eenduidige bepaling van de passing moet dus de *gemeenschappelijke* nominale maat, de grensmaat of de aanduiding van de *tolerantieklasse* voor de boring en de grensmaat of de aanduiding van de tolerantieklasse voor de as zijn aangegeven. Het passingsstelsel is afgestemd op de functie van de delen (bijv. glijlager tussen as en lager, klemverbinding tussen hefboom en naaf), en de uitwisselbaarheid van de onderdelen.

2.2.1 Basisbegrippen

Passing (P): de relatie die resulteert uit het verschil tussen de werkelijke maten I van twee samen te voegen onderdelen, bijv. boring (I_B) en as (I_A). Bij het samenvoegen van onderdelen met een tolerantie ontstaan dus spelingen (grenspassingen P_{\max} en P_{\min}). Bij $P \geq 0$ is er een positieve speling aanwezig, bij $P < 0$ daarentegen een negatieve speling.

Algemeen:	$P = I_B - I_A$	
Maximale speling:	grootste maat v.h. gat – kleinste maat v.d. as $P_{\max} = G_{GB} - G_{KA} = ES - ei$	
Minimale speling:	kleinste maat v.h. gat – grootste maat v.d. as $P_{\min} = G_{KB} - G_{GA} = EI - es$	(2.5)

Positieve speling S_p : het positieve verschil tussen de maten van boring en de as, wanneer de maat van de boring groter is dan de maat van de as ($P \geq 0$); er wordt verschil gemaakt tussen de *maximale positieve speling* S_{pmax} en de *minimale positieve speling* S_{pmin} .

Negatieve speling S_n : negatief verschil tussen de maten van boring en de as, wanneer de maat van de boring kleiner is dan de maat van de as ($P < 0$); er wordt verschil gemaakt tussen de *maximale negatieve speling* S_{nmax} en de *minimale negatieve speling* S_{nmin} .

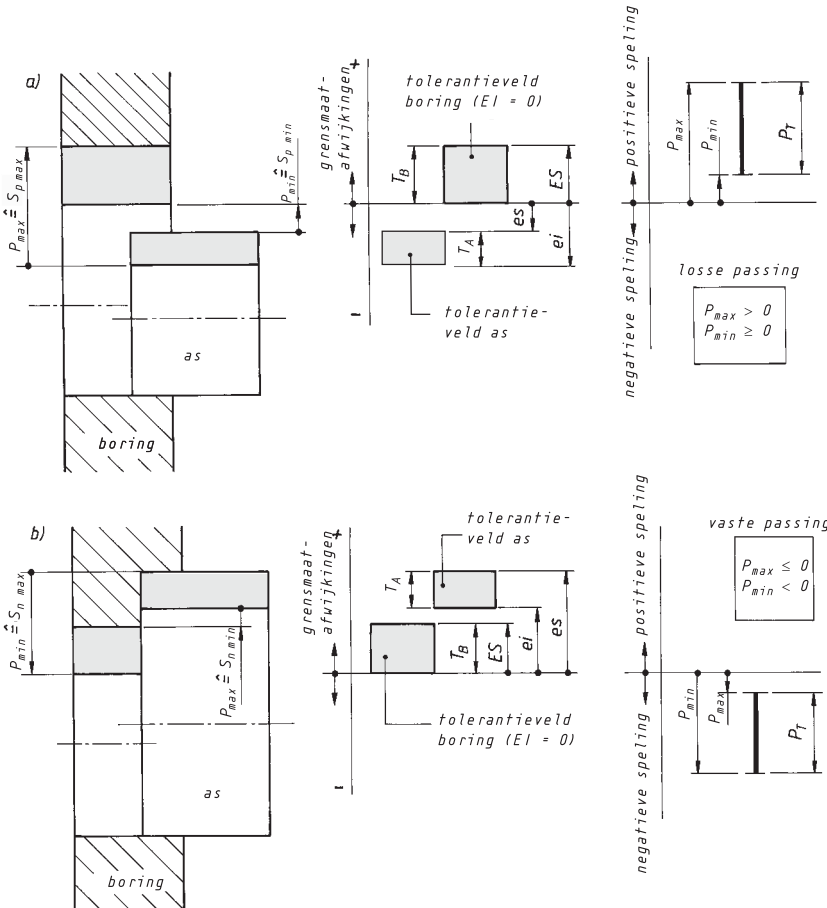
Losse passing (P_p): passing waar bij het samenvoegen van boring en as altijd een positieve speling S ontstaat. Een losse passing ontstaat als $P_{max} > 0$ en $P_{min} \geq 0$ is (zie **figuur 2-8a**).

Vaste passing (P_n): passing waar bij het samenvoegen van onderdelen een negatieve speling n aanwezig is. Een vaste passing ontstaat als $P_{max} \leq 0$ en $P_{min} < 0$ is (zie **figuur 2-8b**).

Overgangspassing: passing waar bij het samenvoegen van onderdelen óf een positieve speling S_p óf een negatieve speling S_n mogelijk is. Een overgangspassing ontstaat als $P_{max} \geq 0$ en $P_{min} < 0$ is.

Passingstolerantie (P_T): het algebraïsche verschil tussen de maximale en minimale passing, respectievelijk de rekenkundige som van de maattoleranties van de beide vormelementen die bij een passing horen. De passingstolerantie is een absolute waarde zonder voorteken.

$$\begin{aligned} P_T &= P_{max} - P_{min} = (G_{GB} - G_{KA}) - (G_{KB} - G_{GA}) \\ P_T &= T_B + T_A = (ES - EI) + (es - ei) \end{aligned} \quad (2.6)$$

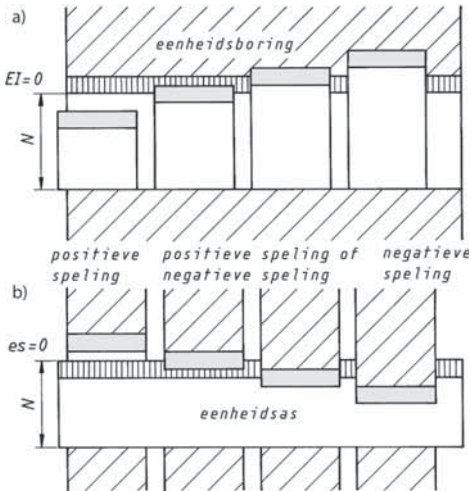


Figuur 2-8 Passingen in het stelsel van eenheidsboringen met $EI = 0$: a) passing met positieve speling, b) passing met negatieve speling

2.2.2 ISO-passingsstelsels

1 Eenheidsgatstelsel (*EB*)

Bij dit passingsstelsel wordt altijd de boring als eenheidsreferentie-element gekozen, zie **figuur 2-9a**. Omdat hierbij voor de boring de nominale maat als kleinste maat is vastgelegd, wordt het tolerantieveld van het stelsel *EB* het *H*-veld ($EI = 0$). Dit stelsel wordt bijv. toegepast bij kleine aantallen; in de algemene machinebouw, in vrachtwagens, gereedschapsmachines, elektrotechnische machines en motoren. Het *EB*-stelsel is vaak economischer dan het systeem van de eenheidsas omdat er minder gevoelige en dure fabricagegereedschappen en meetinstrumenten noodzakelijk zijn.



Figuur 2-9
Schematische voorstelling van de ISO-passingsstelsels:
a) eenheidsgatstelsel, b) eenheidsasstelsel

2 Eenheidsasstelsel (*EA*)

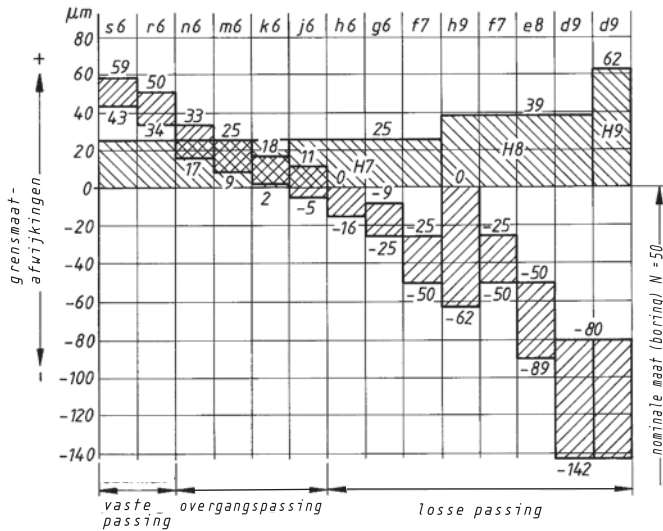
Hier vormt de as het referentie-element. Dit betekent dat de as voor iedere nominale maat de eenduidig gelijkblijvende eenheidsmaat vormt; de passingsmaat van de boring wordt, afhankelijk van het passingskarakter, groter of kleiner uitgevoerd (zie **figuur 2-9b**). Omdat bij het *EA*-stelsel voor de as de nominale maat als grootste maat is vastgelegd, wordt het tolerantieveld voor het *EA*-stelsel het *h*-veld ($es = 0$).

Een nauwkeurige begrenzing van de toepassingsgebieden van de beide stelsels bestaat niet, en evenmin een duidelijke voorkeur voor een van de beide stelsels. De keuze hangt af van de aanwezige productiemiddelen, van de te fabriceren aantallen, van de aanwezigheid van standaard componenten en vooral ook van constructieve aspecten. Een gemengde toepassing van beide passingsstelsels is vaak aan te bevelen.

2.2.3 Selectie van passingen

Om het aantal fabricage- en spanmiddelen en het aantal meetgereedschappen te beperken – dus vanwege economische redenen en een zo uniform mogelijke fabricage – moet een selectie worden gemaakt uit het grote aantal mogelijke samenvoelingen van passingsdelen met hetzelfde of een soortgelijk karakter. Zo'n selectie is in NEN-EN-ISO 286-2 opgenomen. Deze selectie is gebaseerd op praktijkervaring en wordt in **figuur 2-10** weergegeven, evenals in **tabel 2-4** en **tabel 2-5**.

Aanwijzing: bij de keuze van passingen is de constructeur dikwijls gehouden aan de in de betreffende bedrijfsnormen vastgelegde selectie. Hierin zijn voor bepaalde delen passingen aangegeven die op basis van ervaring geschikt zijn bevonden en waarvoor ook de bijbehorende productiegereedschappen en controlemiddelen aanwezig zijn.



Figuur 2-10

Selectie van een passing voor het EB-stelsel, weergegeven voor de nominale maat $N = 50$ mm

Voor in de praktijk vaak voorkomende gevallen zijn in **tabel 2-9** geschikte passingen weergegeven, die echter slechts als algemene richtlijn gebruikt mogen worden. In bijzondere gevallen, bijv. bij persverbindingen of glijlagers, moeten de passingstoleranties en daarmee de grensmaten van het uitwendige en inwendige deel afzonderlijk worden berekend.

2.2.4 Principes voor tolerantieaanduiding

Historisch gezien bestaat er een onderscheid tussen een 'oud' en 'nieuw' principe. Volgens het 'oude' tolerantieprincipe dienen vormafwijkingen van een geometrisch element binnen de maat-tolerantie te liggen. Volgens het 'nieuwe' tolerantieprincipe dient te worden voldaan aan alle afzonderlijke eisen voor de in de tekening weergegeven maat-, vorm en plaatstoleranties, tenzij er speciale correlaties vereist zijn.

Onafhankelijkheidsprincipe

NEN EN ISO 8015 regelt de samenhang tussen maattoleranties en alle vorm- en plaatstoleranties. De aangegeven toleranties dienen afzonderlijk te worden gehandhaafd en gecontroleerd. Dit is standaard vastgelegd en daarmee altijd van toepassing, tenzij anders aangegeven in de tekening. Ter informatie kan bij het titelvenster van de tekening 'Tolerantieaanduiding NEN EN ISO 8015' worden vermeld. Een eventueel gewenste speciale correlatie kan met \textcircled{M} (maximale materiaalconditie) of \textcircled{L} (minimale materiaalconditie) worden uitgedrukt. In de tekening staan alle functiebeschrijvende maat-, vorm en plaatstoleranties, ofwel afzonderlijk ofwel als verwijzing naar algemene toleranties. Het passingskarakter wordt met \textcircled{E} aangegeven. Hierdoor kan meestal eenvoudiger worden geproduceerd.

Omhuilingsprincipe

Bij cilindrische en evenwijdige vlakken voor een passing dient naast de maat-, vorm- en plaats-toleranties ook de omhuilingsconditie te worden vastgelegd. Het betreffende geometrische element mag het geometrisch ideale omhuilingsvlak (cilindervlak of tegenoverliggend evenwijdig plat vlak) met maximale materiaalmaat nergens overschrijden. Deze eis wordt uitgedrukt d.m.v. het symbool \textcircled{E} achter de maataanduiding, bijv. $\varnothing 30 \text{ } 0 / -0.03 \text{ } \textcircled{E}$.

Vóór de intrekking van DIN 7167 gold voor tekeningen zonder bijzondere aanduiding de omhuilingsconditie. Oude tekeningen die opnieuw worden gebruikt, moeten zijn voorzien van een aanduiding, bijv. 'Size ISO 14405-1 \textcircled{E} '.

Maximaal materiaalprincipe

Het maximaal materiaalprincipe (NEN EN ISO 2692) wordt ondermeer toegepast om de samenstelbaarheid van een werkstuk te waarborgen. Het toepassen van dit principe heeft als doel werkstukken optimaal passend uit te voeren bij een zo groot mogelijk gebruik van de tolerantiemogelijkheden. Volgens dit principe kan de vorm- en/of plaatstolerantie met het niet-gebruikte aandeel van de maattolerantie worden verhoogd. In de tekening wordt de vorm- of plaatstolerantie die mag worden overschreden aangeduid met het symbool \textcircled{M} .

2.2.5 Tolerantieketen

Meestal wordt bij de controle van de maatketen het minimaal-maximaalprincipe (worst case – ongunstigste geval) gebruikt. Hierbij wordt aangenomen dat alle maximale maten eenmaal en alle minimale maten eenmaal samenkomen in hun werking op de sluitmaat. Bijv. tandwielen, wentellagers en omhullingen op assen dienen dan ook vaak te worden gecontroleerd op monteerbaarheid of axiale speling, **figuur 9.30**. Met deze vereenvoudigde maat- of tolerantieketenberekening worden in feite te krappe toleranties vastgelegd. In de praktijk wordt daarom vaak gewerkt met statistische tolerantie. Hierdoor kunnen de afzonderlijke toleranties worden verhoogd en kan er voordeliger worden geproduceerd.

2.3 Oppervlaktegesteldheid

2.3.1 Vormafwijkingen

Het is productietechnisch niet mogelijk om werkstukken met een geometrisch ideaal oppervlak te vervaardigen. De door de bewerkingmethode ontstane regelmatige of onregelmatige oneffenheden worden vormafwijkingen genoemd (het totaal van alle afwijkingen van het werkelijke oppervlak ten opzichte van het geometrisch ideale oppervlak). De vormafwijkingen worden afhankelijk van het type afwijking in zes groepen verdeeld, zie **figuur 2-11**.

De vormafwijkingen van de groepen 3 tot en met 5 worden ruwheid genoemd; deze komen boven op de afwijkingen van de eerste en de tweede groep.






De oppervlakteruwheid van de componenten wordt ofwel gecontroleerd door een vergelijking op zicht en gevoel (NEN EN ISO 4288) of gemeten met een elektrische taster (NEN EN ISO 3274). De visuele controle dient uitsluitend te geven over oppervlakdefecten (scheuren, groeven, krassen). De vergelijking op zicht en/of gevoel moet worden uitgevoerd met behulp van vergelijkingsmonsters van oppervlakken.

De oppervlakteruwheid van de vormafwijking van groep 3 en 4 wordt door een profielsnede loodrecht op het geometrisch ideale oppervlak bepaald en m.b.v. verschillende meeteenheden beschreven (NEN EN ISO 4287), **figuur 2-12** en **2-13**.

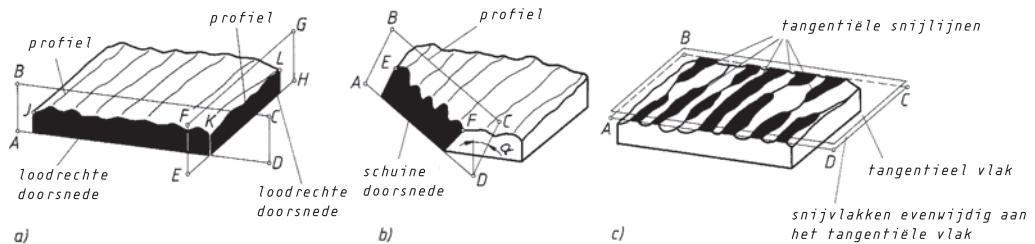
De *middellijn* deelt het ruwheidsprofiel zo in, dat de som van de vlakken met materiaal (de pieken) A_b erboven en de som van de vlakken zonder materiaal (de dalen) A_o eronder gelijk zijn, **figuur 2-13a**.

De *gemiddelde ruwheidswaarde* R_a is het rekenkundig gemiddelde van de absolute afwijkingstotalen h_i van het ruwheidsprofiel tot de middellijn binnen de meetlengte l na het uitfilteren van de golving, **figuur 2-13a**. Met R_a zijn gelijksoortige oppervlakken vergelijkbaar. R_a is relatief ongevoelig voor sterk afwijkende waarden maar doet geen uitspraak over de profielvorm.

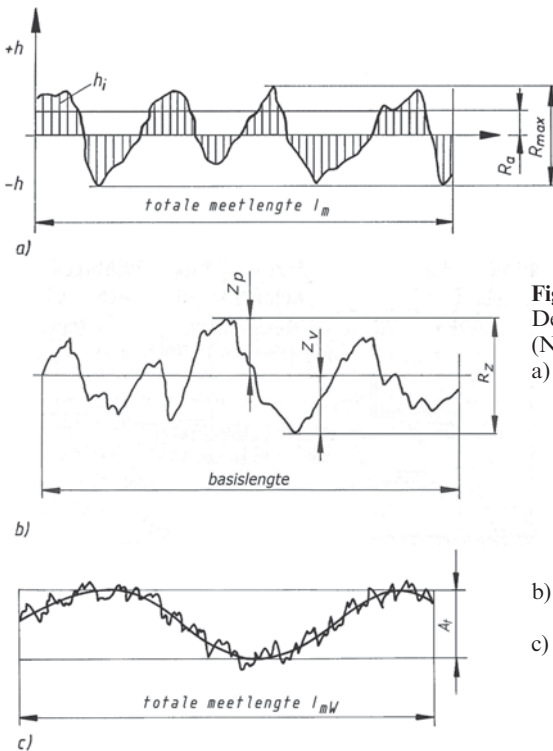
De *maximale profielhoogte* R_z is de som van de grootste profielpiekhoogte (Z_p) en de grootste profieldiepte (Z_v) binnen de basislengte. R_z kan men toepassen in alle gevallen waarbij uitschieters de functie van het werkstuk nauwelijks beïnvloeden, b.v. lager- en glijvlakken, maar zeker niet afdichtingsvlakken.

Vormafwijking (als dwarsdoorsnede overdreven weergegeven)	Voorbeelden van de soort afwijking	Voorbeelden van oorzaken van het ontstaan
1. groep: afwijkingen in de vorm 	oneffenheid coniciteit	Fouten in de geleidingen van de gereedschapsmachines, doorbuigen van machine of werkstuk, fout inklemmen van het werkstuk, hardingsvervorming, slijtage.
2. groep: golvend oppervlak 	golven	Excentrische inklemming of vormfouten van een frees, trillingen van de gereedschapsmachine of van het gereedschap.
3. groep: 	Ruwheid	groeven
4. groep: 		inkervingen rillen insnijdingen
5. groep: niet meer op eenvoudige wijze grafisch weer te geven.		textuur
6. groep: niet meer op eenvoudige wijze grafisch weer te geven	kristalrooster van materiaal	Fysische en chemische reacties in de opbouw van het materiaal, spanningen en afschuiving in het kristalrooster.
 <p style="text-align: center;">overlapping van de vormafwijkingen van de eerste tot vierde groep</p>		

Figuur 2-11 Voorbeelden van vormafwijkingen (volgens DIN 4760)



Figuur 2-12 Oppervlakedoorsneden a) dwarsdoorsnede, b) schuine doorsnede, c) tangentiële doorsnede



Figuur 2-13
Definitiegrootheden van oppervlakken
(NEN EN ISO 4287)

a) weergave van de rekenkundig gemiddelde ruwheidshoogte R_a

$$\left(\begin{aligned} \Sigma A_b &= \Sigma A_o, \quad A_g = \Sigma A_b + \Sigma A_o, \\ R_a &= \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx = \frac{A_g}{l} \end{aligned} \right)$$

b) maximale profielhoogte

c) golving W_t






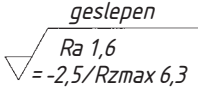
Tussen de oppervlakte-grootheden R_a en R_z bestaat geen wiskundige relatie. De R_a -waarde schommelt tussen 1/3 en 1/7 van de R_z -waarde. Zie voor richtwaarden m.b.t. een zinvolle toewijzing bij spanend vervaardigde oppervlakken van de ruwheidswaarden R_z en R_a aan ISO-tolerantieniveaus IT, **tabel 2-10**.

Naast de informatie over de oppervlakte-ruwheidshoogte kunnen voor het vastleggen van een bepaalde oppervlaktestructuur nog andere gegevens nodig zijn. Voorbeelden hiervan zijn het *materiaal-laandee* $R_{mr}(c)$ van een in diepte c in het materiaal verlopende snede, *golving* W_t van het uitgerichte en gefilterde profiel (**figuur 2-13c**), *groefrichting* etc. Dit is met name het geval wanneer er hogere eisen aan het oppervlak worden gesteld, zoals bijv. hoge specifieke belasting, hoge dichtheid of een gelijkmatige en geringe wrijving. In gevallen waarbij geen bijzondere eisen gelden, volstaat bij de tolerantieaanduiding van de ruwheid meestal een opgave van de toelaatbare ruwheidswaarde. De praktijkrichtlijn NPR 3638 (**tabel 2-11a**) geeft voor een aantal bewerkingsprocessen een indicatie van de bereikbare waarden voor R_a voor 22 bewerkingsprocessen; bijvoorbeeld voor zagen geldt $1,6 \mu\text{m} < R_a < 50 \mu\text{m}$ en voor leppen geldt $0,012 \mu\text{m} < R_a < 0,4 \mu\text{m}$.

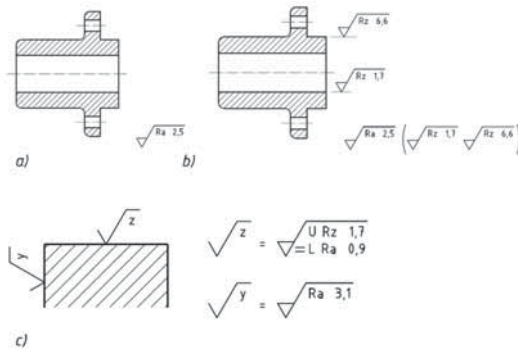
De oppervlaktekwaliteit en het gekozen maattolerantieniveau zijn nauw met elkaar verbonden. Beide moeten zinvol op elkaar zijn afgestemd.

2.3.2 Oppervlakteaanduidingen in tekeningen

De oppervlaktegesteldheid wordt volgens NEN-EN-ISO 1302 en NPR 3634, **figuur 2-14**, in technische tekeningen vastgelegd. Bij het basissymbool mogen alleen aanduidingen worden ingeschreven die vereist zijn om de oppervlakken voldoende te karakteriseren. Symbolen met aanvullende informatie moeten zo worden ingevoerd dat zij van onder en van rechts leesbaar zijn, **figuur 2-15**.

Symbool	Betekenis/verklaring
	Basissymbool. Heeft op zichzelf niet voldoende zeggingskracht en moet met extra informatie worden aangevuld. Elke productiemethode is toegestaan.
	Materiaalafname wordt voorgeschreven maar zonder nadere gegevens.
	Materiaalafname voor het bereiken van het vastgestelde oppervlak is ontoelaatbaar. Oppervlak blijft in aanleverttoestand.
	Alle 'oppervlakken rondom de omtreklijn van een werkstuk' dienen dezelfde oppervlaktegesteldheid te hebben.
	<p>Positie a tot e voor de opgave van extra eisen aan het symbool</p> <p>a: Oppervlakteparameter (getalwaarden, grenswaarden), overbrengingskarakteristiek van het filter, eisen voor afzonderlijke meettrajecten kan als een- of tweezijdige tolerantie voor de oppervlakteparameter worden aangegeven</p> <p>b: Tweede oppervlakteparameter (als onder a)</p> <p>c: Productiemethode, behandeling, dekking</p> <p>d: Oppervlaktegroeven en -afstelling, bijv. X = gekruist, M = meerdere richtingen</p> <p>e: Bewerkingstoeslag in mm.</p>
	<p>Voorbeeld voor eisen aan de oppervlakteruwheid: In de bewerking moet materiaal worden afgenomen, productiemethode: slijpen, oppervlaktegroeven ongeveer parallel ten opzichte van het projectievlak van het aanzicht. Twee eenzijdig gegeven bovengrenzen voor de oppervlakteruwheid:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Regel-overbrengingskarakteristiek (ISO 4288 en 3274), R-profiel, gemiddelde rekenkundige afwijking 1,6 µm, meetlengte van 5 afzonderlijke meettrajecten (regelwaarde), '16 %-regel' (regelwaarde). 2. Overbrengingskarakteristiek -2,5 mm (ISO 3274), grootste gemiddelde ruwheidshoogte 6,3 µm, meetlengte van 5 afzonderlijke meettrajecten (regelwaarde), 'max. regel'.

Figuur 2-14 Plaats van de aanduidingen bij het symbool van de oppervlakteruwheid volgens NEN EN ISO 1302: 2002



Figuur 2-15 Vereenvoudigde aanduiding op tekeningen

- a) bij gelijke eisen voor het merendeel van de oppervlakken
 b) aanduiding van afzonderlijke vlakken
 c) vereenvoudigde weergave van gecompliceerde ruweheidsaanduidingen

2.4 Berekeningsvoorbeelden

- **Voorbeeld 2.1:** De bovenste en onderste grensmaatafwijkingen es en ei moeten worden verkregen uit de waarden in **tabel 2-1** en **tabel 2-2** voor de tolerantieklasse g8 voor de nominale maat $N = 40$ mm. Het tolerantieveld moet in verhouding worden weergegeven.

- **Oplossing:** Volgens **tabel 2-2** wordt voor het tolerantieveld 'g' de bovenste grensmaatafwijking

$$es = -9 \mu\text{m}$$

verkregen. De onderste grensmaatafwijking wordt verkregen uit de betrekking

$$ei = es - IT$$

(zie **tabel 2-2**, voetnoot). Met de standaardtolerantie $IT = 39 \mu\text{m}$ volgens **tabel 2-1** (tolerantieniveau 8, nominale maat $N = 40$ mm) wordt daarmee de onderste grensmaatafwijking

$$ei = -9 \mu\text{m} - 39 \mu\text{m} = -48 \mu\text{m}.$$

- **Voorbeeld 2.2:** De grenspassingen P_{\max} en P_{\min} moeten, evenals de passingtolerantie P_T worden bepaald, en volgens de geldende maatstaven worden weergegeven, voor de passing H7/k6 met behulp van de waarden uit **tabel 2-1** tot en met **tabel 2-3** voor de nominale maat $N = 140$.

- **Oplossing:** De grenspassing P_{\max} wordt met vergelijking (2.5) $P_{\max} = ES - ei$ verkregen. De grensmaat van de boring wordt berekend volgens $ES = EI + IT$ (zie voetnoot 1 bij **tabel 2-3**). Met de onderste maatafwijking van de boring $EI = 0$ (plaats van het tolerantieveld H) volgens **tabel 2-3** en $IT = 40 \mu\text{m}$ (tolerantieniveau IT 7, nominale maat 120 tot 180 mm) volgens **tabel 2-1** wordt daarmee de bovenste maatafwijking voor de boring $ES = 0 + 40 \mu\text{m} = 40 \mu\text{m}$; de maatgevende grensmaatafwijking van de as wordt voor het tolerantieveld k volgens **tabel 2-2** $ei = 3 \mu\text{m}$, zodat de grenspassing $P_{\max} = 40 \mu\text{m} - 3 \mu\text{m} = 37 \mu\text{m}$ wordt. Het tolerantieveld voor de as en de boring van de passing H7/k6 is weergegeven in **figuur 2-17a**.

De grenspassing P_{\min} wordt volgens vergelijking (2.5) $P_{\min} = EI - es$. Met $EI = 0$, $ei = 3 \mu\text{m}$ (zie hierboven) en $IT = 25 \mu\text{m}$ volgens **tabel 2-1** (tolerantieniveau IT 6, nominale maat 120...180 mm) wordt volgens de voetnoot bij **tabel 2-2** de bovenste afwijking van de as $es = ei + IT = 3 \mu\text{m} + 25 \mu\text{m} = 28 \mu\text{m}$, dus $P_{\min} = 0 - 28 \mu\text{m} = -28 \mu\text{m}$.

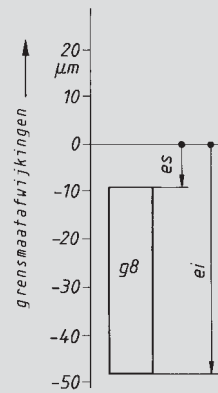
Met de grenspassingen $P_{\max} = 37 \mu\text{m}$ en $P_{\min} = -28 \mu\text{m}$ volgt de passingtolerantie volgens de vergelijking (2.6) uit

$$P_T = P_{\max} - P_{\min} = 37 \mu\text{m} - (-28 \mu\text{m}) = 65 \mu\text{m}$$

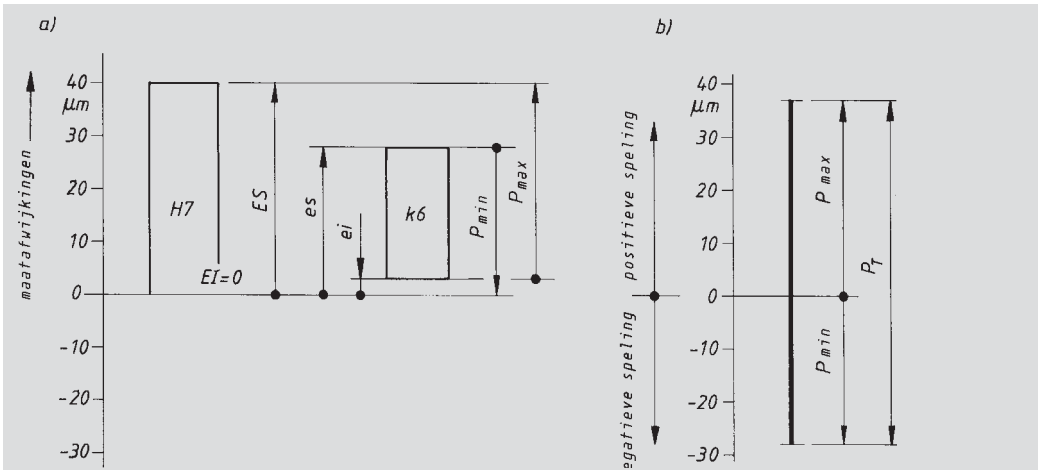
(zie **figuur 2-17b**).

Resultaat: De grenspassingen bedragen $P_{\max} = 37 \mu\text{m}$ en $P_{\min} = -28 \mu\text{m}$; de passingtolerantie $P_T = 65 \mu\text{m}$. Omdat $P_{\max} > 0$ en $P_{\min} < 0$ kan bij het samenvoegen zowel positieve als negatieve speling ontstaan. De passing H7/k6 is met andere woorden een *overgangspassing*.

Opmerking: de grensmaatafwijkingen voor boring en as kunnen ook uit **tabel 2-4** worden verkregen.



Figuur 2-16 weergave van het tolerantieveld g8 voor de nominale maat $N = 40$ mm



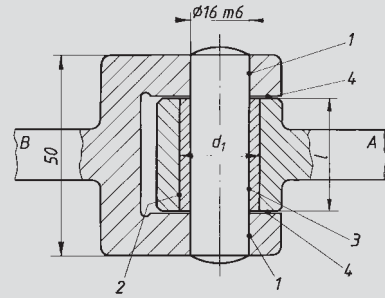
Figuur 2-17 a) Tolerantieveld van de passing H7/k6. b) weergave van de passing H7/k6 voor de nominale maat $N = 140$ mm

- **Voorbeeld 2.3:** Voor de gewrichtsverbinding tussen hefboom *A* en vork *B* (figuur 2-18) wordt een cilindrische pen $16\text{ m}6 \times 50$ voorgeschreven. De hefboom is voorzien van een glijbus en moet draaien om de in de vork vastzittende pen, met een positieve speling die overeenkomt met ongeveer H7/f7. De zijdelingse speling van de hefboom in de vork mag niet meer bedragen dan $0,1 \dots 0,2$ mm.

Nominale maat: $d_1 = 25$ mm, $l = 30$ mm.

Gevraagd worden:

- een geschikte tolerantie voor de vorkboringen (zie 1),
 - een geschikte passing tussen bus en hefboomboring (zie 2),
 - de tolerantie voor de busboring (zie 3),
 - de maattoleranties voor naaflengte en vorkbreedte (zie 4).
- **Oplossing a):** Overeenkomstig de te vervullen functie wordt de tolerantie voor de vorkboring uit tabel 2-9 verkregen, namelijk H7 (vastzittende pen).
- **Oplossing b):** De bus moet in de hefboomboring vastzitten. Een geschikte passing volgt eveneens uit tabel 2-9; gekozen wordt voor het eenheidsgatstelsel H7/r6.
- **Oplossing c):** De vast te leggen tolerantie voor de busboring wordt doelmatig aan de hand van een werktekening verkregen (zie figuur 2-19). Eerst worden de afwijkingen en de hieruit resulterende speling van de mogelijk toe te passen passing H7/f7 voor de nominale maat van 16 mm onderzocht en weergegeven (figuur 2-19a).



Figuur 2-18 Toleranties voor een hefboomscharnier

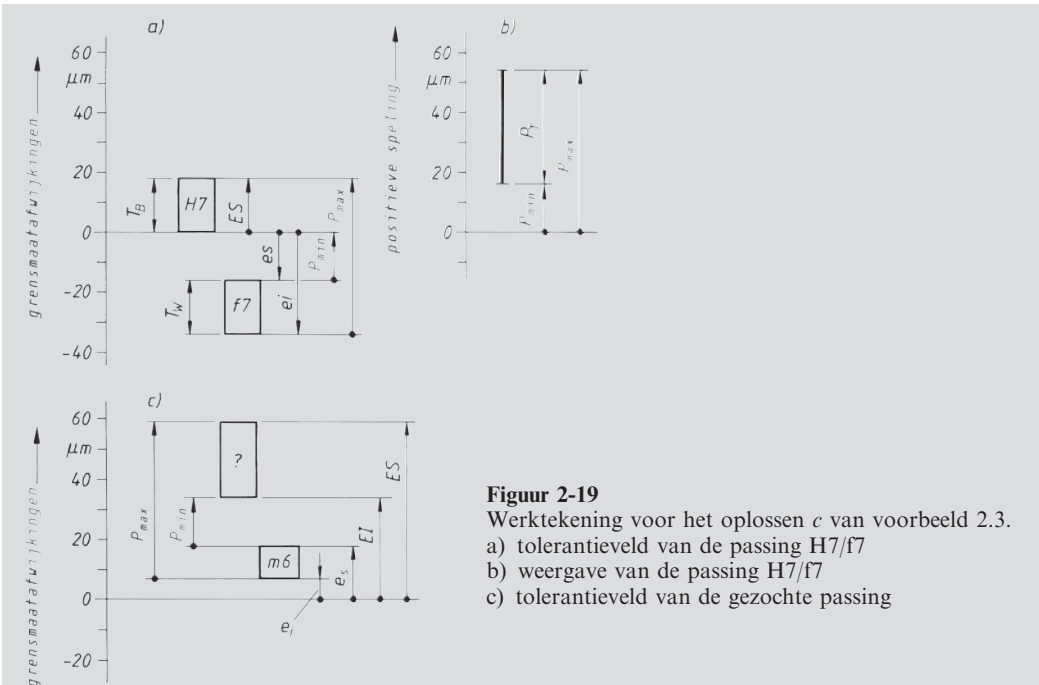
De maatafwijkingen voor de boring worden verkregen uit tabel 2-1 en tabel 2-3. Voor de nominale maat van 10 tot 18 mm voor H7 wordt $ES = 18\text{ }\mu\text{m}$ en $EI = 0$, voor f7 is $es = -16\text{ }\mu\text{m}$ en $ei = es - IT_w = -16\text{ }\mu\text{m} - 18\text{ }\mu\text{m} = -34\text{ }\mu\text{m}$ (kijk hiervoor ook naar de berekeningsvoorbeelden 2.1 en 2.2).

Hieruit volgen met de dienovereenkomstige vergelijking (2.5) de grenspassingen:

$$P_{\max} = G_{GB} - G_{KA} = ES - ei = 18\text{ }\mu\text{m} - (-34\text{ }\mu\text{m}) = 52\text{ }\mu\text{m}$$

$$P_{\min} = G_{KB} - G_{GA} = EI - es = 0 - (-16\text{ }\mu\text{m}) = 16\text{ }\mu\text{m}.$$

Met P_{\max} en P_{\min} (uit ó 16 H7/f7) wordt een overeenkomstig schema met het tolerantieveld van de pen (tolerantieniveau m6 met $ei = 7\text{ }\mu\text{m}$ en $es = 18\text{ }\mu\text{m}$) samengesteld (figuur 2-19c) en hieruit kunnen de voor de boring (bus) resulterende afwijkingen worden 'afgelezen'. Op deze wijze krijgt men voor de boring de



Figuur 2-19

Weertekening voor het oplossen c van voorbeeld 2.3.

a) tolerantieveld van de passing H7/f7

b) weergave van de passing H7/f7

c) tolerantieveld van de gezochte passing

bovenste en de onderste maatafwijking uit:

$$ES = ei + P_{\max} = 7 \mu\text{m} + 52 \mu\text{m} = 59 \mu\text{m}$$

$$EI = es + P_{\min} = 18 \mu\text{m} + 16 \mu\text{m} = 34 \mu\text{m}.$$

Voor $EI = +34 \mu\text{m}$ (gewenst) kan aan de hand van **tabel 2-3** voor de overeenkomstige nominale maat de ligging van het tolerantieveld E met de basisgrensmaatafwijking $EI' = 32 \mu\text{m}$ (werkelijk) als naastgelegen waarde worden vastgesteld, en met de standaardtolerantie voor de boring

$$IT_B = ES - EI' = +59 \mu\text{m} - 32 \mu\text{m} = +27 \mu\text{m}$$

wordt volgens **tabel 2-1** het tolerantieniveau IT 8 vastgesteld (toevallig komen bij IT_B de gewenste waarde en de werkelijke waarde overeen).

Resultaat: De busboring krijgt de **tolerantieklasse E8**.

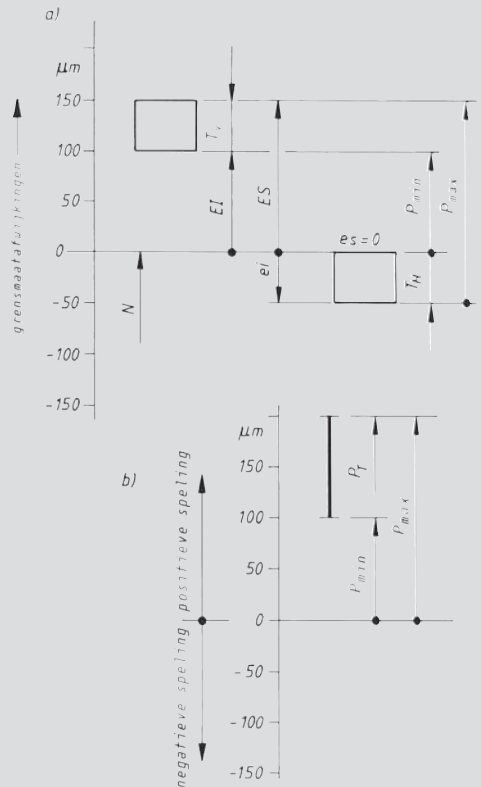
► **Oplossing d):** Ook hier worden de maattoleranties doelmatig aan de hand van een tekening (**figuur 2-20**) verkregen. Eerst worden (willekeurig) vastgelegd: nominale maat N is gelijk aan de grootste maat G_{GH} (naafbreedte van de hefboom); verder moeten de tolerantievelden voor de hefboom en de vork gelijk zijn: $T_H = T_V = P_T/2$.

Met $P_T = P_{\max} - P_{\min} = 200 \mu\text{m} - 100 \mu\text{m} = 100 \mu\text{m}$ wordt $T_H = T_V = 50 \mu\text{m}$.

Vervolgens worden in de tekening (**figuur 2-20**) alle bekende gegevens ingevoerd. Nu kan voor de hefboombreedte worden afgelezen:

$$es = 0,$$

$$ei = es - T_H = 0 - 50 \mu\text{m} = -50 \mu\text{m}$$



Figuur 2-20 Grensmaatafwijkingen van hefboom en vork

en voor de vork:

$$ES = P_{\min} + T_V = 100 \mu\text{m} + 50 \mu\text{m} = 150 \mu\text{m},$$

$$EI = P_{\min} = 100 \mu\text{m}.$$

Resultaat: De volgende afwijkingen worden verkregen:

- a) voor de hefboom: $es = 0 \text{ mm}$, $ei = -0,05 \text{ mm}$;
- b) voor de vork: $ES = 0,15 \text{ mm}$, $EI = 0,1 \text{ mm}$,

Opmerking: De oplossing is bewust met behulp van de tabellen 2-1 tot 2-3 verkregen, om daarmee namelijk een algemene oplossingsmethode aan te geven. Alternatieven voor de afwijkingen kunnen uit de tabellen 2-4 en 2-5 worden gehaald.

2.5 Literatuur

1. *Berg, S.:* Angewandte Normzahl. Gesammelte Aufsätze. Berlin: Beuth, 1949
2. DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): DIN-Taschenbücher. Berlin: Beuth, Technisches Zeichnen 1. Grundnormen. 14. Aufl. 2011 (DIN-TAB 2/1) Technisches Zeichnen 2. Mechanische Technik. 8. Aufl. 2010 (DIN-TAB 2/2)
3. DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.); Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen. 14. Aufl. Wiesbaden/Berlin: B.G. Teubner/Beuth, 2008
4. *Felber, E.; Felber, K.:* Toleranz- und Passungskunde. 13. Aufl. Leipzig: VEB, 1980
5. *Grollius, Horst-W.:* Technisches Zeichnen für Maschinenbauer. München: Hanser, 2013
6. *Henzold, G.:* Anwendung der Normen über Form- und Lagetoleranzen in der Praxis. 7. Aufl. Berlin: Beuth, 2011 (DIN-Normenheft 7)
7. *Henzold, G.:* Form und Lage. 3. Aufl. Berlin: Beuth, 2011 (Beuth-Kommentar)
8. *Hoischen/Fritz:* Technisches Zeichnen. 35. Aufl. Berlin: Cornelsen, 2016
9. *Jorden, W.:* Form- und Lagetoleranzen. 3. Aufl. München: Hanser, 2012
10. *Jorden, W.; Schütte, W.:* Form- und Lagetoleranzen. Handbuch für Studium und Praxis. 8. Aufl. München: Hanser, 2014
11. *Klein, B.:* Toleranzmanagement im Maschinen- und Fahrzeugbau. 2. Aufl. München: De Gruyter Oldenbourg 2012
12. *Kurz, U.; Wittel, H.:* Böttcher/Forberg Technisches Zeichnen. 26. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014
13. *Labisch, S.; Weber, Chr.:* Technisches Zeichnen. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
14. *Leinweber, P.:* Toleranzen und Passungen. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1948
15. *Rochusch, F.:* ISA-Toleranzen, Oberflächengüte und Bearbeitungsverfahren; in: Konstruktion 9 (1957), Heft 10
16. *Trumpold/Beck/Richter:* Toleranzsysteme und Toleranzdesign; Qualität im Austauschbau. München: Hanser, 1997
17. *Volk, R.:* Rauheitsmessung – Theorie und Praxis. 2. Aufl. Berlin: Beuth, 2012
18. *Weingraber, H. v.; Abou-Aly, M.:* Handbuch Technische Oberflächen. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1989

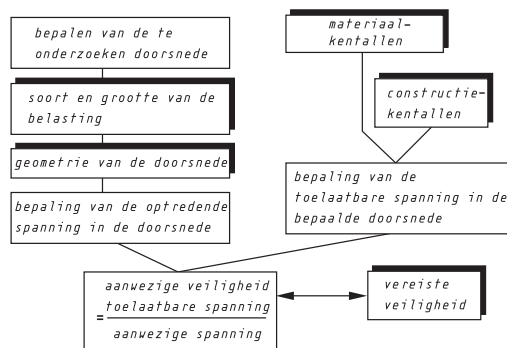
3 Sterkte en toelaatbare spanning

3.1 Algemeen

Bij de berekening en controle van de afmetingen van een onderdeel moet gegarandeerd zijn dat de optredende krachten, die het gevolg zijn van uitwendige belasting van het onderdeel, opgenomen kunnen worden met voldoende grote veiligheid tegen bezwijken van het onderdeel. De grootste spanning waaraan de de dwarsdoorsnede van een onderdeel op een bepaald moment wordt blootgesteld, mag de voor deze plaats maatgevende toelaatbare waarde (de toelaatbare spanning) niet overschrijden. Deze toelaatbare spanning is in hoofdzaak afhankelijk van het materiaal, de belasting en de belastingsoort, en van de geometrische vorm van het onderdeel. Daarnaast spelen andere invloeden een rol, bijv. de temperatuur van het onderdeel, inwendige spanningen, materiaalfouten en corrosie veroorzakende omgevingsmedia. De dimensionering van een onderdeel is vooral afhankelijk van de manier van bezwijken (het onderdeel kan de functie niet meer vervullen). In de meeste gevallen wordt het bezwijken veroorzaakt door

- ontoelaatbaar grote vervormingen,
- grensspanningsbreuk,
- duur- of vermoeiingsbreuk,
- voortgaande scheurvorming (breukmechanica),
- instabiliteit (bijv. knikken, bollen),
- mechanische slijtage (bijv. slijten, slijpen),
- chemische aantasting (bijv. corrosie).

Als meerdere van de genoemde oorzaken voor het bezwijken van een onderdeel in aanmerking komen, dan moet iedere mogelijkheid worden gecontroleerd. De meest ongunstige omstandigheden dienen vervolgens ten grondslag te liggen aan de constructie van het onderdeel. De sterkteberekening (vloeien, grensspannings-, duur- en vermoeiingsbreuk) kan volgens **figuur 3-1** worden uitgevoerd.

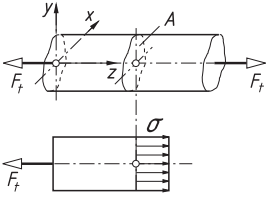
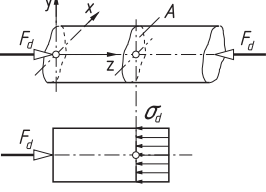
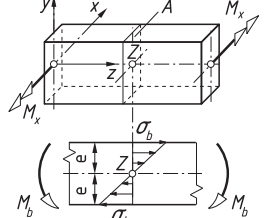
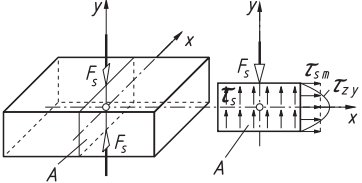
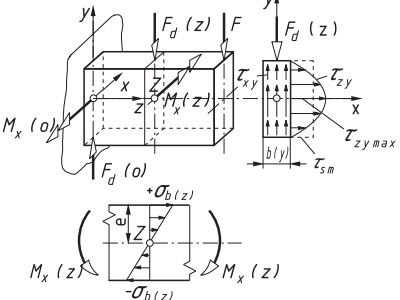
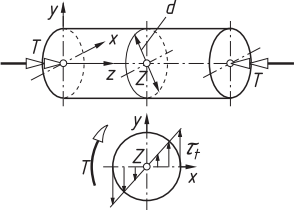


Figuur 3-1 Algemene sterktebepaling (rekenalgoritme)

3.2 Belasting en belastingssoorten¹⁾

Tijdens het gebruik oefenen gewenste en ongewenste belastingen invloed uit op het onderdeel. Gewenste belastingen dienen ter vervulling van de geplande functie van het onderdeel, terwijl de niet-gewenste belastingen meestal het resultaat zijn van ongewenste processen (bijv. trillingen, belastingsschokken, inwendige spanningen). Afhankelijk van het effect van de uitwendige krachten en momenten die inwerken op een onderdeel worden de in de doorsnede van het onderdeel

¹⁾ Het begrip 'belasting' duidt zowel op krachten en momenten die van buitenaf werken als op krachten en momenten die van binnenuit werken met de daaruit resulterende spanningen.

Aard van belasting		Benaming						
Normaalbelasting	<p>Trek</p> 	<p>– Trekspanning</p> $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$						
	<p>Druk</p> 	<p>– Drukspanning</p> $\sigma_d = \frac{F_d}{A}$						
	<p>Buiging</p> 	<p>– Buigspanning</p> $\sigma_b = \frac{M_b}{W_x}$ $W_x = \frac{I_x}{e}$						
Tangentele belasting	<p>Afschuiving</p> 	<p>– Schuifspanning</p> $\tau_{sm} = \frac{F_s}{A} \quad \tau_{zy \max} = k_s \tau_s$ <table border="1" data-bbox="757 1019 1101 1092"> <thead> <tr> <th>Doorsnede</th> <th>Rechthoek</th> <th>Cirkel</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>k_s</td> <td>3/2</td> <td>4/3</td> </tr> </tbody> </table>	Doorsnede	Rechthoek	Cirkel	k_s	3/2	4/3
	Doorsnede	Rechthoek	Cirkel					
	k_s	3/2	4/3					
<p>(Buiging met afschuiving)</p> 	<p>– Doorsnede</p> $\tau_{zy} = \frac{F_d(z) \cdot H_x(y)}{I_x \cdot b(y)}$ <p>met $H_x(y) = \int_A y \cdot dA$ resp. $\sum y_{Zi} \cdot A_i$</p> $I_x = \int_A y^2 \cdot dA$							
<p>Torsie</p> 	<p>– Torsiespanning</p> $\tau_t = \frac{T}{W_p}$							

Figuur 3-2 Basisbelastingsoorten en bijbehorende basisspanningen

veroorzaakte, inwendige kracht- en momentwerkingen onderscheiden in normaalkrachten F_N en dwarskrachten F_Q , buigmomenten M en torsiemomenten T . Deze resulteren in de belastingssoorten trek, druk, afschuiving, buiging en torsie met bijbehorende basisspanningen (zie **figuur 3-2**). Basispanningen loodrecht op een doorsnede worden aangeduid als normaalspanning (trek-, druk-, buigspanning) en in het vlak van een doorsnede als tangentialspanning (schuif-, torsiespanning). Behalve deze basisbelastingsoorten worden nog onderscheiden: bolling, indeuking en knik als bijzonder geval van drukbelasting, en oppervlaktedruk, als belasting van de contactvlakken bij twee op elkaar gedrukte voorwerpen. Als twee of meer belastingssoorten gelijktijdig optreden, bijv. trek en buiging of buiging en torsie, spreekt men van een *samengestelde belasting*. Deze ligt bij gelijke spanningssoorten (alleen normaal- of tangentialspanningen zie **figuur 3-2**) als *resulterende spanning* σ_{res} of τ_{res} ((Gl. 3.1) in **figuur 3-3**) aan de berekening ten grondslag, en bij ongelijke spanningssoorten als *vergelijkspanning* σ_v ¹⁾. Dit is afhankelijk van de doorslaggevende sterktehypothese voor ductiele²⁾ (taaie) of brosse³⁾ materialen. Uit de veelheid aan sterktehypotesen zijn voor praktische sterkteberekeningen betrouwbaar (zonder alle tot nu toe bekende beproevingsresultaten bij algemene trilbelasting voldoende precies te beschrijven):

- de *normaalspanningshypothese* (NH) voor brosse materialen ($\sigma_{grens}/\tau_{grens} = 1$)⁴⁾. Deze veronderstelt dat de breuk loodrecht op de richting van de grootste normaalspanning plaatsvindt. Als deze spanning de treksterkte van het materiaal (R_m) overschrijdt, treedt breuk op.
- de *hypothese voor de vormveranderingsenergie* (VEH) voor ductiele materialen ($\sigma_{grens}/\tau_{grens} = 1,73$). Hierbij is het criterium: de energie die opgeslagen is bij de vervorming van een elastisch lichaam. Als deze energie een materiaalafhankelijke grenswaarde overschrijdt, bezwijkt het onderdeel als gevolg van de plastische vormverandering. Deze hypothese vertoont de meeste overeenkomsten met de beproevingsresultaten.
- de *schuifspanningshypothese* (SH) voor ductiele materialen met een uitgesproken rekgrens (taaie staalsoorten, $\sigma_{grens}/\tau_{grens} = 2$). Volgens deze hypothese is het overschrijden van de afschuifweerstand door de grootste optredende schuifspanning maatgevend voor het bezwijken van het materiaal.

Voor het in de werktuigbouw veelvoorkomende geval van belasting door buiging (soms trek/druk) en wringing (torsie) nemen de hypothesen de vorm aan van de vergelijkingen (3.2) en (3.3), in **figuur 3-3**.

Behalve de belastingssoort is ook het *tijdsafhankelijke verloop* van de optredende belasting van belang. Afhankelijk van de tijdsafhankelijke belastingschommelingen wordt in principe onderscheid gemaakt tussen het dynamische en het statische verloop van de belasting (variabele belasting). Terwijl het statische verloop idealiter tijdsafhankelijk is (zie **figuur 3-4**), is het dynamische verloop in het algemeen tijdsafhankelijk. De wisselende belasting is een bijzonder geval van dynamisch verloop, met een periodieke herhaling na een bepaalde tijd; de periodetijd (zie **figuur 3-5**). Voor de bepaling van de sterkte wordt vaak uit het algemene verloop van de belasting (zie **figuur 3-5a**) het periodieke (geïdealiseerde) belastingsverloop afgeleid.

Voor de beschrijving van het verloop van de belasting wordt uitgegaan van een *trillingsmodel*, dat beschreven wordt aan de hand van de volgende kenmerken (zie **figuur 3-6**): gemiddelde spanning σ_m , bovenste spanning σ_b (maximale spanning σ_{max}), onderste spanning σ_o (minimale spanning σ_{min}), spanningsamplitude σ_a . Twee van deze kenmerken zijn voldoende om het dynamische verloop weer te geven (zie **figuur 3-6**). Op deze manier ontstaan de volgende verbanden:

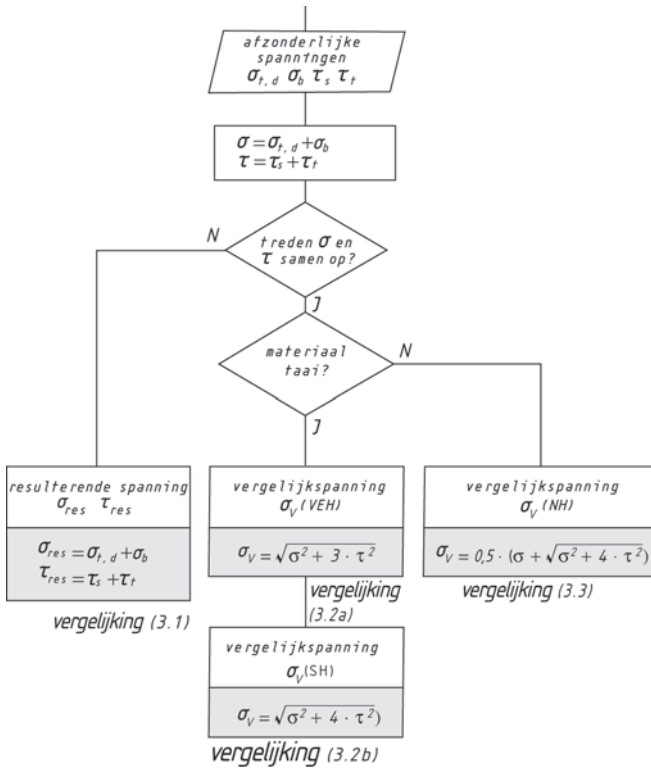
<i>spanningsamplitude</i>	$\sigma_a = \sigma_b - \sigma_o$	(3.4)
of	$\sigma_a = (\sigma_b - \sigma_o)/2$	
<i>gemiddelde spanning</i>	$\sigma_m = (\sigma_b + \sigma_o)/2$	
<i>spanningsverhouding</i>	$\kappa = \sigma_o/\sigma_b$	

¹⁾ Vergelijkbare normaalspanning met hetzelfde effect als normaal- en schuifspanning samen.

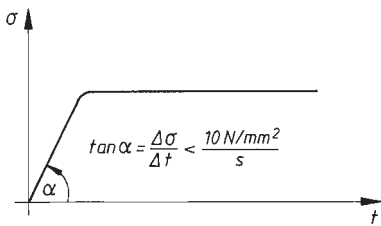
²⁾ Kenmerkend voor ductiele materialen is dat ze naast een elastische vervorming vooral een grote plastische vervorming ondergaan voordat breuk optreedt (bijv. constructiestaal).

³⁾ Brosse materialen vervormen tot aan de breuk slechts elastisch (bijv. glas, grijs gietijzer).

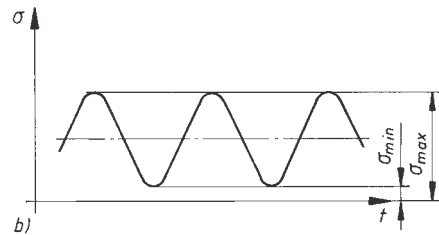
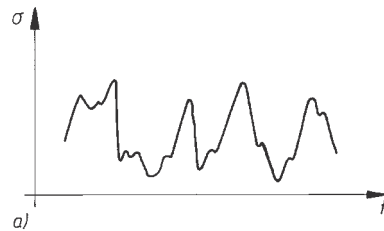
⁴⁾ σ_{grens} normaalspanning (τ_{grens} schuifspanning), waarbij een materiaal in eenassige spanningstoestand (eenassige afschuifproef) bezwijkt; materiaalconstante.



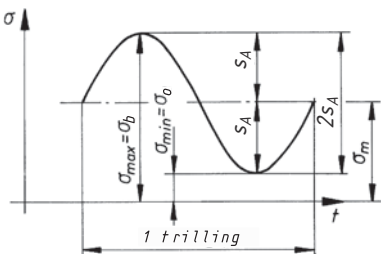
Figuur 3-3
Vorming van samengestelde spanningen bij staafvormige onderdelen



Figuur 3-4 Tijdsafhankelijk verloop van de statische belasting



Figuur 3-5 Tijdsafhankelijk verloop.
a) algemene dynamische belasting
b) geïdealiseerde dynamische belasting



Figuur 3-6 Kengetallen voor een trilling

tijdsafhankelijk verloop				
statisch	dynamisch zwellend		dynamisch wisselend	
geval I	algemeen	geval II	algemeen	geval III
$\kappa = 1$	$1 > \kappa \geq 0$	$\kappa = 0$	$0 > \kappa \geq -1$	$\kappa = -1$
grootheden				
$\sigma_a = 0$ $\sigma_b = \sigma_\theta = \sigma_m$ $\sigma = \text{const.}$	$\sigma_\theta > 0$ $\sigma_b = \sigma_\theta + 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_\theta + \sigma_a$	$\sigma_\theta = 0$ $\sigma_b = 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_b/2$	$\sigma_m > 0$ $\sigma_b = \sigma_m + \sigma_a$ $\sigma_\theta = \sigma_m - \sigma_a$	$\sigma_m = 0$ $ \sigma_b = \sigma_\theta = \sigma_a $ $\sigma_\theta = -\sigma_a$

Figuur 3-7 Tijdsafhankelijk verloop van de belasting¹⁾

Ook de ligging van de trilling met betrekking tot de nullijn is van belang voor een eenduidig oordeel over het verloop van de belasting (zie **figuur 3-7**). Belastingen waarvan de amplitudes door de nullijn lopen ($0 > \kappa \geq -1$), worden *wisselbelastingen* genoemd (de zuivere wisselbelasting kenmerkt zich door $\sigma_m = 0$ resp. $\kappa = -1$). Belastingen die uitsluitend in het positieve of in het negatieve gebied fluctueren ($1 > \kappa \geq 0$), worden *zwellbelastingen* genoemd (zuivere zwellbelasting kenmerkt zich door $\sigma_m = \sigma_b/2$ of $\kappa = 0$).

Omdat bij een samengestelde belasting σ en τ vaak een verschillend tijdsafhankelijk verloop hebben (bijv. σ_b van geval III en τ_t van geval II), zie **figuur 3-7**, kan voor eenvoudigere berekeningen met de belastingsverhouding α_0 de torsiespanning τ_t naar het geval voor de buigspanning σ_b 'omgerekend' worden. De belastingsverhouding α_0 voor dit geval is:

$$\alpha_0 = \sigma_{\text{grens}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{grens}}) = \bar{\sigma} / (\varphi \cdot \bar{\tau})$$

Daarmee wordt de vergelijkspanning (zie ook vergelijking (3.2) en (3.3)).

$$\begin{array}{l} \text{VEH} \quad \sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \left(\frac{\bar{\sigma}}{\varphi \cdot \bar{\tau}} \cdot \tau_t \right)^2} \\ \text{NH} \quad \sigma_v = 0,5 \cdot \left[\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \right] = 0,5 \cdot \left[\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \left(\frac{\bar{\sigma}}{\varphi \cdot \bar{\tau}} \cdot \tau_t \right)^2} \right] \end{array} \quad (3.5)^2$$

Het gelijktijdig voorkomen van buiging en torsie is het meest voorkomende belastingsgeval. Voor staal geldt:

$$\begin{array}{l} \alpha_0 = \bar{\sigma} / (\varphi \cdot \bar{\tau}) \approx 0,7 \quad \text{bij buiging III, torsie I (II)} \\ \alpha_0 = \bar{\sigma} / (\varphi \cdot \bar{\tau}) \approx 1,0 \quad \text{bij buiging en torsie I (resp. II of III)} \\ \alpha_0 = \bar{\sigma} / (\varphi \cdot \bar{\tau}) \approx 1,5 \quad \text{bij buiging I (II), torsie III} \end{array}$$

Om spanningen in een constructie-element ten gevolge van de uitwendige belastingen zo waarheidsgetrouw mogelijk te berekenen, moeten, naast het geïdealiseerde statische en dynamische verloop van de uitwendige belasting, ook de onregelmatige schommelingen in de uitwendige be-

¹⁾ Julius Carl von Bach (1847–1931) voerde de gevallen I, II en III in om belastingssoorten aan te duiden.

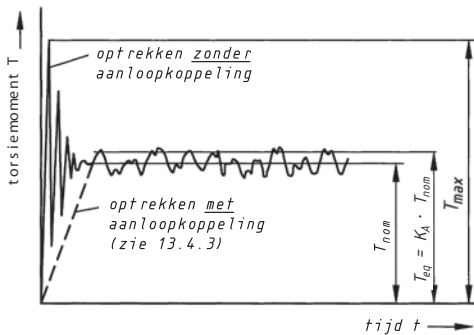
²⁾ De factor $\varphi = 1,73$ (VEH) resp. $\varphi = 1$ (NH)

lasting in de berekening worden meegenomen. Van belang hierbij is het onderscheid tussen extra dynamische belastingen die permanent optreden en afzonderlijke, zelden voorkomende belastingspieken (zie **figuur 3-8**).

Proeftechnisch is het bepalen van de permanent optredende extra belastingen zeer omslachtig. Daarom wordt voor de dynamische sterktecontrole in het algemeen gebruikgemaakt van bedrijfsfactoren die uitgaan van ervaringscijfers, bijv. de toepassingsfactor (of bedrijfsfactor) K_A . Deze is sterk afhankelijk van het speciale toepassingsgebied, d.w.z. de betreffende combinatie van de aandrijvings- en aangedreven machine en de bedrijfsomstandigheden (zie **tabel 3-5**). Met de toepassingsfactor K_A worden *equivalente vervangingsbelastingen* gevormd die als basis dienen voor de berekening van de dynamische sterkte en die dezelfde uitwerking op het constructiedeel hebben als het reële verloop van de belasting (bijv. het *equivalente draaimoment* T_{eq} en de *equivalente kracht* F_{eq}):

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{nom} \quad \text{resp.} \quad F_{eq} = K_A \cdot F_{nom} \quad (3.6)$$

Op zichzelf staande, zelden optredende belastingspieken, die een veelvoud van de nominale belasting kunnen bedragen, vallen niet onder de bedrijfsfactoren, omdat deze slechts betrekking hebben op een gemiddelde toename van de dynamische belasting. Bovendien zijn deze belastingspieken het resultaat van bijzondere (op zichzelf staande) gebeurtenissen (bijv. startbelastingen, kortsluit- en losbreekmomenten), die hiermee praktisch geen invloed hebben op de bepaling van de dynamische sterkte. Daarom is het bij de dynamische belasting vaak noodzakelijk om, naast de dynamische sterkteberekening (uitgevoerd met de equivalente vervangingsbelastingen), ook een statische sterkteberekening voor de belastingspieken uit te voeren (bijv. het *maximale piekmoment* T_{max} of de *maximale piekkracht* F_{max}), zie **figuur 3-8**.



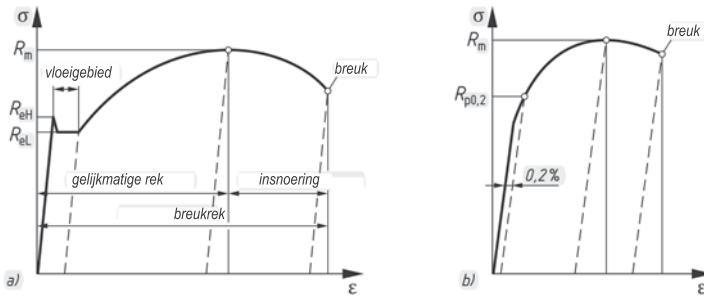
Figuur 3-8
Tijdsafhankelijk verloop van het torsiemoment van de aandrijf-as van een werktuig (schematisch)

Omdat er geen algemeen geldende factoren bestaan om de belastingspieken af te wegen, kan vereenvoudigd het product van de bedrijfsfactor K_A en de nominale belasting gebruikt worden voor de statische controleberekeningen. In ieder geval moet er dan rekening mee worden gehouden dat er al meer en hogere dynamische belastingen zijn, wat betekent dat de minimale veiligheidswaarde overeenkomstig moet worden aangepast.

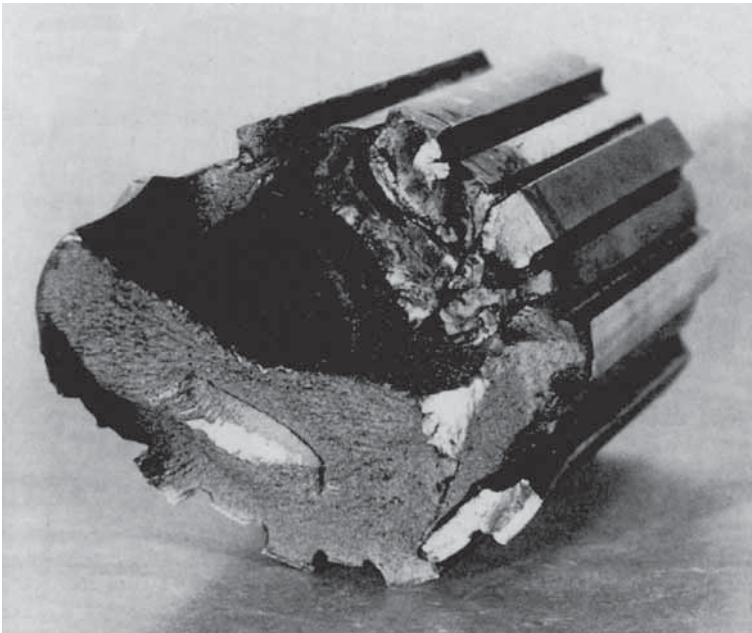
3.3 Materiaalgedrag, sterktegrootheden

3.3.1 Statische sterkte (materiaalkentallen)

De basis voor de bepaling van toelaatbare materiaalwaarden en de veiligheid van een constructiedeel wordt gevormd door kennis van het gedrag van materialen onder belasting. Statische kortstondige belasting kan aan de hand van trekproeven beschreven worden. In **figuur 3-9** is het gedrag van de belaste gladde proefstaaf ten aanzien van de elastische en plastische vervorming en de statische grensspanningsbreuk weergegeven.



Figuur 3-9 Spannings-rekdiagram (schematisch)
 a) voor staal met een duidelijke vloeigrens
 b) voor staal zonder een duidelijke vloeigrens



Figuur 3-10 Grensspanningsbreuk van een speias

Zuiver elastische vervorming van de proefstaaf kan tot aan het bereiken van de elasticiteitsgrens σ_E beneden de vloeigrens R_e (resp. voor materialen zonder duidelijke vloeigrens beneden de 0,2-rek grens $R_{p0,2}$) worden vastgesteld (geldigheid wet van Hooke). Boven de σ_E -grens komen naast elastische ook plastische vormveranderingen voor. Bij toenemende rek bereikt de spanning de maximale waarde R_m , vervolgens daalt bij toenemende insnoering de op de oorspronkelijke doorsnede betrokken spanning, totdat statische grensspanningsbreuk optreedt. Grensspanningsbreuk van onderdelen is bij de meeste materialen te herkennen aan de ruwe, fijn- tot grofkorrelige, ongelijkmatige breukvlakken (zie **figuur 3-10**).

In het toepassingsgebied van de werktuigbouw zijn de treksterkte R_{mN} en de vloeigrens R_{eN} of de $R_{p0,2N}$ -grens (in het vervolg R_{pN} genoemd) van de gladde proefstaaf als rekengrootheden het

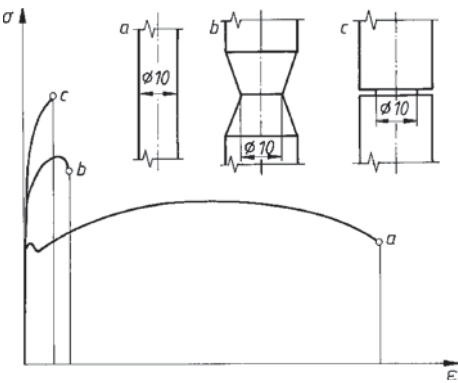
meest bekend. Hieraan gerelateerd zijn weer de bijbehorende sterktewaarden voor trek/druk en afschuiving. Zie **tabel 1-1** en **1-2**¹ R_{mN} en R_{pN} .

Als de afmetingen van een onderdeel afwijken van de normale afmetingen, dan moet met een zogenaamde technologische groottefactor K_t de treksterkte en rekgrens R_{mN} resp. R_{pN} van het onderdeel bepaald worden. Deze factor houdt rekening met de afname van de sterkte bij toenemende grootte (zie 3.5.1-3.). Voor het onderdeel is dan:

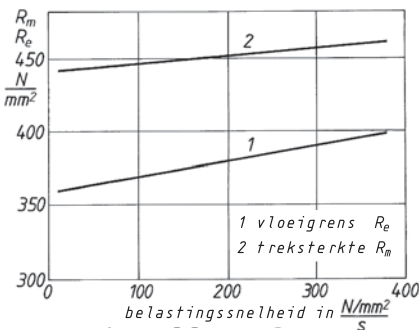
$$\begin{aligned} R_m &= K_t \cdot R_{mN} \\ R_p &= K_t \cdot R_{pN} \end{aligned} \tag{3.7}$$

- K_t technologische groottefactor voor treksterkte of rekgrens, zie **tabel 3-11a** en **b**
- Let op:* voor sommige materialen is K_t verschillend voor treksterkte en rekgrens!
- R_{mN} , R_{pN} treksterkte resp. rekgrens (normwaarden) voor de normdiameter (diameter d_N); zie **tabel 1-1** en **tabel 1-2**

Naast de grootte heeft ook de uitwendige vorm van de proefstaaf invloed op het spannings-rekverloop. Zo is voor een gekerfde ronde proefstaaf, onder overigens gelijke omstandigheden, bij trek/druk en buiging een toename meetbaar van de sterkte bij gelijktijdige afname van de rek (zie **figuur 3-11**). Dit is te verklaren met behulp van de meerassige spanningstoestand in de bodem van de kerf.

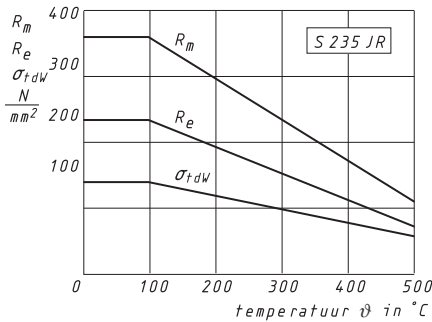


Figuur 3-11
Spannings-rekverloop voor verschillend scherp gekerfde proefstaven (schematisch)



Figuur 3-12
Invloed van de belastingssnelheid $\Delta\sigma/\Delta t$ op de vloeigrens en treksterkte van een staalsoort (schematisch)

¹⁾ De index N staat voor waarden gemeten aan genormaliseerde proefstaven. 97,5% van alle proefstaven haalde minimaal deze waarden.



Figuur 3-13

Invloed van de temperatuur op treksterkte, vloeigrens en trek-wisselsterkte bij kortdurende belasting van ongelegeerd staal

Voor een juist oordeel over het gedrag van een materiaal onder statische belasting moet rekening worden gehouden met overige invloedsfactoren, zoals de *belastingssnelheid*, de *temperatuur*, de *anisotropie*¹⁾ en de *belastingstijd*. Proeven hebben bijv. uitgewezen dat bij toenemende belastingssnelheid zowel de treksterkte als de vloeigrens toeneemt, zie **figuur 3-12**. Bij verhoogde temperatuur en bij langere belastingstijd neemt de rek toe (kruipneiging) en de treksterkte en de vloeigrens dalen, zie **figuur 3-13**. Bij lage temperaturen zijn R_m en R_p groter dan bij kamertemperatuur, het vermogen tot vervorming is echter bij veel materialen merkbaar kleiner.

Soort belasting	Benaming	Symbol	Vervangingswaarde bij staal	Berekening op
trek	rekgrens (vloeigrens)	R_e	—	vervorming
	0,2%-rekgrens	$R_{p0,2}$	—	vervorming
	treksterkte	R_m ¹⁾	—	breuk
druk	stuikgrens (druk vloeigrens)	R_{ed}	$= f_{\sigma} \cdot R_e$ ²⁾	vervorming
	0,2%-stuikgrens	$\sigma_{d0,2}$	$= f_{\sigma} \cdot R_{p0,2}$	vervorming
	druksterkte	σ_{dB}	$= f_{\sigma} \cdot R_m$	breuk
buiging	buigvloeigrens	σ_{bV}	$\approx (1 \dots 1,3) R_e$ ³⁾	vervorming
	0,2%-buigrekgrens	$\sigma_{b0,2}$	$\approx (1 \dots 1,3) R_{p0,2}$	vervorming
	buigsterkte	σ_{bB}	$\approx R_m$	breuk
torsie	torsievloeigrens	τ_{tV}	$\approx (1 \dots 1,2) f_{\tau} \cdot R_e$ ²⁾³⁾	vervorming
	0,4%-torsierekgrens	$\tau_{t0,4}$	$\approx (1 \dots 1,2) f_{\tau} \cdot R_{p0,2}$	vervorming
	torsiesterkte	τ_{tB}	$\approx f_{\tau} \cdot R_m$	breuk
afschuiving	schuifvloeigrens	τ_{sV}	$= f_{\tau} \cdot R_e$ ²⁾	vervorming
	schuifsterkte	τ_{sB}	$= f_{\tau} \cdot R_m$	breuk

¹⁾ Is alleen de brinellhardheid H_{HB} bekend, dan kan worden gesteld $R_m \approx 3,6H_{HB}$ bij C-staal en C-gietstaal (geldig voor $R_m \leq 1300 \text{ N/mm}^2$), $R_m \approx 1,0H_{HB}$ bij grijs gietijzer.

²⁾ De factoren f_{σ} en f_{τ} zijn te vinden in **tabel 3-2**.

³⁾ Voor buiging en torsie zijn de sterktes afhankelijk van het spanningsverloop en daarom zijn het eigenlijk geen echte materiaalsterktes. Bij kleinere diameters van onderdelen ontstaan grotere sterkte-waarden omdat het spanningsverloop en daarmee de statische ondersteuning groter is. Bij benadering kan volgens DIN 743 voor ductiele ronde staven van staal gesteld worden: $\sigma_{bV} \approx 1,2(1,2) \cdot R_p$; $\tau_{tV} \approx 1,2(1,1) \cdot R_p/\sqrt{3}$ (Waarden tussen haakjes voor materialen met harde buitenlaag.)

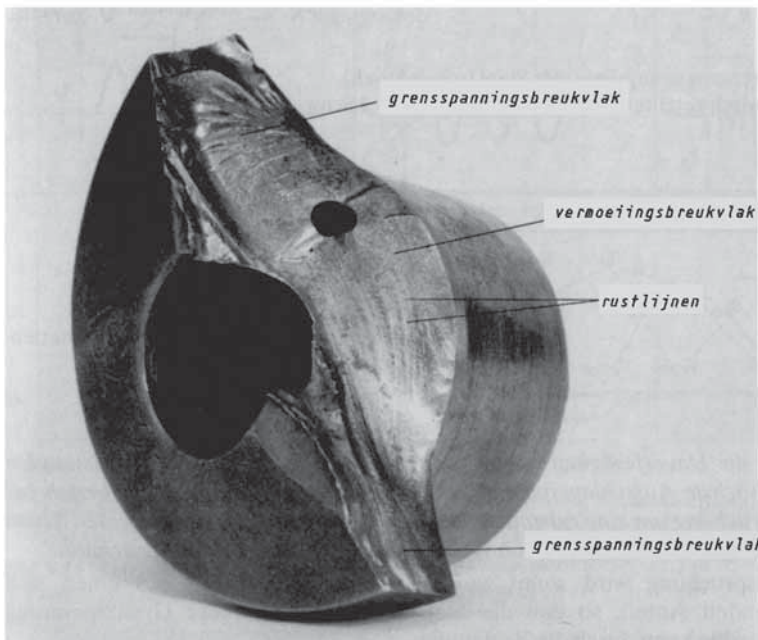
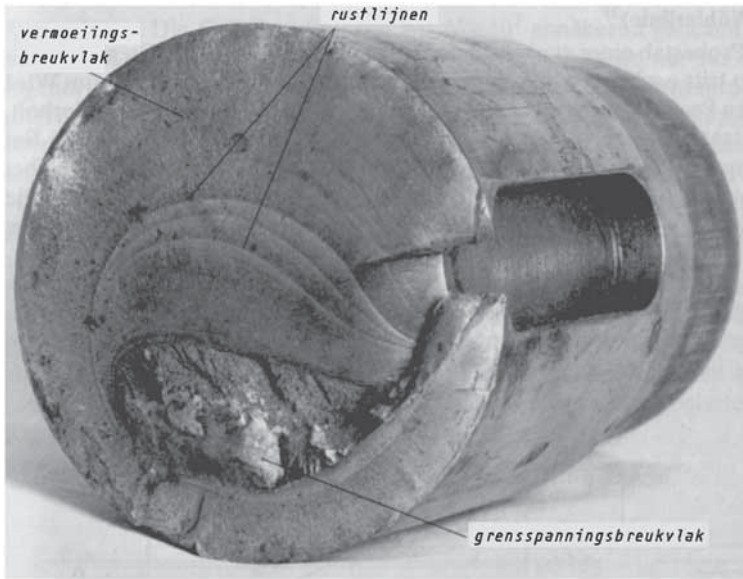
Figuur 3-14 Statische materiaalwaarden bij kamertemperatuur

¹⁾ Anisotropie betekent dat de materiaaleigenschappen van gewalste en gesmede constructiedelen afhankelijk zijn van de richting waarin ze gewalst resp. gesmeed zijn.

Bij langdurige statische belasting treden elastische en plastische vervorming, maar ook statische grensspanningsbreuk op. Zie **figuur 3-14** voor statische sterktewaarden.

3.3.2 Dynamische sterkte (materiaalwaarden)

Het gedrag van materialen bij trilbelasting wordt bepaald door de *werkelijke* spanningsverdeling in de dwarsdoorsnede van een onderdeel. Door voortdurend te sterke spanningsverhogingen als gevolg van geometrische en/of metallurgische kerfjes wordt geleidelijke vermoeing van het materiaal veroorzaakt op grond van een ongelijkmatige spanningsverdeling over de inwendige of uitwendige



Figuur 3-15
Vermoeingsbreuk.
a) van een rondselas,
b) van een krukas

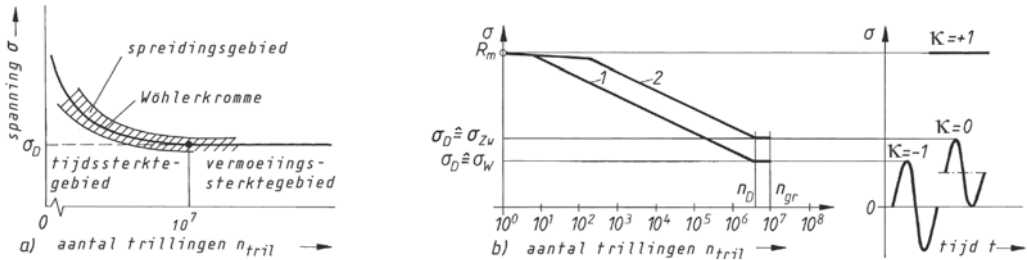
kerf. De scheurweerstand van het materiaal is dan te laag voor de spanningspieken. Dit resulteert in microscheuren, de uiteindelijke oorzaak van vermoeingsbreuk. Dit proces is vaak aan de zogenoemde rustlijnen op de vermoeingsbreukvlakken te herkennen, want vanuit de microscheuren plant de scheurvorming zich voort bij elke hogere belastingspiek. De uiteindelijke breuk vindt ten slotte plaats als grensspanningsbreuk van de restdoorsnede. In tegenstelling tot grensspanningsbreuk is vermoeingsbreuk te herkennen aan de meestal vlakke, gladde, blanke en van rustlijnen voorziene breukvlakken, zie **figuur 3-15**.

Ter voorkoming van vermoeingsbreuk is voor meer exacte berekeningen kennis van de trilsterkte van het constructiemateriaal onontbeerlijk. Afhankelijk van de belasting en het aantal belastingswisselingen wordt onderscheid gemaakt tussen *vermoeings-, tijd- en bedrijfssterkte*.

1. Grensspanningslijn (Wöhlerkromme)¹⁾

Vermoeingssterkte: Als een proefstaaf wordt onderworpen aan een aanvankelijk hoge trillbelasting, bijv. buigwisselbelasting, dan treedt na een aantal trillingen N breuk op. Als deze proef met andere, soortgelijke proefstaven bij steeds lagere belasting wordt herhaald, wordt een steeds groter aantal wisselingen bereikt voordat breuk optreedt. Bij voldoende lage belasting wordt uiteindelijk een grenswaarde N_{gr} (bij staal ongeveer 10^7 wisselingen) bereikt, waarbij ook na voortzetting van de belasting geen breuk meer optreedt. De spanning die bij deze belasting werkt, wordt de *vermoeingssterkte* $\sigma_D(\tau_D)$ van het materiaal genoemd, zie **figuur 3-16**.

Afhankelijk van de belastingssoort waarvoor de waarden van de vermoeingssterkte bepaald zijn, worden als meest belangrijke vermoeingssterktebegrippen onderscheiden: *zweelsterkte* (Index Z_w) voor de spanningsverhouding $\kappa = 0$, de *wisselsterkte* (Index W) voor $\kappa = -1$ en verder afhankelijk van de soort belasting die optreedt, de *trekzweelsterkte* σ_{tZ_w} , de *buigwisselsterkte* σ_{bW} etc., zie **figuur 3-17**.



Figuur 3-16 Wöhlerkromme (grensspanningslijn) voor staal (schematisch). a) in lineaire, b) in logaritmische verdeling: **1** wisselsterkte, **2** zweelsterkte

	<i>vermoeingssterkte, waarbij onderscheid is gemaakt naar:</i>			
<i>spanning</i>	σ_D τ_D			
<i>belastingssoort</i>	σ_{tD}	σ_{dD}	σ_{bD}	τ_{tD}
<i>tijdsafhankelijk verloop (van de belasting)</i>	σ_{tZ_w} $\sigma_{t, dW}$	σ_{dZ_w}	σ_{bZ_w} σ_{bW}	τ_{tZ_w} τ_{tW}

Figuur 3-17 Soorten vermoeingssterkte

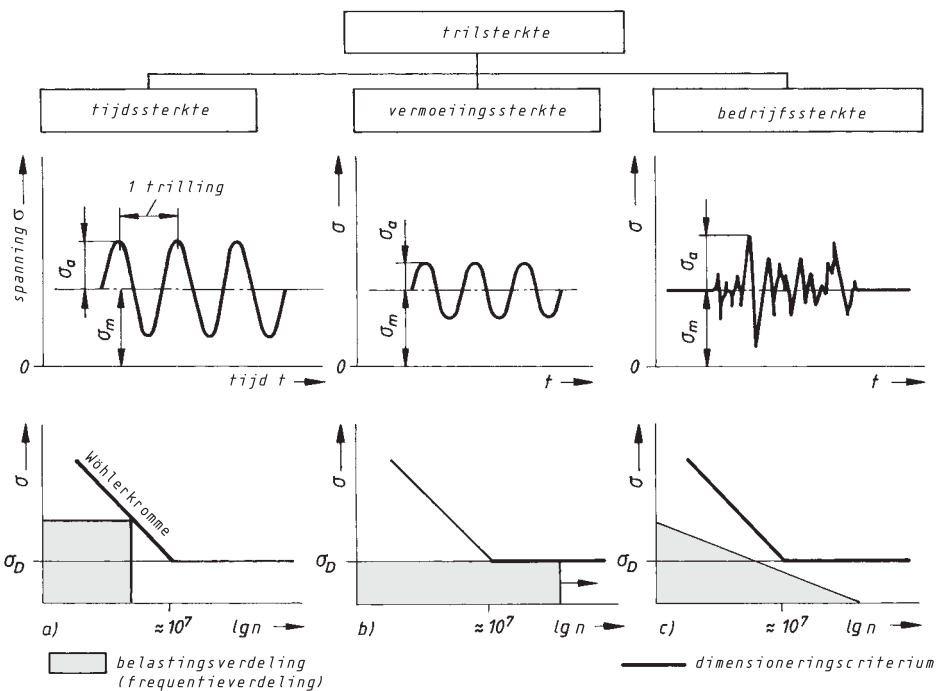
¹⁾ August Wöhler (1819–1914) stelde in 1876 sterktevoorschriften op voor staal en ijzer.

Over het algemeen kan de vermoeingssterkte van een materiaal voor $-1 \leq \kappa \leq +1$ ook opgevat worden als de amplitudesterkte of de maximale spanningsamplitude σ_A die een gladde, gepolijste proefstaaf bij wisselende belasting om een constant veronderstelde gemiddelde spanning σ_m oneindig lang kan verdragen zonder te breken of ontoelaatbaar te vervormen.

Er bestaat geen algemeen geldend wiskundig verband tussen de waarden voor de vermoeingssterkte R_m en de sterkte $R_{p0,2}$. Toch kunnen, afhankelijk van het materiaaltype, bepaalde verhoudingswaarden (globale waarden) bepaald worden, zie vergelijking (3.8).

Tijdssterkte: De grensspanningen bij ongeveer gelijke, periodiek optredende trillingen worden met tijdssterkte aangeduid omdat ze slechts voor een bepaalde tijd, overeenkomstig het aantal trillingen, geen vermoeingsbreuk tot gevolg hebben. Afhankelijk van de gewenste levensduur (belastingswisselingen) kunnen hierbij de toelaatbare spanningsamplitudes meer of minder boven de vermoeingssterkte liggen. Vermoeingssterkte en tijdssterkte worden aangegeven met een bepaalde overlevingskans, bijv. $P = 97,5\%$.

Bedrijfssterkte: In de praktijk treedt de belasting van een onderdeel zelden met gelijkblijvende intensiteit op; het komt veel vaker voor dat de belastingsfrequentie en de spanningsamplitude sterk variëren. Als gevolg hiervan is het niet mogelijk met de algemene belastingsgegevens de te verwachten levensduur exact te berekenen. Hiervoor zouden exacte prognoses van het werkelijke belastingverloop¹⁾ onder bedrijfsomstandigheden nodig zijn. Wel kan men door simulatie of aan de hand van ervaringsgegevens tot schattingen komen. Soms kan men ook gebruikmaken van metingen aan



Figuur 3-18 Soorten trilsterkte
a) tijdssterkte, b) vermoeingssterkte, c) bedrijfssterkte

¹⁾ Beschrijving van het wisselende, tijdsafhankelijke verloop van de belasting naar grootte en frequentie. Het begrip wordt vaak op de grafische weergave van een frequentiereeks gebruikt.

reeds gerealiseerde onderdelen in bedrijfssituaties, zie **figuur 3-18**. Dynamisch belaste onderdelen worden daarom dan ook overwegend op vermoeingssterkte ontworpen.

2. Vermoeingssterkediagrammen (VSD)

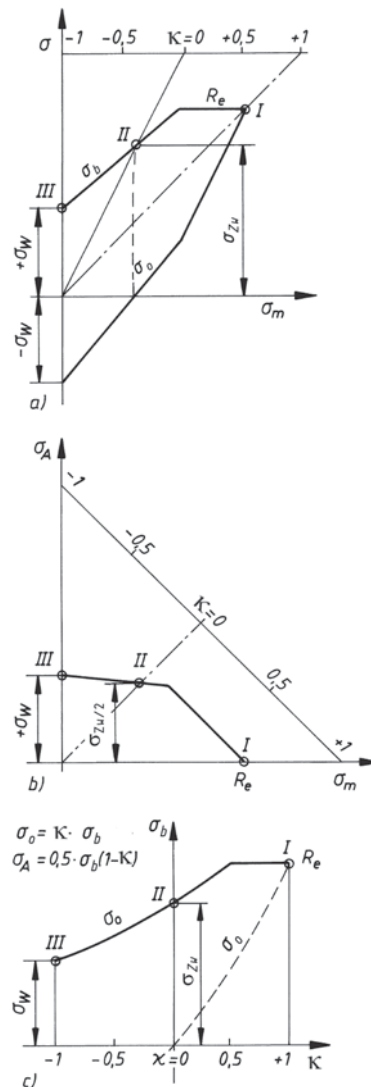
Voor de verschillende belastingssoorten, zoals trek/druk, buiging en torsie, worden de berekende waarden voor de vermoeingssterkte ingevoerd in vermoeingssterkediagrammen voor alle denkbare statische voorspanningen (σ_m, τ_m). Een exacte weergave van dergelijke diagrammen gaat uit van een veelvoud aan statisch vastgelegde Wöhlerkrommen en dus van een groot aantal experimenten. Met voldoende nauwkeurigheid kan men met een paar karakteristieke materiaalcoëfficiënten een VSD benaderingsgewijs ‘construeren’. In de praktijk wordt – afhankelijk van het toepassingsgebied – gewerkt met verschillende vermoeingssterkediagrammen:

VSD volgens Smith: Bij een gelijke schaal voor de x- en y-assen worden de waarden voor σ_b en σ_o die bij een bepaalde gemiddelde spanning σ_m horen, voor de gevonden amplitudesterktes σ_A in kaart gebracht. Bij $\sigma_m = 0$ ($\kappa = -1$) wordt de wisselsterkte σ_W bepaald en bij $\sigma_o = 0$ ($\kappa = 0$) kan de zwelsterkte σ_{Zw} afgelezen worden. Het vermoeingssterkediagram wordt meestal afgeknot ter hoogte van de vloeigrens, zie **figuur 3-19a**. Het Smith-diagram wordt net als het Haigh-diagram vooral gebruikt in de algemene machinebouw.

VSD volgens Haigh: Bij een gelijke schaal voor de x- en y-as wordt de gemiddelde spanning σ_m op de x-as weergegeven en de bijbehorende spanningsamplitude σ_A van de vermoeingssterkte op de y-as. De vloeigrens R_e begrenst het VSD onder 45° naar links hellend, zie **figuur 3-19b**. Het Haigh-diagram wordt veelvuldig toegepast in de algemene machinebouw.

VSD volgens Moore-Kommers-Jasper: De waarden voor de vermoeingssterkte worden bij de spanningsverhouding $\kappa = \sigma_o / \sigma_b$ uitgezet. Bij $\kappa = -1$ wordt de wisselsterkte afgelezen en bij $\kappa = 0$ de zwelsterkte. Bij $\kappa = +1$ is er sprake van statische belasting, zie **figuur 3-19c**. Het VSD volgens Moore-Kommers-Jasper heeft de voorkeur bij berekeningen van dynamisch belaste lasverbindingen, zie hoofdstuk 6.

VSD volgens Goodman: Anders dan bij het VSD volgens Smith wordt nu langs de x-as niet de gemiddelde spanning, maar de laagste spanning σ_o aangegeven. Het VSD volgens Goodman wordt bij veerberekeningen gebruikt, zie hoofdstuk 10.



Figuur 3-19 Vermoeingssterkediagrammen (VSD).

- a) VSD volgens Smith,
- b) VSD volgens Haigh
- c) VSD volgens Moore-Kommers-Jasper

3. Waarden voor de vermoeingssterkte

Bij berekening op vermoeing zijn de benodigde waarden van de *wisselsterkte* voor trek/druk en

voor afschuiving met voldoende nauwkeurigheid te bepalen met:

$$\begin{array}{l} \text{Trek/druk} \quad \sigma_{tdW} \approx f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN} \\ \text{Afschuiving} \quad \tau_{aW} \approx f_{W\tau} \cdot f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN} \end{array} \quad (3.8)$$

$f_{W\sigma}$, $f_{W\tau}$ factoren voor de berekening van de materiaalsterkte, voor waarden zie **tabel 3-2**
 K_t technologische groottefactor voor treksterkte, voor waarden zie **tabel 3-11a** en **b**
 R_{mN} voor de normdiameter (diameter d_N) geldende treksterkte; voor waarden zie **tabel 1-1** en **tabel 1-2**

De wisselsterkten voor buiging σ_{WN} en voor torsie τ_{WN} kunnen direct uit **tabel 1-1** en **1-2** worden overgenomen en daarna met de technologische groottefactor K_t volgens vergelijking (3.7) worden berekend

$$\sigma_{bW} = K_t \cdot \sigma_{bWN} \quad \text{resp.} \quad \tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN} \quad 1) \quad (3.9a)$$

of worden bepaald met behulp van de waarden voor trek/druk en afschuiving en gebruik van de ondersteunfactor volgens:

$$\sigma_{bW} = K_t \cdot n_0 \cdot \sigma_{tdWN} \quad \text{resp.} \quad \tau_{tW} = K_t \cdot n_0 \cdot \tau_{aWN} \quad (3.9b)$$

K_t technologische groottefactor voor treksterkte, voor waarden zie **tabel 3-11a** en **b**
 n_0 ondersteunfactor van de omgekeerde proefstaaf, zie 3.5.1-1; , waarden uit **tabel 3-7**
 σ_{tdWN} , τ_{aWN} voor de normdiameter (diameter d_N) geldende wisselsterkte voor trek/druk resp. afschuiving; voor waarden zie **tabel 1-1** en **tabel 1-2**

Voor nauwkeuriger berekeningen zijn statistisch goed onderbouwde vermoeingssterkte-waarden resp. Wöhlerkrommen²⁾ maatgevend.

3.4 Statistische onderdeelsterkte

De voor de statistische sterktecontrole vereiste *onderdeelsterkte tegen vloeien resp. grensspanningsbreuk* wordt berekend volgens

$$\begin{array}{l} \text{vloei} \quad \sigma_V = f_\sigma \cdot R_p / K_B \quad \text{resp.} \quad \tau_V = f_\tau \cdot R_p / K_B \\ \text{breuk} \quad \sigma_B = f_\sigma \cdot R_m / K_B \quad \text{resp.} \quad \tau_B = f_\tau \cdot R_m / K_B \end{array} \quad (3.10)$$

f_σ , f_τ factoren voor de berekening van materiaalsterkten, waarden uit **tabel 3-2**
 R_p , R_m vloeigrens resp. treksterkte
 K_B statische constructiefactor

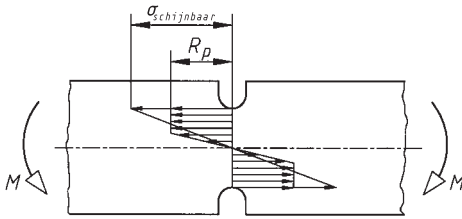
De statistische *constructiefactor* K_B kan uit de plastische steunfactor $n_{pl} > 1$ bepaald worden met:

$$K_B = 1/n_{pl} \quad (3.11)$$

De plastische steunfactor houdt rekening met het feit dat spanningspieken in constructiedelen van taaie materialen, zoals deze bij buiging, torsie en kerfwerking voorkomen, plaatselijk de vloeigrens mogen overstijgen (dus plaatselijke plastische deformatie geven) zonder de constructie als geheel stuk te laten gaan, zie **figuur 3.20**. Met de plastische steunfactor kan dus gebruik worden gemaakt van ‘belastingreserves’ die het constructiedeel na het overschrijden van de vloeigrens nog bezit.

¹⁾ Volgens DIN 743 geldt bij benadering voor ronde staven van staal $\sigma_{bW} \approx 0,5R_m$; $\sigma_{zdW} \approx 0,4R_m$; $\tau_{tW} \approx 0,3R_m$.

²⁾ Materiaalnormen geven meestal de minimale waarden van R_{mN} en R_{pN} . Vermoeingswaarden uit proeven zijn zeldzaam en vertonen een grote spreiding.

**Figuur 3-20**

Vorming van de plastische steunfactor bij een gekerfde, op buiging belaste staaf

Volgens Neuber kan de *plastische steunfactor* berekend worden als verhouding van de nog aanvaardbare spanning σ_{aanv} tot de vloeigrens R_p volgens

$$n_{bpl} = \frac{\sigma_{aanv}}{R_p} = \frac{1}{\alpha_{bk}} \sqrt{\frac{E \cdot \epsilon_{aanv}}{R_p}} \leq \alpha_{bp}$$

Deze vergelijking geldt voor de berekening met plaatselijke spanningen. Door aanname van een nog aanvaardbare rek voor een gekerfd onderdeel $\epsilon_{aanv} = \alpha_k^2 \cdot R_{pmax}/E$ kan de plastische steunfactor voor de berekening met nominale spanningen worden bepaald volgens:

$$n_{bpl} = \sqrt{\frac{R_{pmax}}{R_p}} \leq \alpha_{bp} \quad (3.12)$$

E de elasticiteitsmodulus, volgens **tabel 1-1** en **tabel 1-2**

ϵ_{aanv} rek die nog aanvaardbaar is, $\epsilon_{aanv} = 5\%$ voor staal en gietstaal, $\epsilon_{aanv} = 2\%$ voor EN-GJS en EN-GJM

R_p vloeigrens, waarden te berekenen met vergelijking (3.7)

α_{bk} kerfhoekfactor voor buiging, zie 3.5.1; waarden volgens **tabel 3-6**

α_{bp} plastische vormfactor voor een onderdeel zonder kerf, waarden volgens **tabel 3-3**

R_{pmax} maximale rekgrens; $R_{pmax} = 1050 \text{ N/mm}^2$ voor staal en gietstaal, $R_{pmax} = 320 \text{ N/mm}^2$ voor EN-GJS

Aanwijzing: • Vergelijking (3.12) geldt voor buiging; bij torsie de index b vervangen door t. Voor trek, druk en afschuiving is vanwege de gelijkmatige spanningsverdeling $n_{pl} = 1$.

• Voor EN-GJL-, EN-GJM- en EN-GJS-materialen met breukrek $A_3 < 8\%$ resp. $A_5 < 8\%$ moet vanwege het brosse karakter $n_{pl} = 1$ worden genomen. Dit geldt ook voor onderdelen met een geharde oppervlaktelaag.

• In verband met de hoge toelaatbare plastische vervorming kan het nodig zijn om extra controleberekeningen aan het onderdeel uit te voeren¹⁾.

In de regel is een eenvoudige controle op het overschrijden van de vloeigrens (bij bros materiaal op de breukgrens) voldoende met:

trek/druk	$\sigma_v = R_p$	(3.13)
buiging	$\sigma_v = \sigma_{bv}$	
torsie	$\tau_v = \tau_{tv}$	

σ_{bv} , τ_{tv} buig- resp. torsievloeigrens. Voor een vereenvoudigde controle kunnen de waarden in DIN 743 gebruikt worden, zie **figuur 3-14**, legenda.

3.5 Ontwerpspanning (dynamische onderdeelsterkte)

De statische en dynamische materiaalwaarden die in paragraaf 3.3 aan de orde zijn gekomen, worden over het algemeen met behulp van ideale proefstaven bepaald. In de praktijk wijken de te berekenen onderdelen echter af van de ideale proefstaaf (glad, gepolijst, diameter meestal 7,5 10mm), zodat de ‘vermoeingssterkte van het onderdeel’, de *ontwerpspanning* σ_G , op basis van de

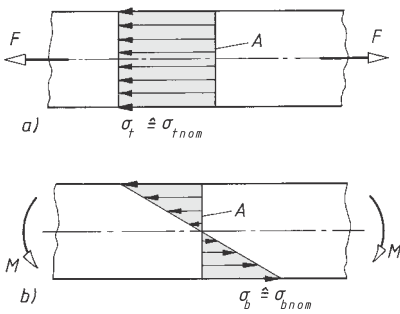
¹⁾ Plaatselijk wordt 5% rek toegelaten ten opzichte van 0,2% bij de $R_{p0,2}$ -grens. Dit kan aanleiding geven tot deformatie van het onderdeel.

vermoegingssterkte σ_D van de proefstaaf of via experimenten bepaald moet worden. Alle afwijkingen van het onderdeel ten opzichte van de proefstaaf moeten met behulp van de betreffende factoren, de *eigenschappen van onderdelen*, worden gecorrigeerd.

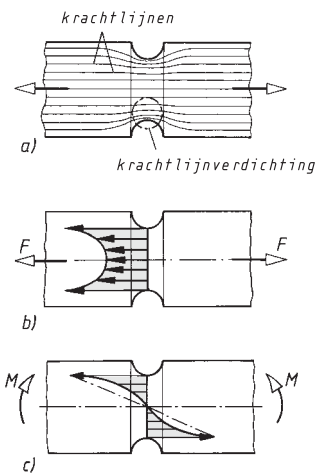
3.5.1 Eigenschappen van onderdelen

1. Kerfwerking en ondersteuning

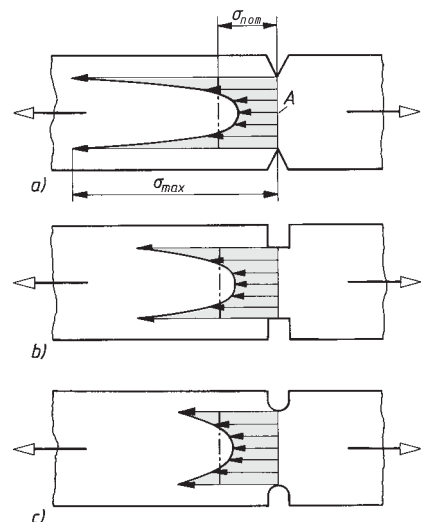
De hoogte van de spanning en de spanningsverdeling in de doorsnede van het onderdeel hangen niet alleen af van de uitwendige belasting en de aard van de belasting, maar vooral van veranderingen in de doorsnede (onder meer overgangen, uitsparingen, boringen en groeven). Naast deze uitwendige, constructieve kerf hebben ook – zij het in geringere mate – inwendige kerf, zoals krimpfolten, gasbellen en slakinsluitels, een sterkteverminderende invloed. Terwijl bij ongekerfde onderdelen een storingsvrije krachtstroom en daarmee ook een over de doorsnede gelijkmatig verdeelde spanning (nominale spanning) optreedt (zie **figuur 3-21**), leiden uitwendige en inwendige kerf tot een verstoring van de gelijkmatige krachtstroom. Hierbij ontstaan opeenhoppingen van krachtlijnen en dus spanningsverhogingen rond het kerfgebied, zie **figuur 3-22**. De verhouding tussen de spanningspiek σ_{max} en de nominale spanning σ_{nom} – aangeduid als kerfcoëfficiënt α – kan als coëfficiënt voor de sterkteverminderende werking van de kerf opgevat worden. Het werkelijke spanningsverloop rondom het kerfgebied is uitermate moeilijk te bepalen en een meer exacte rekenkundige of experimentele bepaling van de spanningstoestand vereist



Figuur 3-21 Spanningsverdeling in ongekerfde onderdelen.
 a) nominale spanning bij trekbelasting
 b) nominale spanning bij buigbelasting



Figuur 3-22 Spanningsverdeling in gekerfde onderdelen
 a) krachtlijnenverloop in een trekstaaf, b) spanningsverdeling in een trekstaaf, c) spanningsverdeling in een buigstaaf



Figuur 3-23 Invloed van de kerfvorm

kostbare methoden (bijv. spanningsoptische methoden, rekmetingen of eindige-elementen-berekeningen).

Naast kennis van de spanningspiek σ_{\max} is voor de kerfwerking de toename van de spanning, de zogenoemde *spanningsgradiënt* van belang. Bij ongekerfde onderdelen is er alleen een spanningsgradiënt bij buiging en torsie, zie **figuur 3-21**. Bij toenemende grootte van het onderdeel neemt de gradiënt af (buiging gaat over in trek/druk). Bij gekerfde onderdelen overheerst de gradiënt in de voet van de kerf, zie **figuur 3-22**.

Kerfvorm

De sterkteverminderende werking van een kerf wordt in eerste instantie beïnvloed door de *kerfvorm*, zie **figuur 3-23**. Hoe scherper de kerf, des te hoger wordt de hierdoor veroorzaakte spanningspiek σ_{\max} . De hoogte hiervan wordt ten opzichte van de op elementaire wijze berekende nominale spanning σ_{nom} uitgedrukt met behulp van de via proeven of door berekeningen bepaalde *vormfactor* $\alpha_k \geq 1$:

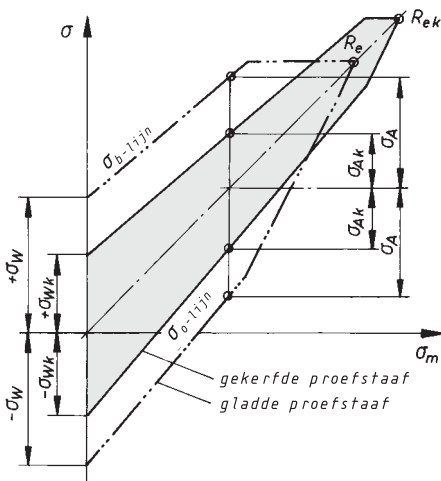
$$\begin{array}{l} \alpha_k = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{nom}} \\ \alpha_{k\sigma} = \sigma_{\sigma\max} / \sigma_{\text{nom}\sigma} \\ \alpha_{k\tau} = \tau_{\tau\max} / \tau_{\text{nom}\tau} \end{array} \quad 1) \quad (3.14)$$

Zolang $\sigma_{\max} < \sigma_E$ (geldigheidsgebied van de wet van Hooke), is de vormfactor α_k slechts afhankelijk van de kerfgeometrie en de belastingssoort en dus een, van het materiaal onafhankelijke, coëfficiënt. Bij $\sigma_{\max} > \sigma_E$ is het ductiele gedrag van het materiaal van invloed, bij toenemende ductiliteit (taaiheid) wordt de kerfinvloed geringer.

Voor de in **figuur 3-23** weergegeven kerfvormen hebben de kerven, met toenemende scherpte, hogere spanningspieken σ_{\max} en daardoor hogere α_k -waarden. Het voorgaande geldt logischerwijs ook voor τ in plaats van σ . Kerfvormfactoren van constructief bepaalde en veelvuldig voorkomende kerven staan in **tabel 3-6**.

Kerfgevoeligheid

Identieke kerven hebben in onderdelen van brosse materialen dikwijls een ongunstiger uitwerking dan in onderdelen van materialen met een hoge ductiliteit, die, alvorens te breken, behalve door elastische vooral worden gekenmerkt door een grote plastische vervorming. Hierdoor kunnen, als



Figuur 3-24
VSD van een gekerfde proefstaaf (schematisch)

1) Voor de index σ geldt bij trek/druk td, bij buiging b en analoog voor τ bij (af)schuiven s, bij torsie t.

het begin van het vloeien tot het gebied rond de kerf beperkt wordt, de spanningspieken in ductiele materialen verregaand afgebouwd worden. Het deel van de doorsnede dat verder van de kerf ligt en dat voor het vloeien in het kerfgebied aanzienlijk minder belast werd, wordt nu meer belast en neemt dus een groter deel van de belasting op. Het vervult dus een soort *steunfunctie* voor het materiaal in het kerfgebied. Als bijv. bij statische belasting een kleine plastische vervorming toegestaan wordt op de hoogst belaste plaatsen (het directe kerfgebied), kan een hogere vloeigrens geconstateerd worden, zie ook **figuur 3-11**. Voor een gekerfde proefstaaf toont **figuur 3-24** behalve de aanmerkelijke vermindering van de sterkte in het dynamische gebied (gevoeligheid ten opzichte van de kerwen die constructief noodzakelijk zijn) voor statische belasting een aanmerkelijke verhoging tot boven de oorspronkelijke vloeigrens. Een kleine overschrijding van de vermoeiingssterkte in de directe omgeving van de kerf heeft bij taaiere materialen niet direct schade tot gevolg zoals bij brosse materialen wel het geval is.

Dynamische kerffactor

Als de verhouding tussen de langdurig nog aanvaardbare wisselsterkte σ_W van de ongekerfde gepolijste staaf en de langdurig nog aanvaardbare wisselsterkte σ_{Wk} van de gekerfde staaf gedefinieerd wordt als de dynamische kerffactor β_k , dan wordt behalve de kerfgeometrie ook het gedrag van het materiaal door deze waarde vastgelegd.

$$\beta_k = \sigma_W / \sigma_{Wk} \quad (3.15a)$$

De dynamische kerffactor β_k is de verhouding tussen de wisselsterkte van de gladde proefstaaf en de wisselsterkte van de gekerfde staaf, onder steeds dezelfde omstandigheden.

Door het bij de kerfgevoeligheid beschreven verschijnsel van de steunfunctie is $1 \leq \beta_k \leq \alpha_k$; β_k kenmerkt zo dus de voor de materiaalbelasting maatgevende spanningspieken en bereikt slechts bij volledig kerfgevoelige (brosse) materialen de waarde van de kerfvormfactor α_k . Met de *ondersteunfactor* n uit **tabel 3-7** wordt volgens *Stieler* de dynamische kerffactor:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{n_0 \cdot n} \quad (3.15b)$$

n_0, n ondersteunfactor voor het ongekerfde resp. gekerfde constructiedeel, zie **tabel 3-7**
 α_k kerfvormfactor, waarden volgens **tabel 3-6**
Aanwijzing: Neem $n_0 = 1$ als bij buiging en torsie de steunfactor meegerekend is in de geometrische groottefactor K_g !

Hierbij hangt de ondersteunfactor af van de betreffende spanningsgradiënt G' (en dan betrokken op het nominale spanningsverloop, – zie 3.5.1) als ook van de soort en sterkte van het materiaal. Worden experimenteel bepaalde β_k -waarden gebruikt, waarbij de proefstaafdiameter afwijkt van de diameter van het betreffende onderdeel, dan moeten deze waarden in verband met het effect van de grootte op kerfwerking omgerekend worden met:

$$\beta_k = \beta_{k \text{ proef}} \frac{K_{\alpha \text{ proef}}}{K_{\alpha}} \quad (3.15c)$$

$\beta_{k \text{ proef}}$ experimenteel bepaalde kerffactor, geldend voor de proefstaafdiameter
 $K_{\alpha}, K_{\alpha \text{ proef}}$ van de vorm afhankelijke groottefactor van het onderdeel resp. de proefstaaf (zie 3.5.1-3.), waarden volgens **tabel 3-11d**

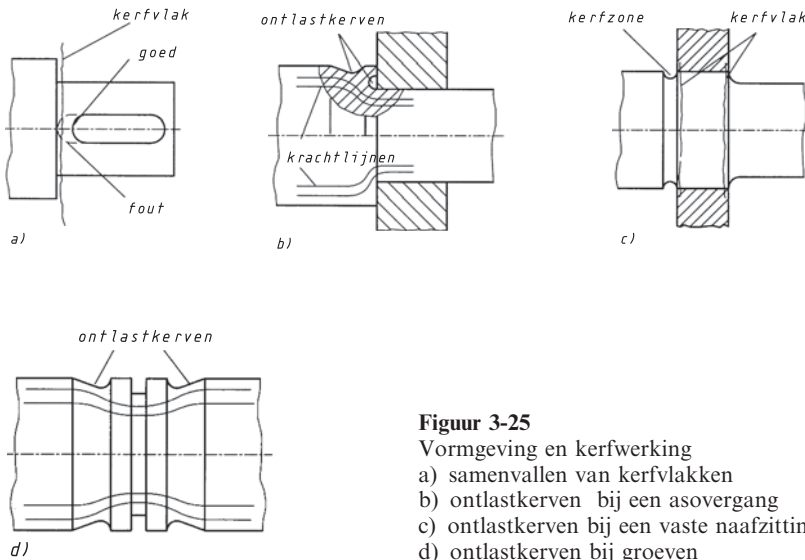
Voor constructief bepaalde kerwen liggen de waarden voor β_k tussen 1,2 (bijv. bij goed afgeronde asovergangen) en 3 (bijv. groeven voor borgringen). **Tabel 3-8** en **tabel 3-9** bevatten een overzicht van richtwaarden voor β_k voor de meest voorkomende kerwen. Het samenkomen van meerdere kerwen in één doorsnede, bijv. asovergang en gleuf in **figuur 3-25a**, resulteert in een moeilijk te berekenen verhoging van de kerfwerking. Zulke kerwen moeten zoveel mogelijk voorkomen worden, bijv. door het inkorten van de gleuf, zodat de kerfvlakken gescheiden worden (de afstand

tussen de kerven moet minstens $2r$ zijn, waarbij r de grootste van de beide radii is). Een exacte bepaling van de *gezamenlijke kerffactor* uit de *afzonderlijke waarden* is nauwelijks mogelijk. In ieder geval zal β_k in zulke situaties ten minste de waarde aannemen van het meest ongunstige afzonderlijke geval. In het ongunstigste geval:

$$\beta_k \leq 1 + (\beta_{k1} - 1) + (\beta_{k2} - 1) \quad (3.15d)$$

Ontlastkerven

Door een gunstige vormgeving van de onderdelen kan de kerfwerking wezenlijk beïnvloed worden. De invloed van de 'hoofdkerven', die vanwege de constructie niet te voorkomen zijn, kan vermindert worden met behulp van *ontlastkerven*. Ontlastkerven hebben de taak om de krachtstroom geleidelijker af te buigen, zoals bij de asovergang in **figuur 3-25b**. Soms dienen ze ook om de onderdelen elastischer en soepeler te maken, zoals bij de (vaste) naafzitting, **figuur 3-25c**. Hierdoor kan het smalle kerfvlak omgevormd worden tot een brede kerfzone. In al deze gevallen worden de spanningspieken afgebouwd en vermindert de kerfwerking. Deze maatregelen leveren vooral voordeel op bij hoogbelaste onderdelen en hoogvaste materialen.



Figuur 3-25

Vormgeving en kerfwerking

- samenvallen van kerfvlakken
- ontlastkerven bij een asovergang
- ontlastkerven bij een vaste naafzitting
- ontlastkerven bij groeven

2. Oppervlaktegesteldheid

De maximale spanning treedt bij trillend belaste onderdelen bijna altijd op aan het oppervlak, zodat een vermoeingsbreuk daar begint. De oppervlaktegesteldheid heeft dus een aanzienlijke invloed op de dynamische vermoeingssterkte van de onderdelen. Oppervlakteruwheid kan worden vergeleken met een reeks kleine kerven die spanningspieken veroorzaken en de vermoeingssterkte van het onderdeel verminderen. De invloed van de ruwheid neemt toe bij grotere sterkte van het materiaal. Er wordt rekening gehouden met deze invloed door middel van de oppervlaktecoëfficiënt K_O volgens **tabel 3-10**.

$K_{00}(K_{0r})$ kan onder ongunstige omstandigheden een waarde $< 0,5$ aannemen, hetgeen een vermindering van de vermoeingssterkte met 50 % tot gevolg kan hebben¹⁾, die alleen wordt veroorzaakt door de invloed van het oppervlak.

¹⁾ K_O is in geringe mate ook nog afhankelijk van de belastingssoort en de onderdeelgeometrie.

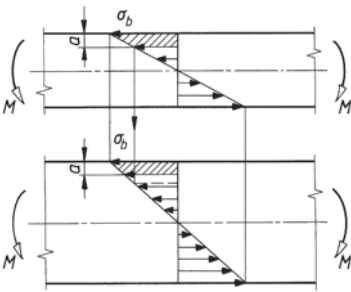
3. Afmetingen van het onderdeel

De sterktewaarden van materialen worden hoofdzakelijk bepaald aan de hand van cilindrische proefstaven met een kleine diameter (diameter d_N). Bij grotere diameters wordt een mogelijke vermindering van de sterkte bij benadering vastgelegd met de factoren K_t , K_g en K_α .

De *technologische groottefactor* K_t houdt rekening met de effecten van de thermische behandeling (hardbaarheid, veredelbaarheid). De verschillende afkoelingsomstandigheden aan de rand en in de kern, die tot een uiteenlopende structuur over de doorsnede leiden, hebben bij een toenemende diameter van het onderdeel verschillende haalbare sterktewaarden tot gevolg, zie vergelijking (3.7) en (3.9) evenals **tabel 3-11a** en **b**.

De *geometrische groottefactor* K_g komt voort uit het verschillende spanningsverloop bij trek/druk en buiging (zie **figuur 3-21**). **Figuur 3-26** toont twee op buiging belaste ronde staven met verschillende spanningsgradiënten bij gelijke randvezelspanning σ_b . Bij het overschrijden van een bepaalde grenswaarde (bijv. de vloeigrens) is een spanningsvereffening dankzij de ondersteuning van de minder belaste buurzones bij een kleinere staaf gemakkelijker mogelijk (grotere spanningsgradiënt) dan bij een grotere. Daar de ondersteuning bij trek/druk niet aanwezig is en bij afschuiving zeer klein, is in deze gevallen $K_g = 1$. Bij buiging en torsie, zie **tabel 3-11c**.

De van de *vormfactor afhankelijke groottefactor* K_α is onafhankelijk van de materiaalsoort en gericht op de invloed van de onderdeeldiameter op de kerfwerking. Met K_α hoeft slechts rekening te worden gehouden als experimenteel verkregen kerffactoren worden gebruikt en de proefstukdiameter afwijkt van de diameter van het betreffende constructiedeel, zie **tabel 3-11d**.



Figuur 3-26

Spanningsverloop bij op buiging belaste ronde staven met verschillende diameters

4. Oppervlakteversteving

Inwendige drukspanningen die door oppervlakteversteving (bijv. harden, rollen, stralen, napersen van gatranden), in de randzone zijn aangebracht, verhogen de vermoeingssterkte van het onderdeel. De invloed is vooral afhankelijk van de dikte en de hardheid van de verstevigde laag. Hij neemt sterk af bij een diameter > 25 mm en is groter bij gekeerde dan bij ongekeerde onderdelen. Bij gekeerde onderdelen moet erop worden gelet dat de oppervlakteverstevende zone de rand van de kerf overlapt en niet voor of in de kerf eindigt. In gunstige situaties kan zo een plaatselijke toename van de vermoeingssterkte van meer dan 100 % behaald worden (zie **tabel 3-12** voor waarden van de oppervlakteverstevingfactor K_v).

5. Overige invloeden

Naast de beschreven invloeden wordt de wisselsterkte van een onderdeel ook beïnvloed door:

- de vorm van het onderdeel (rechthoek, ronde staaf enzovoort). Dit wordt in de vormfactor meegenomen.
- de temperatuur. Hogere temperaturen verminderen, lagere temperaturen verhogen de wisselsterkte (met toenemende kans op brosheidsbreuk).
- het omgevende medium en de frequentie van de belasting. Zeer hoge en zeer lage frequenties, evenals agressieve media, zoals zout water, verminderen de wisselsterkte.

- bij grijs gietijzer het niet-lineair-elastische spannings-rek-gedrag bij trek/druk en buiging (met gevolg bij trek een gunstige steunwerking, dat wil zeggen hogere sterkte waarden, maar bij druk een ongunstige werking).

6. Constructiefactor (totale invloedsfactor)

Alle effecten die invloed op de vermoeiingssterkte hebben, kunnen worden samengevat in de *constructiefactor* K_D (zie **figuur 3-27**):

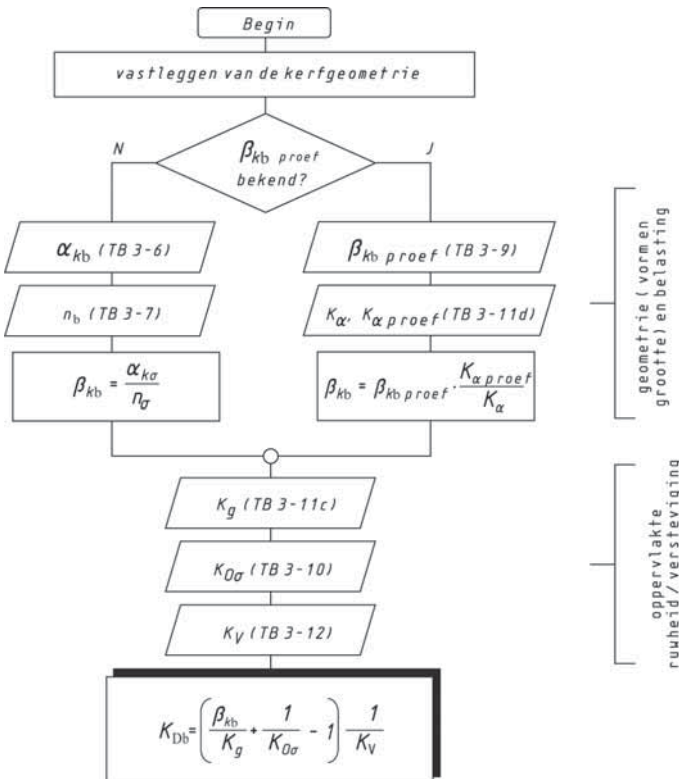
$$\begin{array}{l} \text{trek/druk } K_{Dtd} = \left(\frac{\beta_{ktd}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \quad \text{afschuiving } K_{Ds} = \left(\frac{\beta_{ks}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \\ \text{buiging } K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \quad \text{torsie } K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \end{array} \quad (3.16)$$

K_g geometrische groottefactor, zie **tabel 3-11c**

$K_{O\sigma}$, $K_{O\tau}$ oppervlaktecoëfficiënt, zie **tabel 3-10**

K_V oppervlakteverstevingsfactor, zie **tabel 3-12**

β_k dynamische kerffactor, zie **tabel 3-9** of berekenen via de kerfvormfactor α_k



Figuur 3-27

Rekenschema voor de bepaling van de constructiefactor K_{Db} voor buiging

3.5.2 Bepaling van de geometrische sterkte (onderdeelsterkte)

Bij een onderdeel met bepaalde vorm is niet alleen de vermoeiingssterkte van de 'ideale' proefstaaf maatgevend, maar moet ook rekening gehouden worden met alle factoren die deze vermoeiingssterkte kunnen verminderen. Zo komt men tot de geometrische vermoeiingssterkte $\sigma_G(\tau_G)$ van dat bepaalde onderdeel die nodig is voor de sterkteberekening bij dynamische belasting, zie **figuur 3-28**.

Onder de geometrische vermoeiingssterkte verstaat men de vermoeiingssterkte van een onderdeel met bepaalde vorm waarbij rekening gehouden is met alle sterkteverminderende invloeden.

Verder blijkt van invloed hoe kenmerkende grootheden van de wisselende belasting veranderen als het constructiedeel boven de nominale belasting wordt belast (toelaatbare overbelasting) en bij gelijktijdig optreden van normaal- en schuifspanningen hoe deze elkaar beïnvloeden (via vergelijkmiddenspanning in aanmerking genomen).

1. Geometrische wisselsterkte (wisselsterkte van een constructiedeel)

Met gebruik van de constructiefactor K_D is de *geometrische wisselsterkte van het gekerfde onderdeel* bij buiging resp. torsie te berekenen uit

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} \quad \text{resp.} \quad \tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} \quad 1) \quad (3.17)$$

σ_W, τ_W wisselsterkte voor trek/druk σ_{tdW} , of buiging σ_{bW} , resp. afschuiving τ_{aW} of torsie τ_{tW} uit **tabel 1-1** of volgens vergelijking (3.8) en (3.9) (3.8)

K_{Db}, K_{Dt} constructiefactor voor trek/druk of buiging resp. torsie, zie **figuur 3-27** of verg. (3.16)

2. Geometrische vermoeiingssterkte (onderdeelvermoeiingssterkte)

Voor controle van de vermoeiingssterkte moet de geometrische amplitudesterkte (σ_{GA}, τ_{GA}) worden bepaald. Hierbij moet worden vastgesteld welke geometrische amplitudesterkte σ_{GA}, τ_{GA} (maximaal nog aanvaardbare wisselsterkte van de constructie zonder breuk) van de optredende uitslagspanning σ_a, τ_a (amplitude) toelaatbaar is. Van belang is de grootte van de vergelijkmiddenspanning en het soort operationele overbelasting bij belastingverhoging tot de bezwijkgrens (overbelastingsgeval).

Overbelastingsgevallen

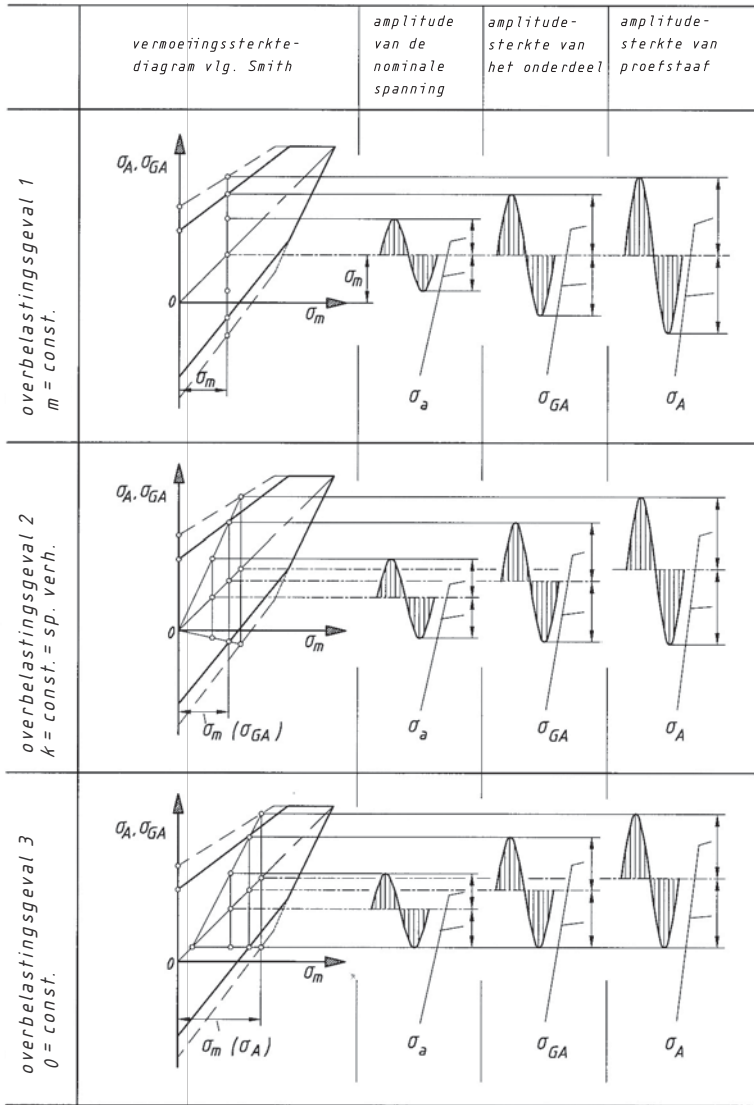
Met behulp van het vermoeiingsdiagram kunnen de vereiste geometrische amplitudesterktes worden berekend. Hierbij moet er rekening mee worden gehouden dat er, afhankelijk van de belasting en in overeenstemming met de mogelijke overbelastingsgevallen, verschillende manieren zijn om de geometrische amplitudesterkte te berekenen. Om het juiste overbelastingsgeval te bepalen, kan als volgt te werk worden gegaan: Verhoog theoretisch de uitwendige belastingen (constant blijven de belastingen als gevolg van het eigen gewicht, ingestelde voorspanning, enz.) en bepaal de daaruit voortvloeiende wijzigingen van de spanningen in het constructiedeel. Hierbij kan worden vastgesteld welke van de volgende karakteristieken van de wisselende belasting constant blijven: de middenspanning (σ_m, τ_m), de onderspanning (σ_o, τ_o) of de spanningsverhoudings α ($\sigma_o/\sigma_b, \tau_o/\tau_b$). Is de constante grootheid bepaald, dan is het overbelastingsgeval bekend en kan de betreffende methode om de geometrische amplitudesterkte vast te stellen, volgens **figuur 3-28** worden gekozen.

Overbelastingsgeval 1 ($\sigma_m = \text{constant}$): Bij gelijkblijvende gemiddelde spanning neemt de spanningsamplitude toe bij toename van de maatgevende belasting (**figuur 3-28** boven). Dit zou bijv. het geval kunnen zijn bij de vaststaande as van een keerschijf, waarbij σ_m ontstaat als gevolg van de kabelspanning.

Overbelastingsgeval 2 ($\kappa = \text{constant}$): Bij groter wordende bedrijfslast blijft de verhouding van maximale en minimale spanning gelijk (**figuur 3-28** midden). Zo'n overbelastingsgeval doet zich bijv. voor bij aandrijfassen en wordt veel gebruikt bij lasberekeningen. Dit dient ook toegepast te worden in situaties waar onduidelijk is welk overbelastingsgeval aan de orde is, daar men hiermee in de regel tot een betere veiligheid komt.

Overbelastingsgeval 3 ($\sigma_o = \text{constant}$): Bij toename van de dynamische bedrijfslast blijft de minimale spanning in het onderdeel gelijk (**figuur 3-28** onder). Dit geval wordt bijv. bij het berekenen van veren gebruikt.

¹⁾ Bij trek/druk moet de index b door td, bij (af)schuiving t door s worden vervangen.



Figuur 3-28 Bepaling van de geometrische amplitudesterkte in het Smith-diagram voor de overbelastingsgevallen 1 tot 3

De bij een bepaald overbelastingsgeval behorende sterkte waarden kunnen aan de vermoeingssterkediagrammen (VSD's) (tabel 3-1) worden ontleend, zoals in **figuur 3-28** aangegeven, of zijn te berekenen met de volgende formules:

Overbelastingsgeval 1 ($\sigma_m = \text{constant}$):

$$\begin{matrix} \sigma_{bGA} = \sigma_{bGW} - \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m \text{ verg} \\ \tau_{tGA} = \tau_{tGW} - \psi_{\tau} \cdot \tau_m \text{ verg} \end{matrix} \quad 1) \quad 2) \quad (3.18a)$$

1) De vergelijkingen (3.18) gelden vereenvoudigd voor $0 \geq \kappa \geq -1$. Bij $\kappa > 0$ hebben veel materialen een knik in de grenslijn van het VSD. Bij taai materialen is dit te verwaarlozen, zodat de vergelijkingen gelden tot $\kappa = +1$. Nauwkeurigere berekeningen volgens FKM-richtlijnen.
 2) Bij trek/druk moet de index b door td, bij (af)schuiving t door s worden vervangen.

Overbelastingsgeval 2 ($\kappa = \text{constant}$):

$$\begin{aligned} \sigma_{bGA} &= \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{m \text{ verg}} / \sigma_{ba}} \\ \tau_{tGA} &= \frac{\tau_{tGW}}{1 + \psi_{\tau} \cdot \tau_{m \text{ verg}} / \tau_{ta}} \end{aligned} \quad (3.18b)$$

Overbelastingsgeval 3 ($\sigma_o = \text{constant}$):

$$\begin{aligned} \sigma_{bGA} &= \frac{\sigma_{bGW} - \psi_{\sigma} \cdot (\sigma_{m \text{ verg}} - \sigma_{ba})}{1 + \psi_{\sigma}} \\ \tau_{tGA} &= \frac{\tau_{tGW} - \psi_{\tau} \cdot (\tau_{m \text{ verg}} - \tau_{ta})}{1 + \psi_{\tau}} \end{aligned} \quad (3.18c)$$

Aanwijzing: De statische sterktewaarden R_p , σ_{bv} resp. τ_{tv} mogen niet overschreden worden door $\sigma_{GA} + \sigma_m$ resp. $\tau_{GA} + \tau_m$. Om hier zeker van te zijn is het nodig om een statische sterktecontrole uit te voeren.

De *middenspanningsgevoeligheid* ψ_{σ} resp. ψ_{τ} in bovenstaande vergelijkingen volgt uit:

$$\begin{aligned} \psi_{\sigma} &= a_M \cdot R_m + b_M \\ \psi_{\tau} &= f_{\tau} \cdot \psi_{\sigma} \end{aligned} \quad (3.19)$$

- σ_{bGW} , τ_{tGW} geometrische wisselsterkte, zie vergelijking (3.17)
 σ_m , τ_m vergelijkmiddenspanning, zie vergelijking (3.20)
 a_M , b_M berekeningsfactoren voor middenspanningsgevoeligheid, zie **tabel 3-13**
 f_{τ} factor voor berekening afschuifsterkte, zie **tabel 3-2**
 R_m treksterkte; waarden volgens **tabel 1-1** en **tabel 1-2** en verg. (3.7)

Vergelijkmiddenspanning

De vergelijkmiddenspanning betreft de wederzijdse beïnvloeding van de middenspanningen bij het gelijktijdig optreden van normaal- en schuifspanningen. De vergelijkmiddenspanning hangt af van de toepasselijke sterktehypothese (zie ook 3.2):

$$\begin{aligned} VEH \quad \sigma_{m \text{ verg}} &= \sqrt{(\sigma_{tdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \\ \tau_{m \text{ verg}} &= f_{\tau} \cdot \sigma_{m \text{ verg}} \\ NH \quad \sigma_{m \text{ verg}} &= 0,5 \cdot [(\sigma_{tdm} + \sigma_{bm}) + \sqrt{(\sigma_{tdm} + \sigma_{bm})^2 + 4 \cdot \tau_{tm}^2}] \\ \tau_{m \text{ verg}} &= f_{\tau} \cdot \sigma_{m \text{ verg}} \end{aligned} \quad (3.20)$$

- σ , τ normaalspanningen (resulterende spanning uit trek/druk en buiging), torsiespanning
 f_{τ} zie vergelijking (3.19)

3.6 Veiligheden

Bij statische en dynamische sterktecontrole worden de in een onderdeel optredende spanningen vergeleken met spanningen die mogelijk opgenomen kunnen worden door dat onderdeel (geometrische sterkte), zie ook **figuur 3-1**. De aldus bepaalde veiligheden (aanwezige veiligheden) moeten groter zijn dan of gelijk aan de vereiste minimale veiligheidswaarden.

Vanwege de aanwezige onzekerheden van de materiaalwaarden en een vereenvoudigde bereke-

ningswijze kan als *vereiste veiligheid* (minimale waarde) $S_{B\min} = 2,0$ tegen breuk $S_{V\min} = 1,5$ tegen vloeï en $S_{D\min} = 1,5$ tegen vermoeïingsbreuk aangenomen worden. Deze waarden kunnen eventueel lager genomen worden bij gunstigere omstandigheden (geringe kans op het optreden van de grootste spanningen of van de ongunstigste spanningscombinatie, geringe vervolgschade, regelmatige inspectie en goede toegankelijkheid). Bij gietijzer moeten in verband met onvermijdelijke gietfouten hogere waarden worden aangenomen. Onzekerheden ten aanzien van de veronderstelde belasting vereisen ook een hogere waarde voor de veiligheid; voor waarden zie **tabel 3-14**.

In de regel moet voor elke spanningssoort een aparte sterktecontrole worden uitgevoerd. Als er meerdere spanningssoorten zijn, zoals buiging en torsie, is bovendien controle van de totale veiligheid nodig.

De berekeningsfactor van de belastingverhouding hierbij is $\varphi = 1,73$ voor VEH en $\varphi = 1$ voor NH.

Als in de vergelijking (3.5) voor de toelaatbare spanningen de wisselsterktes $\bar{\sigma} = \sigma_{bGA}$ resp. $\bar{\tau} = \tau_{tGA}$ worden ingevuld en daarna gedeeld door σ_{bGA} als vergelijkings-materiaalwaarde, leidt dit voor de in het constructiedeel *aanzwijge veiligheid* bij buiging en torsie tot de betrekkingen:

$$\begin{aligned} \text{VEH} \quad \frac{\sigma_{a\text{verg}}}{\sigma_{bGA}} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} = \frac{1}{S} \\ \text{NH} \quad \frac{\sigma_{a\text{verg}}}{\sigma_{bGA}} &= 0,5 \cdot \left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} \right) = \frac{1}{S} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Met de bezwijkvoorwaarde veiligheid $V = 1$ (bezwijkgrenscurve) volgt uit verg. (3.21) voor VEH een deel van een ellips en voor NH een deel van een parabool.

$$\begin{aligned} \text{VEH} \quad \left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2 &= 1 \\ \text{NH} \quad \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2 &= 1 \end{aligned} \quad (3.22)$$

Voor de berekening van de totale veiligheid van een op buiging en torsie belast onderdeel, vergroot met trek/druk en afschuiving, kan de verg. (3.21) beschreven worden in de vorm:

$$\begin{aligned} \text{VEH} \quad S &= \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{tda}}{\sigma_{tdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sGA}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2}} \\ \text{NH} \quad S &= \frac{1}{0,5 \left[\left(\frac{\sigma_{tda}}{\sigma_{tdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{tda}}{\sigma_{tdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sW}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} \right]} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Naast de veiligheden wordt ook met belastingscoëfficiënten $a = S_{\min}/S$ (FKM-richtlijn) gerekend.

3.7 Praktische sterkteberekening

3.7.1 Globale berekeningen

De controle van de veiligheid van het onderdeel (zie **figuur 3-1**) gaat uit van een reeds beschikbare constructieve oplossing voor het onderdeel. Alleen dan kunnen namelijk de bijbehorende invloedswaarden bepaald worden en dus ook de veiligheid. Binnen het ontwerpproces is daarom vaak een globale bepaling van de doorsnede van het onderdeel nodig, die dan na vaststelling van de ontwerpomgeving de eigenlijke basis vormt van de sterktecontrole.

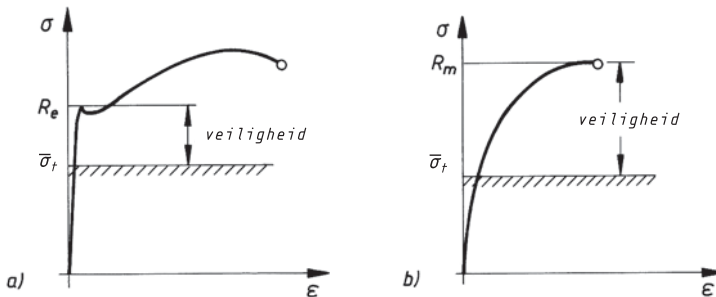
1. Statisch belaste onderdelen

Voor statisch of nagenoeg statisch belaste onderdelen is, indien taaie materialen (staal, gietstaal, aluminium, Al-legeringen, koper, Cu-legeringen, enz.) worden gebruikt, de vloeigrens (of de 0,2-rekgrens) als bekende materiaalconstante maatgevend. Bij toepassing van brosse materialen (grijs gietijzer, hout, keramiek, enz.) is de desbetreffende breuksterkte maatgevend, zie **figuur 3-29**. Algemeen geldt:

$$\text{optredende spanning} \leq \text{toelaatbare spanning} = \frac{\text{materiaalgrenswaarde}}{\text{veiligheid}}$$

en dus geldt voor taaie materialen bij trek:

$$\sigma_t \leq \bar{\sigma}_t = R_{eN}(R_{p0,2N})/S_{V \min} \tag{3.24}$$



Figuur 3-29 Toelaatbare spanning bij statische belasting (voor ontwerpberekeningen)
a) taaie materialen b) brosse materialen

		materiaal					
		ductiel (taai)			bros		
belastingsoort		staal, GS, Cu-leg.	Al-kneed-legering	Al-giet-legering	GJL	GJM	GJS
trek		$R_e (R_{p0,2})$			R_m		
druk	$R_{ed} \approx$	R_e	R_e	$1,5 \cdot R_e$	$2,5 \cdot R_m$	$1,5 \cdot R_m$	$1,3 \cdot R_m$
buiging	$\sigma_{bV} \approx$	$1,1 \cdot R_e$	R_e	R_e	R_m	R_m	R_m
afschuiving	$\tau_{sV} \approx$	$0,6 \cdot R_e$	$0,6 \cdot R_e$	$0,75 \cdot R_e$	$0,85 \cdot R_m$	$0,75 \cdot R_m$	$0,65 \cdot R_m$
torsie	$\tau_{tV} \approx$	$0,65 \cdot R_e$	$0,6 \cdot R_e$	—	—	—	—

Figuur 3-30 Statische sterktewaarden voor globale berekeningen (benaderingswaarden)

en idem voor brosse materialen bij trek:

$$\sigma_t \leq \bar{\sigma}_t = R_{mN} / S_{B \min} \tag{3.25}$$

$S_{V \min} = 1,2 \dots 1,8$ vereiste minimumveiligheid tegen vloeien

$S_{B \min} = 1,5 \dots 3$ vereiste minimumveiligheid tegen breuk

Waarden voor R_{pN} en R_{mN} volgens **tabel 1-1** en **1-2** of volgens de materiaalnormen.

Vaak zijn alleen de materiaalwaarden bekend uit de statische trekproef. In dat geval kan bij globale berekeningen voor andere belastingssoorten de desbetreffende *toelaatbare spanning* berekend worden met de waarden volgens **figuur 3-30**.

2. Dynamisch belaste onderdelen

Bij dynamische belasting kan voor onderdelen waarvan de kerfwerking, afmetingen en eventueel ook oppervlaktegegevens nog niet bekend of beschikbaar zijn, de toelaatbare spanning voor de globale ontwerpberekeningen onder aanname van hoge veiligheden met bijbehorende vermoeiingssterktes worden vergeleken:

$$\sigma \leq \bar{\sigma} = \sigma_D / S_{D \min} \quad \text{resp.} \quad \tau \leq \bar{\tau} = \tau_D / S_{D \min} \tag{3.26}$$

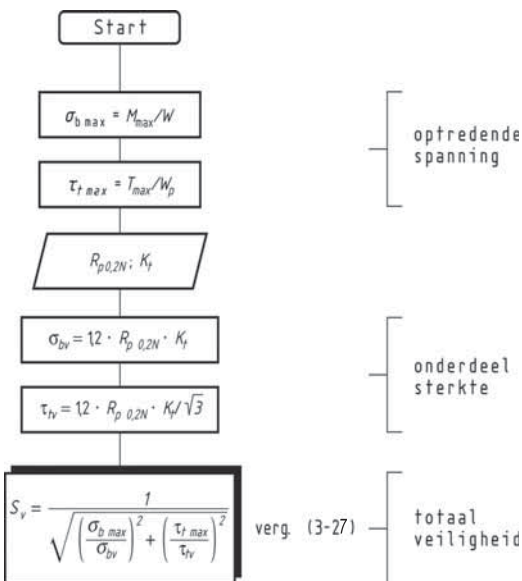
$S_{D \min} = 3 \dots 4$ vereiste minimumveiligheid tegen vermoeiingsbreuk

σ_D, τ_D vermoeiingssterkte volgens **tabel 1-1**

Let op: de met $\bar{\sigma}(\bar{\tau})$ globaal berekende afmetingen van de onderdelen hebben betrekking op de door kerven verzwakte doorsneden. Zo is bijv. bij assen met ingedraaide groeven de berekende diameter gelijk aan de kerndiameter. De waarden voor $\bar{\sigma}(\bar{\tau})$ afronden (zo mogelijk op 0 of 5).

3.7.2 Controle van de statische sterkte

De statische sterkte wordt gecontroleerd om blijvende vervorming, scheurvorming of grensspanningsbreuk te voorkomen. Daar bij taaie materialen (zoals constructie- en veredelstaalsoorten) ook bij geharde lagen geen scheurvorming en breuk te verwachten is voordat deformatie is opgetreden, is statische controle als basiscontrole te gebruiken en kan doelmatig uitgevoerd worden volgens **figuur 3-31**.



Figuur 3-31
Vereenvoudigde statische sterktecontrole op vloeien (ductiele ronde staven; buiging en torsie)

Roloff/Matek geldt al 50 jaar als een standaardwerk voor de werktuigbouw. De uitgaven staan bekend om de alomvattende informatie, actuele normen en heldere uitleg die hun functionaliteit voor interpretatie en berekening keer op keer bewijzen. Gebruikers, zowel in het onderwijs als het werkveld, noemen Roloff/Matek onmisbaar voor het berekenen van constructies. De uitvoerige en up-to-date behandeling van machineonderdelen maakt het een compleet studieboek en een essentieel naslagwerk voor iedere ontwerper.

De methode bestaat uit een:

- Theorieboek
- Tabellenboek

Dit theorieboek beschrijft de belangrijkste machineonderdelen in 24 afzonderlijke hoofdstukken, die onafhankelijk van elkaar kunnen worden bestudeerd. Er is veel aandacht besteed aan het consistent gebruik van grootheden. De volledig uitgewerkte voorbeelden in elk hoofdstuk, vormen een uitstekende leidraad bij de praktische toepassing van de theorie en bij het maken van eigen berekeningen.

Deze geactualiseerde zesde druk, gebaseerd op de vierentwintigste Duitse druk, is op diverse punten verbeterd. De hoofdstukken Sterkte en toelaatbare spanning, Lasverbindingen en Klinkverbindingen zijn grondig herzien. Er is een nieuw hoofdstuk Planetaire overbrengingen toegevoegd. Daarnaast is het boek aangepast aan de nieuwe normen (NEN EN, NEN ISO, DIN) en zijn met name de berekeningsvoorbeelden voorzien van extra stappen voor een beter begrip van de behandelde stof.

Websites bij dit boek:

Ter ondersteuning van gebruikers is de website **www.roloff-matekmachineonderdelen.nl** beschikbaar. Daarnaast is de Duitstalige website **www.roloff-matek.de** een bron van aanvullende informatie.



www.roloff-matekmachineonderdelen.nl
www.boomhogeronderwijs.nl