

Geometrische toleranties

Citation for published version (APA):

Krom, R. (1993). *Geometrische toleranties*. (TH Eindhoven. Afd. Werktuigbouwkunde, Vakgroep Produktietechnologie : WPB; Vol. WPA1446). Technische Universiteit Eindhoven.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1993

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Geometrische toleranties

W.P.A.-rapport 1446

R. Krom

Verslag van een onderzoeksopdracht.

**Technische Universiteit Eindhoven;
faculteit Werktuigbouwkunde
Vakgroep W.P.A.**

Onderzoeksopdracht van: R. Krom
Begeleiders: dr.ir. F.L.M. Delbressine
ir. R. de Groot

Eindhoven, januari 1993

Samenvatting

In dit verslag wordt een beschrijving gegeven van de gebruikte toleranties binnen het IDM-systeem. Tevens wordt een eisenpakket opgesteld waaraan een geometrisch tolerantie-systeem moet voldoen, om bruikbaar te zijn voor de integratie binnen een CAD/CAM omgeving. Hieruit blijkt, dat met de huidige ISO tolerantie-principes enkele knelpunten optreden. Een literatuuronderzoek wordt gedaan naar enkele geometrische tolerantie modellen en -systemen. Vervolgens worden deze tolerantie modellen en -systemen geconfronteerd met het eisenpakket.

Uit deze confrontatie blijkt dat vectorieel tolereren geschikt is voor het tolereren van de positie en oriëntatie van MOs. De theorie van virtuele grens eisen is (nog) niet dermate ontwikkeld dat hij bruikbaar is als tolerantie-systeem. Ook blijkt dat met kwaliteitsgetallen en tolerantie factoren gelijksoortige- en ongelijksoortige toleranties kunnen worden vergeleken. Zolang er nog geen goed alternatief is, zullen de ISO tolerantie-principes gebruikt moeten worden. In dit verslag wordt tevens aangetoond dat de voorgestelde strikte scheiding van interne- en externe parameters binnen het IDM-systeem niet haalbaar is.

Inhoudsopgave

Samenvatting	2
Inhoudsopgave	3
1. Inleiding	5
2. Beschrijving van het IDM-systeem	6
2.1 Ontwerpen binnen het IDM-systeem	6
2.1.1 Manufacturable Objects	7
2.1.2 Implicit Locating	8
2.1.3 Manufacturing Machine Models	8
2.2 Toleranties in het IDM-systeem	8
2.2.1 Interne toleranties	8
2.2.2 Externe toleranties	9
2.3 Eisen voor een tolerantie-systeem	11
2.4 Knelpunten binnen het IDM-systeem	12
3. Tolerantie-systemen	14
3.1 Tolerantie principes volgens ISO	14
3.1.1 Geometrische toleranties volgens ISO 1101	14
3.1.2 Dimensionele toleranties volgens ISO 286/1	15
3.1.3 Fundamentele tolerantie principes volgens ISO 8015	15
3.2 Variërende klasse concept	19
3.3 Vectoriëel tolereren	21
3.3.1 Vectorbeschrijving van geometrische grondvormen	21
3.3.2 Vectorbeschrijving van toleranties	22
3.4 Virtuele grens eisen	23
3.5 Kwaliteitsgetallen	26
3.6 Tolerantie factoren	27
4. Confrontatie tolerantie-systemen met het eisenpakket	29
5. Conclusies en aanbevelingen	31
5.1 Conclusies	31
5.2 Aanbevelingen	32
6. Literatuurlijst	33

BIJLAGEN:

Bijlage 1:	De opdracht	36
Bijlage 2:	Toleranties volgens NEN-ISO 1101	37
Bijlage 3:	Gedetailleerde weergave toleranties	38
Bijlage 4:	Lengtematen van toleranties	40
Bijlage 5:	Tolerantie-diagram	42

1. Inleiding

Het doel van het ontwerpen van mechanische producten is om deze producten zodanig te specificeren dat voldaan wordt aan de gestelde eisen. Onder tolereren wordt het weergeven van acceptabele variaties op de nominale geometrie verstaan. Nauwkeuriger toleranties geven kleinere variaties maar verhogen de produktiekosten.

In de industrie worden de design- en fabricage fase gescheiden. De informatie die van de ontwerp afdelingen naar de fabricage afdelingen gaat, wordt meestal gepresenteerd door technische werktekeningen. Deze tekeningen bevatten details van het produkt zoals het materiaal, de kleur, nominale geometrie en de variaties op de nominale geometrie. De nominale geometrie wordt gerepresenteerd door elementen en de variaties op de nominale geometrie door toleranties op de elementen. De toleranties-principes worden gedefinieerd in de internationale-, nationale- en bedrijfsstandaards.

Een CAD-tekensysteem geeft de produkten meestal hetzelfde weer als de traditionele technische tekeningen. Een produkt wordt gemodelleerd in een aantal aanzichten. Het nadeel van dergelijke systemen is dat er geen enkele relatie is tussen de verschillende aanzichten. Er wordt dus in feite alleen een technische tekening met behulp van een computer gemaakt.

Indien de produkt ontwerpsspecificatie gekoppeld wordt tussen ontwerp, werkvoorbereiding en fabricage, dan zouden koppelingen met applicatiepakketten zoals NC-frezen mogelijk zijn. Om dit te beheersen zijn computer representaties van produkt ontwerpsspecificaties nodig.

De huidige generatie solid modelers kunnen nominale geometrieën beschrijven. Echter, voor deze solid modelers zijn geen geschikte tolerantie-principes die de toleranties zodanig representeren dat ze geschikt zijn voor de eerder genoemde koppeling van CAD/CAPP/CAM.

Dit rapport gaat over geometrische toleranties. In hoofdstuk 2 zal een beschrijving worden gegeven van het IDM-systeem en de hierin gebruikte toleranties-principes. Voorts zal een eisenpakket voor een tolerantie-systeem worden opgesteld. Dit resulteert in enkele knelpunten van de tolerantie-principes binnen het IDM-systeem. Om deze knelpunten op te lossen wordt een literatuuronderzoek gedaan naar enkele tolerantie-modellen en -systemen. In hoofdstuk 3 wordt hiervan een beschrijving gegeven, tevens worden de ISO-tolerantie principes beschreven. In hoofdstuk 4 volgt een confrontatie van de beschouwde tolerantie-modellen en -systemen met het opgestelde eisenpakket. Vervolgens worden in hoofdstuk 5 conclusies getrokken en enkele aanbevelingen geplaatst.

H2 Het IDM-systeem

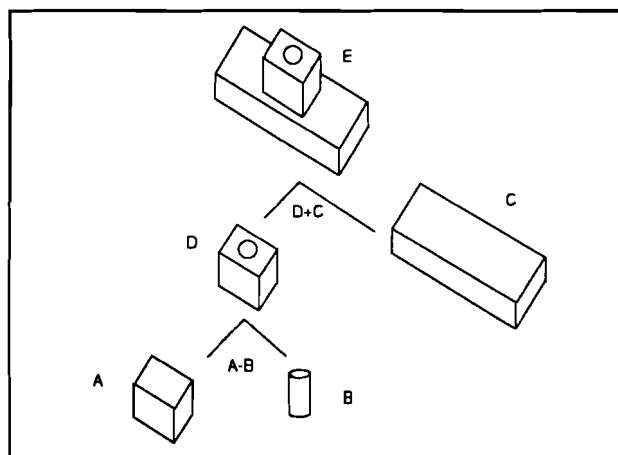
Het IDM-systeem (Integration of Design and Manufacturing) is een prototype ontwerp-systeem dat een integratie probeert te realiseren van ontwerp (CAD), werkvoorbereiding (CAPP) en fabricage (CAM). Het ontwerp proces binnen het IDM-systeem zal in paragraaf 2.1 worden beschreven. Voorts zal in paragraaf 2.2 een beschrijving worden gegeven van de toleranties binnen het IDM-systeem.

2.1 Ontwerpen binnen het IDM-systeem

Solid modeling komt het dichtst bij de fysieke werkelijkheid en wordt dan ook gebruikt binnen het IDM-systeem. Een solid model is een volume object dat een in wiskundige zin complete en eenduidige representatie van een aaneengesloten begrensde, oriënteerbaar en fysiek realiseerbaar object is [Til85].

Voor het ontwerp proces van het IDM-systeem zijn twee typen solid modelers, de zogeheten "Constructive Solid Geometry" (CSG) en de "Boundary Representation" (B-rep) gecombineerd en gemodificeerd. Met de CSG solid modeler wordt een familie van representatieschema's van (starre) volumetrische objecten aangeduid, waarbij een object als constructie of combinatie van een aantal componenten (elementaire objecten) wordt beschouwd. De combinatie wordt gegeven door verzamelingenoperaties ofwel "boolean operators".

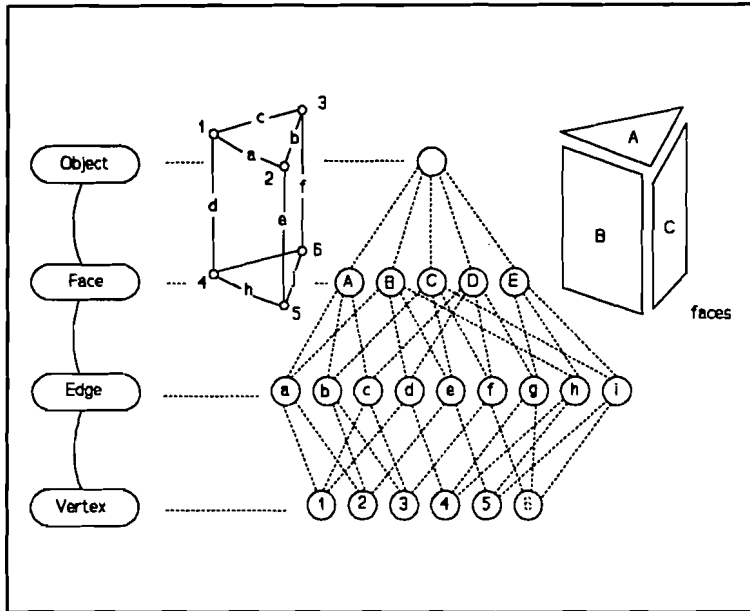
Het principe wordt getoond aan de hand van figuur 1. Er zijn drie elementaire objecten: A, B en C. Het verschil van A en B levert D op, de vereniging van D en C levert E op.



figuur 1: principe van een CSG solid modeler

Met de B-rep solid modeler wordt een volume object gerepresenteerd door middel van een beschrijving van de omhullende oppervlakken van het object en de manier waarop deze aan elkaar vastzitten en als zodanig de "huid" van het object bepalen. Het principe wordt getoond door figuur 2. Een OBJECT wordt omhuld door een aantal VLAKKEN (hier A, B, C, D en E). Ieder VLAK is begrensd door een aantal RIBBEN

(hier a, b, ... h en j). De RIBBEN zijn aan elkaar verbonden in KNOOPPUNTEN. Iedere RIB is gerelateerd aan twee VLAKKEN.

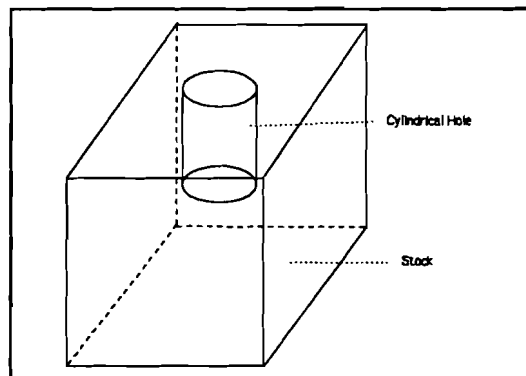


figuur 2: principe van een B-rep solid modeller

Daar het IDM-systeem een fabricage georiënteerde benadering van het ontwerp proces is, worden vanaf het begin van het ontwerp de fabricage beperkingen gehanteerd. Om met deze fabricage beperkingen te kunnen manipuleren moet de ontwerp representatie worden uitgebreid met de concepten van "Manufacturable Objects", "Manufacturing Machine Models" en "Implicit Locating". Deze concepten zullen in het volgende worden behandeld.

2.1.1 Manufacturable Objects

Een Manufacturable Object (MO) is een in principe maakbare geometrische grondvorm [Del89]. Een voorbeeld van een MO, een 'cylindrical hole' wordt gegeven in figuur 3.



figuur 3: voorbeeld van een MO

Binnen het IDM-systeem ontwerpt een constructeur met behulp van MOs. De eerste

stap in het ontwerpproces is het vastleggen van de afmetingen van het uitgangsmateriaal, de Stock. Na applicatie van een eerste MO met de Stock ontstaat er een eerste 'intermediate design state' (IDS). Deze IDS verandert voortdurend na applicatie van van ieder volgende MO.

2.1.2 Implicit Locating

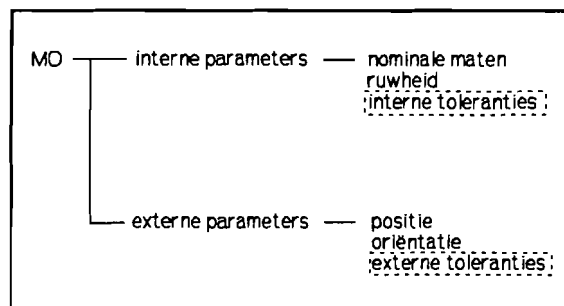
Een Implicit Location specificeert de locatie (positie en oriëntatie) van een solid object of van een MO, met zijn beperkingen relatief ten opzichte van een ander solid object of MO. Een voorbeeld van een Implicit Location toont figuur 5.

2.1.3 Manufacturing machine models

Een Manufacturing machine model beschrijft de beschikbare machines en zijn eigenschappen. Deze worden beschreven met de opzet om MOs informatie te laten ontleden aan bijvoorbeeld de assen-definities, de bewerkingsrange en de gebruikte NC-taal.

2.2 Toleranties in het IDM-systeem

Een MO wordt beschreven aan de hand van interne- en externe parameters. Deze parameters kunnen volgens figuur 4 worden onderverdeeld.



figuur 4: interne- en externe parameters

Uit bovenstaande figuur volgt dat interne- en externe toleranties strikt gescheiden worden. Voor een goed begrip van de hierna volgende beschrijving van interne- en externe toleranties is het noodzakelijk om kennis van de ISO tolerantie principes te bezitten. De ISO tolerantie principes worden beschreven in §3.1.

2.2.1 Interne toleranties

De interne toleranties zijn de toleranties op de vorm (o.a. rechtheid, vlakheid en rondheid) en de toleranties op de nominale afmetingen van een MO.

De interne toleranties hebben dus alleen betrekking op de individuele MOs en zijn afgeleid van de NEN-ISO 1101 normen (zie bijlage 2).

2.2.2 Externe toleranties

De externe toleranties zijn de toleranties op de positie en de oriëntatie van onderling afhankelijke MOs.

Elke MO krijgt bij zijn definitie een coördinatenstelsel verbonden aan het bovenzvlak. Met dit coördinatenstelsel wordt de MO gepositioneerd en georiënteerd. De oorsprong van het coördinatenstelsel kan worden gedefinieerd als het referentiepunt van een MO. De positie en oriëntatie van een MO kunnen onafhankelijk van elkaar absoluut of impliciet aan het systeem worden ingegeven. Iedere MO bevat tevens één of meerdere bewerkingsvectoren, deze vectoren geven aan van waaruit een MO door een gereedschap kan worden benaderd. Eén bewerkingsvector staat loodrecht op het bovenzvlak van de MO en valt samen met één van de assen van het coördinatenstelsel.

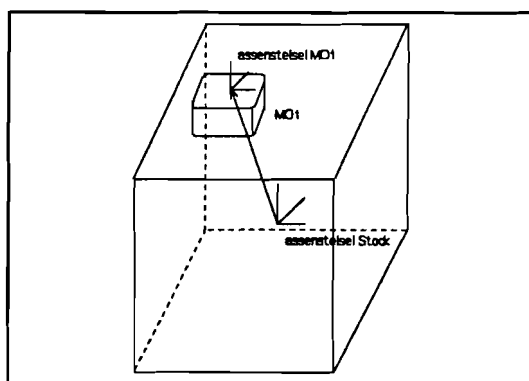
Absolute tolerantie

Bij absolute positionering en oriëntatie wordt een MO ten opzichte van een vast coördinatenstelsel op de Stock gedefinieerd (zie figuur 5). Een MO wordt in eerste instantie ten opzichte van het coördinatenstelsel in het centrum van de Stock gedefinieerd. Wanneer voor de MO een vlakkeuze op de Stock wordt gemaakt, dan wordt het MO-coördinatenstelsel op het gekozen buitenvlak geplaatst. De absolute positie en oriëntatie van de MO worden ten opzichte van dit nieuw gecreëerde coördinatenstelsel op het buitenvlak ingegeven. De invoerparameters voor de absolute positionering van een MO zijn:

- de nominale positie;
- de tolerantie op de nominale positie.

De invoerparameters voor de absolute oriëntatie van een MO zijn:

- de nominale oriëntatie
- de tolerantie op de nominale oriëntatie.



figuur 5: absolute positie en oriëntatie van een MO

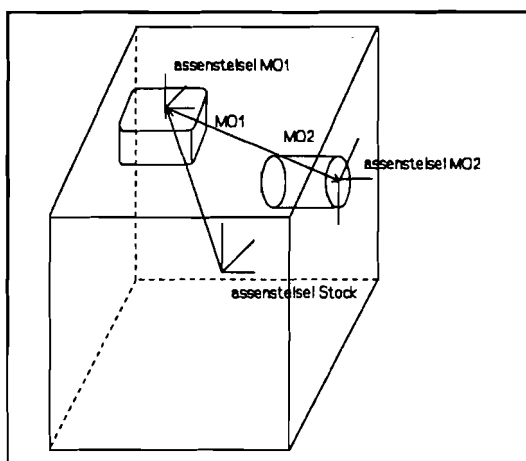
Impliciete tolerantie

Bij impliciete positionering en oriëntatie van een MO, wordt een MO ten opzichte van een andere MO gedefinieerd (zie figuur 6). De invoerparameters voor de impliciete positionering van een MO zijn:

- referentie object;
- de nominale positie ten opzichte van het referentieobject;
- de tolerantie op de nominale positie.

De invoerparameters voor de impliciete oriëntatie van een MO zijn:

- referentieobject;
- de nominale oriëntatie ten opzichte van het referentieobject;
- de toleranties op de nominale oriëntatie.



figuur 6: impliciete positie en oriëntatie van een MO

Eenheden van de toleranties

De toleranties op de nominale positie en oriëntatie worden respectievelijk opgegeven in millimeters en graden. De positievector van een MO heeft een kubisch tolerantie volume waarbinnen het referentiepunt van de MO moet liggen. Deze werkelijke positie van de MO is de resultante van de positievector en de werkelijk optredende tolerantie. De richtingsvector van een MO moet binnen een tolerantie kegel van een bepaalde graad liggen. De MO heeft tevens een bepaalde tolerantie-graad waarbinnen zijn rotatie afwijkingen moeten liggen. Aan de richtingsvector van een MO kunnen bepaalde voorwaarden gesteld van onder andere haaksheid en evenwijdigheid.

2.3 Eisen voor een tolerantie-systeem

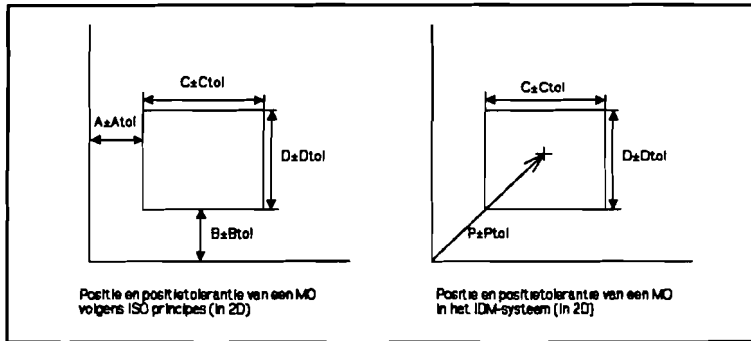
Een eisenpakket voor een tolerantie-systeem kan worden opgesteld indien bekend is in welk gebied het tolerantie-systeem expliciet gebruikt dient te worden. De doelstelling van het IDM-systeem is het koppelen en integreren van CAD/CAPP/CAM. In later stadium zullen assemblage en inspectie hierin worden opgenomen. Voor dit gehele werkgebied moet een tolerantie-systeem aan de volgende eisen voldoen:

- 1 Het in staat stellen van ontwerpers om toleranties te specificeren die afgeleid zijn van de functionele eisen van een ontwerp (Functional Design & Tolerancing) [Wil92]. De functionele eisen zijn zodanig, dat het produkt op het hoogste niveau zijn desgewenste functie kan uitvoeren.
Het tolerantie-systeem moet de toleranties zodanig kunnen specificeren dat bij het tolereren van de functionele eisen, rekening kan worden gehouden met de fabricage beperkingen (Manufacturing Design & Tolerancing), assemblage limitaties en de inspectie mogelijkheden.
- 2 De tolerantie specificatie moet compleet, consistent en niet tegenstrijdig zijn [Far86].
- 3 De tolerantie specificatie van het ontwerp moet zodanig gepresenteerd kunnen worden dat:
 - de toleranties van het ontwerp geanalyseerd kunnen worden,
 - het ontwerp kan worden gefabriceerd,
 - de losse onderdelen geassembleerd kunnen worden [Jay89],
 - het ontwerp kan worden vergeleken met het gefabriceerde produkt (inspectie) [Far86].

2.4 Knelpunten binnen het IDM-systeem

Naar aanleiding van het eisenpakket en gebruikerservaringen worden een aantal knelpunten gesignaleerd die optreden bij het gebruik van het ISO tolerantie-systeem binnen het IDM-systeem. De knelpunten zijn als volgt:

- * Het gebruik van het IDM-systeem vereist een andere dan gebruikelijke manier van positioneren en oriënteren van MOs in een produktrepresentatie. Dit resulteert tevens in een andere manier van tolereren van de positie en oriëntatie van MOs (zie figuur 7).



figuur 7: het positioneren van MOs

- * Aan de elementen en de MOs worden dimensionele- en geometrische toleranties toegekend. De MOs zijn van een zodanige vorm dat het gebruik van profielonzuiverheid uitsluiten. Het toepassen van slagtoleranties kan ook door andere toleranties bereikt worden en hoeft dus niet te worden toegepast. Verschillende toleranties worden gekenmerkt door begrenzings van andere toleranties, de maattolerantie stelt bijvoorbeeld een begrenzing aan vorm-, oriëntatie- en positietoleranties.

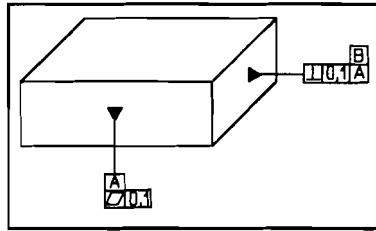
Vorm-, positie- en oriëntatietoleranties zijn nodig indien een element binnen nauwere grenzen moet blijven dan die bepaald worden door de maattolerantie. De waarden van de vorm-, oriëntatie- en positietolerantie mogen niet groter zijn dan de maattolerantie. Indien dit niet het geval is dan kunnen tegenstrijdige toleranties ontstaan.

Een tolerantie kan overbodig worden omdat er reeds een andere geometrische tolerantie is gedefinieerd. Overbodig is het om bijvoorbeeld tegelijkertijd gebruik te maken van een cilindriciteitseis van 0,05mm en een rondheidseis van 0,05mm. Na verdere bestudering van de toleranties blijkt er sprake te zijn van enige hiërarchie tussen de geometrische toleranties.

- voor een vormtolerantie is alleen de vorm van belang,
- voor een oriëntatietolerantie zijn de vorm en de oriëntatie van belang,
- voor de positietolerantie zijn de vorm, oriëntatie en positie van belang.

Buiten de hiërarchie van geometrische toleranties kunnen ook overbodige en tegenstrijdige toleranties optreden indien voor de toleranties van één bewerkingsvlak meerdere referentievlakken worden gebruikt.

Naast de overbodige en tegenstrijdige toleranties kan er tevens sprake zijn van inconsistentie fouten. De inconsistente tolerantie-specificatie van figuur 8 toont een haaksheidtolerantie voor vlak B van 0,1mm terwijl referentievlak A een vlakheidstolerantie van 0,1mm heeft. Deze toleranties zijn inconsistent omdat de vlakheid van vlak A de haaksheid van vlak B beïnvloed.

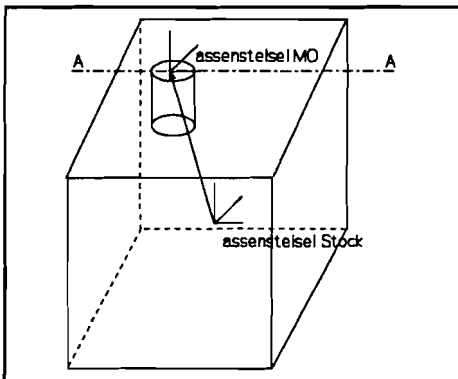


figuur 8: inconsistente tolerantie

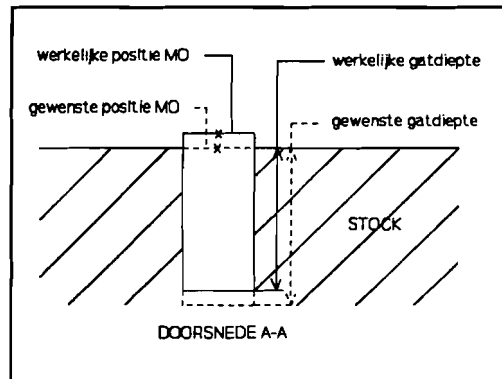
Als laatste kunnen er incomplete toleranties voorkomen. Incomplete toleranties treden meestal op indien de te tolereren mechanische systemen een complexe geometrie hebben waardoor bepaalde elementen niet worden getolereerd.

- * Het genereren van opspanningen (set-ups) vereist het vergelijken van geometrische toleranties. Deze geometrische toleranties kunnen ongelijksoortig zijn, waardoor vergelijkingsproblemen ontstaan.

Tot slot van de knelpunten wordt in het volgende een ander probleem binnen het IDM-systeem beschreven. Dit heeft betrekking op de voorgestelde strikte scheiding van interne- en externe toleranties. Stel als volgt: een MO (cylindrical hole) wordt afgetrokken van de Stock (zie figuur 9), de MO wordt gepositioneerd ten opzichte van de Stock (absolute). Voor de eenvoud wordt uitgegaan van geometrisch ideaal gevormde (geproduceerde) MOs.



figuur 9: positie van een MO



figuur 10: doorsnede Stock met MO

Figuur 10 representeert een doorsnede van figuur 9. In deze figuur 10 zijn respectievelijk de werkelijke- en de gewenste positie van de MO weergegeven. De gewenste positie van de MO is zodanig, dat een bepaalde diepte van het gat in de Stock wordt gehaald. De werkelijke positie van de MO komt tot stand door de tolerantie op de positievector. De volgende situatie treedt nu op: de werkelijke positie van de MO beïnvloedt de diepte van het gat in de Stock.

De positietolerantie is een externe tolerantie en de diepteafwijking van de gewenste gatdiepte een interne tolerantie. Hieruit volgt dat de interne- en externe toleranties niet strikt te scheiden zijn.

H3 Tolerantie-systemen

Om oplossingen voor de knelpunten binnen het IDM tolerantie-systeem te vinden, worden in het volgende hoofdstuk enkele ontwikkelde tolerantie-systemen en tolerantie-modellen beschouwd. Voor een goed begrip van dimensionele- en geometrische toleranties wordt eerst een beschrijving van de ISO toleranties principes gegeven.

3.1 Tolerantie principes volgens ISO

De Internationale Standaard Organisatie (ISO) heeft een aantal normen voor het tolereren van mechanische onderdelen. Deze normen hebben betrekking op dimensionele toleranties (ISO 286/1) en geometrische toleranties (ISO 1101). De Amerikaanse ANSI Y14.5 norm is een gelijkend tolerantie-systeem. Volgens ISO definitie is een element een geometrische entiteit zoals een punt, een lijn en een vlak. Elk mechanisch onderdeel is geheel opgebouwd uit elementen.

3.1.1 Geometrische toleranties volgens ISO 1101

De norm geeft de principes van symbolen en aanduiding op technische tekeningen van de geometrische toleranties. Geometrische toleranties zijn toleranties op vorm, oriëntatie en positie van elementen waarbij de tolerantiezones van deze elementen worden bepaald (zie bijlage 2). Afhankelijk van de aangegeven functionele eisen en het kenmerk van het element is de tolerantiezone een van de volgende:

- het gebied binnen een cirkel;
- het gebied tussen twee concentrische cirkels;
- het gebied tussen twee evenwijdige rechte;
- de ruimte binnen een cilinder;
- de ruimte tussen twee co-axiale cilinders;
- de ruimte tussen twee evenwijdige vlakken;
- de ruimte binnen een parallellipedum.

Een gedetailleerde beschrijving van tolerantiezones geeft bijlage 3.

De ISO 1101 norm maakt gebruik van de volgende ISO normen:

ISO 128	Technische tekeningen - Algemene principes van presentatie
ISO 129	Technische tekeningen - Dimensioneren
ISO 1660	Technische tekeningen - Dimensioneren en tolereren van profielen
ISO 2692	Technische tekeningen - Geometrische toleranties - Maximum materiaal principe
ISO 5459	Technische tekeningen - Geometrische toleranties - Datums en datum-systemen voor geometrische toleranties

ISO 7083	Technische tekeningen - Symbolen voor geometrisch tolereren
ISO 8015	Technische tekeningen - Fundamentele tolerantie principes

De meeste in Nederland gebruikte NEN-normen komen overeen met ISO-normen.

3.1.2 Dimensionele toleranties volgens ISO 286/1

Het ISO-passingstelsel voorziet in een stelsel van toleranties en grensmaatafwijkingen, die geschikt zijn voor gladde werkstukken. Er wordt in ISO 286/1 vanwege het grote belang van cilindrische werkstukken alleen naar dit soort werkstukken verwezen. Toleranties, die in de norm worden gegeven, zijn evenzeer ook van toepassing op andere dimensionele toleranties. Dimensionele toleranties zijn onder te verdelen in lineaire toleranties en hoek toleranties. Lineaire toleranties beschrijven de toleranties op de lokale maat van een element. Deze lokale maat is gedefinieerd als afstand tussen twee punten. Een hoek tolerantie beschrijft de tolerantie van de oriëntatie van de lijnen die de hoek beschrijven.

3.1.3 Fundamentele tolerantie principes volgens ISO 8015

Dimensionele en geometrische classificeren toleranties als volgt:

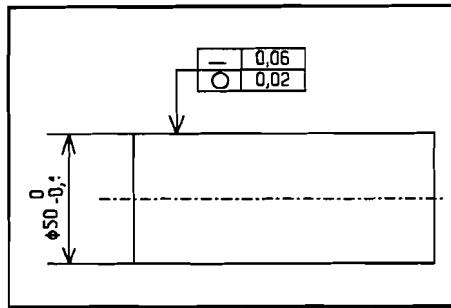
- * toleranties die kunnen worden gezien als attributen van de dimensies van een element, de maat toleranties
- * toleranties die beperkingen stellen aan element grenzen, de vorm toleranties
- * toleranties die beperkingen stellen aan een relatie tussen twee element grenzen, de oriëntatie toleranties
- * toleranties die beperkingen stellen aan de geometrische relatie van twee elementen, de positie toleranties

De ISO 8015 norm geeft de principes van de relaties tussen dimensionele en geometrische toleranties.

Principe van onafhankelijkheid

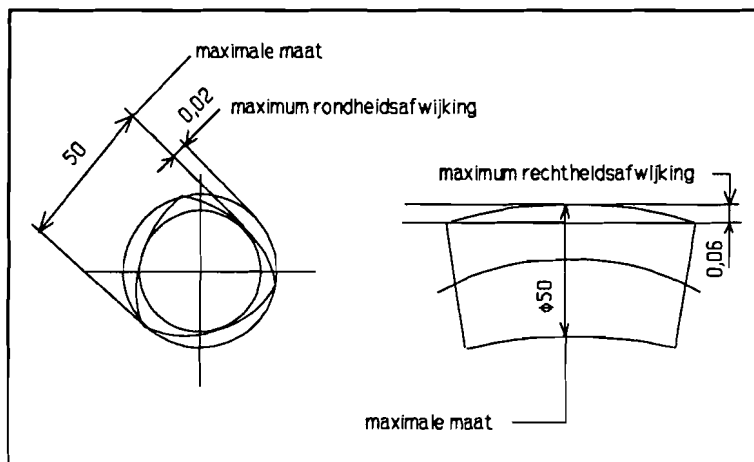
Elke gespecificeerde dimensionele- of geometrische eis van het ontwerp dient onafhankelijk te zijn, dit impliceert dat er geen relatie tussen de maat, vorm, oriëntatie of positie zal zijn, tenzij er een bepaalde relatie is gespecificeerd op het ontwerp.

Voorbeeld: Het Principe van onafhankelijkheid toegepast op een getolereerde cilinder (zie figuur 11). De cilinder heeft een diameter van 50mm met een ondermarge van 0,1mm en een bovenmarge van 0mm. Onafhankelijk van deze diameter is de toelaatbare rechtheidsafwijking 0,06mm. Eveneens onafhankelijk is de toelaatbare rondheidsafwijking 0,02mm.



figuur 11: getolereerde cilinder

De interpretatie van het Principe van onafhankelijkheid wordt gegeven in figuur 12. Bij een geproduceerde cilinder mag naast de maximale maat van 50mm tevens een maximale rondheidsafwijking van 0,02mm en een maximale rechtheidsafwijking van 0,06mm optreden.



figuur 12: interpretatie principe van onafhankelijkheid

Principe van wederzijdse afhankelijkheid

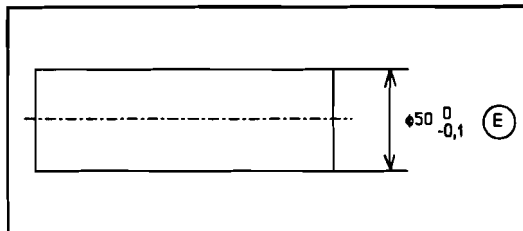
Een specifieke relatie van maat en geometrie kan zijn tussen:

- maat en vorm, of
- maat en oriëntatie, of
- maat en positie.

a) Envelopsysteem

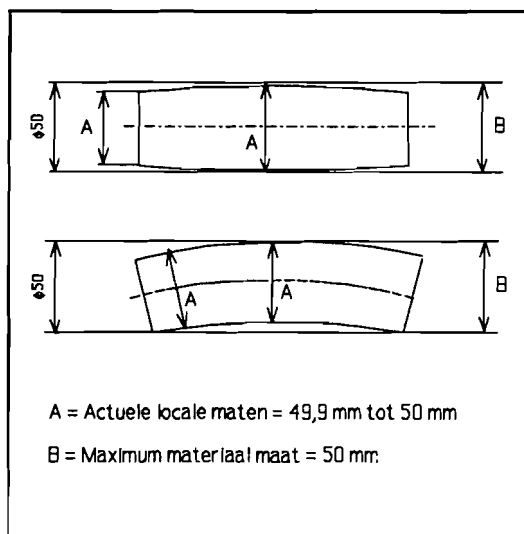
Het Envelopsysteem wordt gebruikt indien passende toleranties worden vereist. Door deze passende toleranties is geometrische volmaaktheid vereist bij de Maximum materiaal maat. Het Envelopsysteem wordt aangeduid door het symbool E.

Voorbeeld: Het Envelopsysteem toegepast op een cilinder (zie figuur 13). De cilinder heeft een diameter van 50mm met een ondermarge van 0,1mm en een bovenmarge van 0mm. Tevens is het symbool E toegevoegd.



figuur 13: de toepassing van het envelop systeem op een cilinder

De interpretatie van het Envelopsysteem wordt gegeven in figuur 14. De te produceren cilinder moet binnen een ideale cilinder met een diameter van 50mm liggen (de maximum materiaal maat). Alle locale maten dienen tussen 49,9mm en 50mm te liggen.

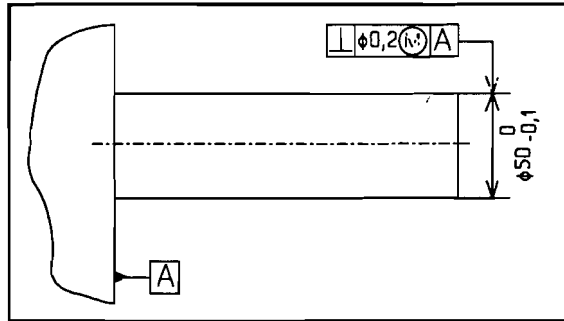


figuur 14: interpretatie van het envelop systeem

b) Maximum materiaal principe (volgens ISO 2692)

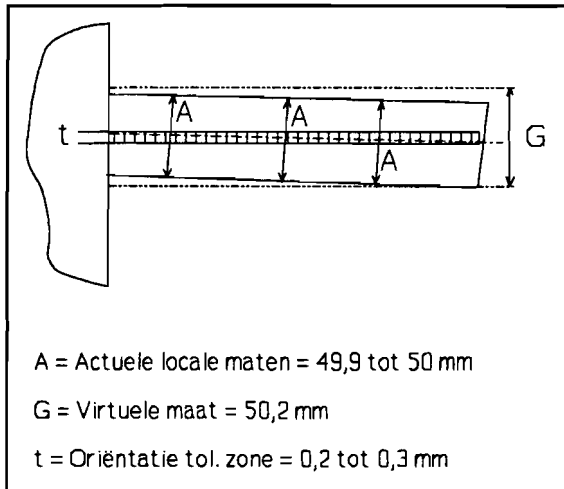
Door de toevoeging van het maximum materiaal principe symbool wordt de vorm-, of plaatstolerantie afhankelijk gesteld van de werkelijke werkstukmaat.

Voorbeeld: Het Maximum materiaal principe toegepast op een steel die gerelateerd is aan een referentievlak (zie figuur 15). De steel heeft een diameter van 50mm met een ondermarge van 0,1mm en een bovenmarge van 0mm. De haaksheidstolerantie van de steel ten opzichte van het referentievlak is 0,2mm. Tevens wordt het symbool M toegevoegd.



figuur 15: aanduiding op een tekening

De interpretatie van het Maximum materiaal principe wordt gegeven in figuur 16. De locale maten van de steel moeten tussen de 49,9mm en 50mm liggen. Tevens moet de hartlijn binnen een cilinder van 0,3mm liggen. Hierdoor zal de steel liggen binnen de virtuele steel van 50,2mm.



figuur 16: interpretatie MMC

3.2 Variërende klasse concept

Het variërende klasse concept bouwt met mathematische procedures tolerantie zones om elementen [Req83]. Hoofdlijnen van de theorie zijn de volgende:

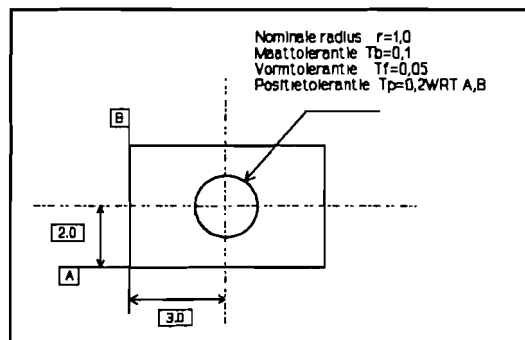
- dimensionele toleranties worden beschouwd als een speciaal geval van geometrische toleranties;
- de nominale geometrie wordt niet gekarakteriseerd door middel van dimensies.

De nominale geometrie wordt beschreven door elementen. Deze elementen worden gekarakteriseerd door de volgende vier algemene gebieden:

- 1) maat
- 2) vorm
- 3) positie
- 4) oriëntatie

Het variërende klasse concept bouwt om de maat, de vorm en de positie van de elementen tolerantiezones. Deze tolerantiezones vormen drie tolerantie restricties die allen onafhankelijk moeten worden getest. Een acceptabele geometrie moet de drie testen simultaan doorstaan. De tolerantie op de oriëntatie is volgens de NEN-ISO 1101 normen (zie bijlage 2).

In het volgende zullen de tolerantie zones van de maat, de vorm en de positie worden toegelicht aan de hand van figuur 17. Deze figuur representeert een blok met hierin een gat en de toleranties van dit gat.

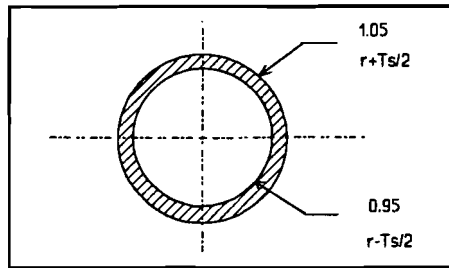


figuur 17: representatie van blok met gat

1) maattolerantie

Een gat voldoet aan zijn maatspecificatie indien zijn buitenkant geheel binnen een ringvormige tolerantie zone ligt. Deze ringvormige tolerantie zone is gedefinieerd als het gebied tussen twee concentrische cirkels. De concentrische cirkels hebben de volgende stralen, $r+T_s/2$ en $r-T_s/2$ (zie figuur 18).

De positie en oriëntatie van de tolerantie zone zijn willekeurig, zodat de buitenkant van het gat, indien dit gat aan zijn maat specificatie voldoet, ook werkelijk binnen de tolerantie zone valt.

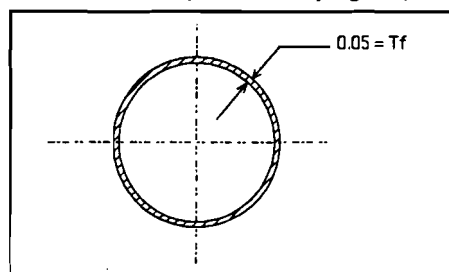


figuur 18: maattolerantie

2) vormtolerantie

De vormtolerantie zone is gedefinieerd als het willekeurig gepositioneerde ringvormige gebied tussen twee concentrische cirkels met de stralen r_1 en r_2 . De concentrische cirkels hebben geen relatie met de straal r (de maat). De grootte van de vormtolerantie is T_f en wordt bepaald door $r_1 - r_2$ (zie figuur 19).

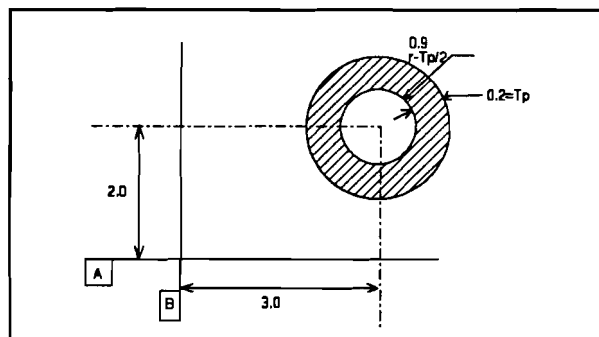
De vormtoleranties volgens deze theorie zijn gelijk aan de definities van de NEN-ISO 1101 vormtoleranties (zie ook bijlage 2).



figuur 19: vormtolerantie

3) positietolerantie

De positietolerantie wordt ten opzichte van A en B gedefinieerd. De positie tolerantie zone is gedefinieerd als het ringvormige gebied tussen twee concentrische cirkels met de stralen $r + T_p/2$ en $r - T_p/2$ (zie figuur 20).



figuur 20: positietolerantie

3.3 Vectorieel tolereren

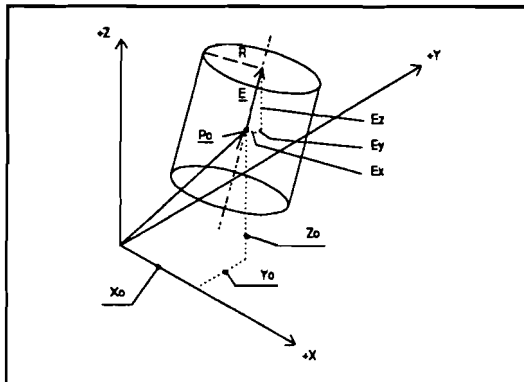
Iedere geometrische eigenschap van een produkt beïnvloed de specifieke eigenschappen (functie en werking). De vectoriële tolerantie theorie tolereert alle geometrische eigenschappen op een mathematische basis [Wir88]. Door deze werkwijze kunnen alle afzonderlijke specifieke eigenschappen van een produkt worden beïnvloed.

3.3.1 Vectorbeschrijving van grondvormen

De vectoriële beschrijving van grondvormen (maakbare vormen) wordt beschreven door de volgende parameters:

- de nulvector;
- de richtingsvector;
- de nominale maat.

Voor een cilinder wijst de nulvector P_0 naar een punt op de cilinderas, de richtingsvector E geeft de richting van de cilinderas weer en de maat R beschrijft de nominale straal (zie figuur 21). De lengte van de cilinder volgt uit twee vlakken die loodrecht op de cilinderas staan.



figuur 21: de vectorbeschrijving van een cilinder

Enkele vectoriële beschrijvingen van de belangrijkste grondvormen zijn in tabel 1 weergegeven.

grondvorm	nulvector (mm)			richtingsvector (1)			maat (mm)	
	X_0	Y_0	Z_0	E_x	E_y	E_z	M1	M2
kogel	*	*	*				*	
vlak	*	*	*	*	*	*		
cilinder	*	*	*	*	*	*	*	
conus	*	*	*	*	*	*	*	*
torus	*	*	*	*	*	*	*	*

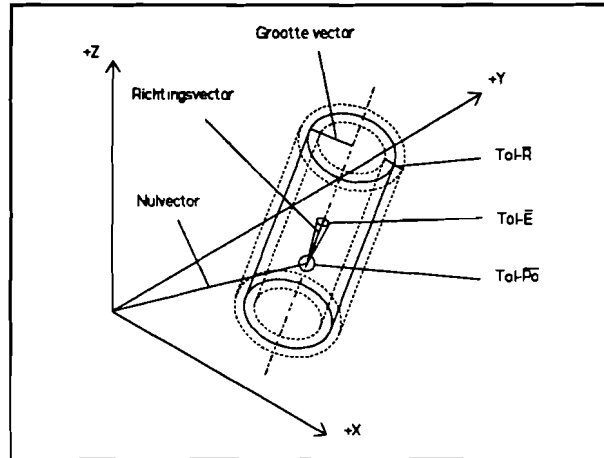
tabel 1: vectorbeschrijving van enkele grondvormen

3.3.2 Vectorbeschrijving van toleranties

Na de acceptatie van de vectoriële beschrijving van grondvormen kan aan elke vectorcomponent en iedere maat een eigen tolerantie worden toegekend.

Voor de cilinder (zie figuur 22) zijn de volgende toleranties te onderscheiden:

- tolerantie op de nulvector;
- tolerantie op de richtingsvector;
- tolerantie op de maat.



figuur 22: de vectorbeschrijving van toleranties

Na de toekenning van toleranties aan de grondvormen van tabel 1 volgt de tolerantietabel 2.

grondvorm	nulvector +/- TOL (mm)			richtingsvector +/- TOL (1)			maat +/- TOL (mm)	
	X_0	Y_0	Z_0	E_x	E_y	E_z	M1	M2
kogel	*	*	*				*	
vlak	*	*	*	*	*	*		
cilinder	*	*	*	*	*	*	*	
conus	*	*	*	*	*	*	*	*
torus	*	*	*	*	*	*	*	*

tabel 2: toleranties van enkele grondvormen

De vorm van de tolerantietabel en de tabel van de vectorbeschrijving van grondvormen is gelijk. De tolerantietabel representeert de geometrie toleranties op een zodanige wijze dat hij geschikt is om de data via een computer van CAD naar CAM en naar CMM (computergestuurde meetmachine) te sturen.

3.4 Virtuele grens eisen

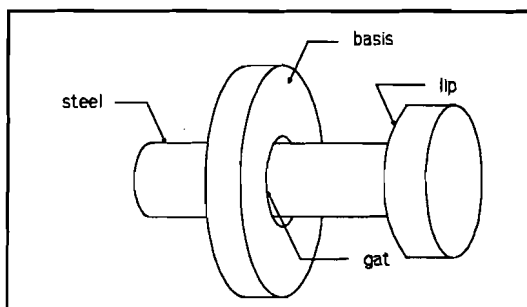
De theorie van virtuele grens eisen [Jay89] onderzoekt het representeren van geometrische toleranties in een B-rep solid modeller uit het oogpunt van de volgende twee klassen van functionele eisen:

- klasse 1 heeft betrekking op de ruimtelijke relaties tussen onderdelen in een samenstelling;
- klasse 2 heeft betrekking op de kritieke grootte van de onderdelen.

Met behulp van voorbeelden van beide klassen wordt gedemonstreerd hoe deze functionele eisen door virtuele grens eisen kunnen worden beschreven.

Voorbeeld van klasse 1

Beschouwd wordt een samenstelling van twee onderdelen, een pen en een ring (zie figuur 23). De functionele eis van de samenstelling is de mogelijkheid tot vaststellen van de ruimtelijke relatie tussen de pen en de ring.



figuur 23: samenstelling van pin en ring

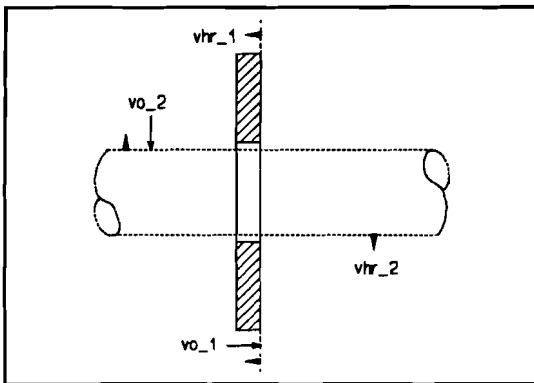
Als eerste worden de relevante oppervlakte kenmerken van de pen en de ring geïdentificeerd. Van de pen zijn dit de lip en de steel, van de ring de basis en het gat. Deze kenmerken vormen paren (lip, basis) en (steel, gat). Vervolgens worden de volgende virtuele oppervlakken aangewend, vo_1 tussen lip en basis, en vo_2 tussen gat en steel. De virtuele oppervlakken hebben de volgende eisen: vo_2 heeft een gespecificeerde maat en staat loodrecht op vo_1. De pen en de ring kunnen nu worden gepositioneerd ten opzichte van de aangewende virtuele oppervlakken (zie figuur 24 en figuur 25):

De pen vereist:

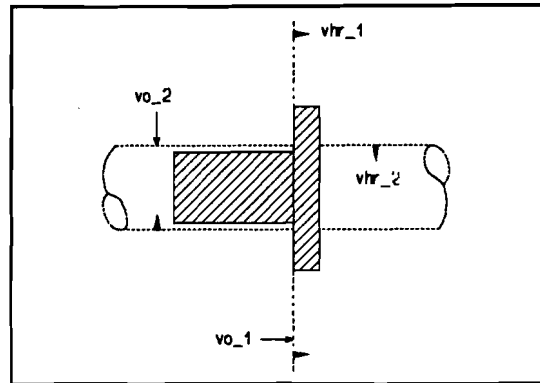
- vo_1 ligt aan de niet materiële kant van de lip;
- de lip is in nauw contact met vo_1;
- vo_2 omhult de steel.

De ring vereist:

- vo_1 ligt aan de niet materiële kant van de basis;
- de basis is in nauw contact met vo_1;
- het gat omhult vo_2.



figuur 24: positie pen t.o.v. virtuele oppervlakken



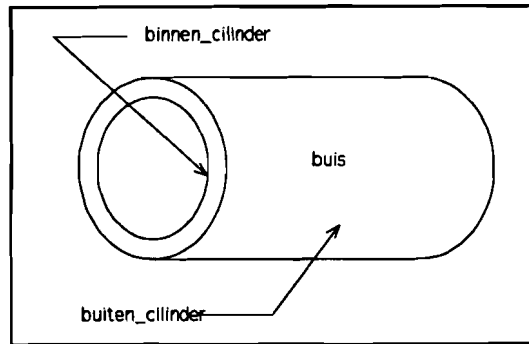
figuur 25: positie ring t.o.v. virtuele oppervlakken

De functionele eisen weergegeven door de virtuele oppervlakken worden gerefereerd als virtuele oppervlakte eisen. De virtuele halve ruimtes en de virtuele oppervlakken kunnen gecombineerd worden, waarbij de virtuele oppervlakken de grens vormen van de virtuele halve ruimtes. De functionele eisen weergegeven door de virtuele halve ruimtes worden gerefereerd als virtuele grens eisen.

Door het gebruiken van virtuele halve ruimtes is het mogelijk om zogenaamde functionele mallen te maken waarbij direct de delen op hun functionele eisen zijn te controleren.

Voorbeeld van klasse 2:

Beschouwd wordt een buis (zie figuur 26). De functionele eis is dat het volume van de cilindrische wand, tenminste een cilindrisch volume van gespecificeerde diameter en dikte heeft. De relevante oppervlakte kenmerken van de buis zijn de binnen_cilinder en de buiten_cilinder.

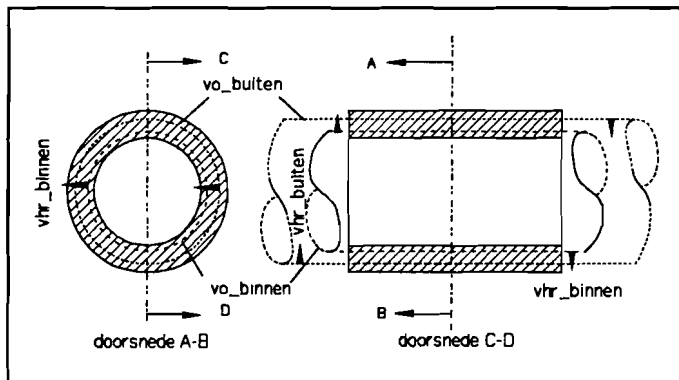


figuur 26: weergave van een buis

Vo_binnen wordt toegekend aan de binnen_cilinder, vo_buiten wordt toegekend aan de buiten_cilinder (zie figuur 27). De virtuele oppervlakken hebben als eisen: ze moeten coaxiaal en van gespecificeerde grootte zijn.

Het buis model positioneren ten opzichte van de virtuele oppervlakken kan zodanig dat:

- vo_binnen ligt aan de materiële zijde van binnen_cilinder en omgeven door binnen_cilinder,
- vo_buiten ligt aan de materiële zijde van de buiten_cilinder en is omgeven door de buiten_cilinder.



figuur 27: virtuele oppervlakken van een buis

Ook voor dit model kunnen de virtuele halve ruimtes en de virtuele grenzen gecombineerd worden, waarbij de functionele eisen weergegeven door de virtuele halve ruimtes worden gerefereerd als virtuele grens eisen. Een functionele mal bestaat echter niet vanwege de overlap van de virtuele halve ruimtes.

3.5 Kwaliteitsgetallen

Bij dit tolerantie-model worden de vlakken van een werkstuk volgens de standaard-normen (ISO, ANSI) getolereerd. Om conclusies te trekken uit de gestelde vorm-, positie, oriëntatie- en maattoleranties is een goede kennis van het bewerkingsproces vereist. Om deze kennis in een geautomatiseerd systeem te gebruiken wordt een kwaliteitsgetal uitgerekend. Dit kwaliteitsgetal is een indicator die gebruikt kan worden voor zowel de produkttoleranties als de bewerkingsmethoden. Alle vorm-, positie-, oriëntatie- en maattoleranties moeten naar deze eenheid worden omgerekend, met het doel ze onderling te kunnen vergelijken. Een lager kwaliteitsgetal betekent een nauwkeuriger tolerantie, vanzelfsprekend is deze dan ook moeilijker te maken.

Indien aan een bewerkingsvlak meerdere tolerantie-eisen worden gesteld, dan moeten deze eisen worden omgerekend naar kwaliteitsgetallen. Hierbij geldt dat de tolerantie met het laagste kwaliteitsgetal doorslaggevend is voor de te gebruiken bewerkingsmethode. De verschillende toleranties op het bewerkingsvlak kunnen worden vervangen door één enkel kwaliteitsgetal. Aan de bewerkingsmethoden kunnen ook kwaliteitsgetallen worden toegekend, deze kwaliteitsgetallen worden bepaald door de realiseerbare toleranties. Voor ieder bewerkingsvlak kan een bewerkingsmethode worden gekozen waarbij de kwaliteitsgetallen behoren samen te vallen.

Tevens is een methode ontwikkeld om ook ongelijksoortige toleranties, zoals vlakheid en haaksheid, onderling te vergelijken [Vri92]. Voor dit vergelijken moeten correctiefactoren worden ingevoerd. Dit wordt gedaan door het aanpassen van de lengtemaat, waardoor gebruik kan worden gemaakt van de $i(L)$ -formule (NEN 2802):

$$i(L) = 10^{-3} * (0.45 * L^{1/3} + L * 10^{-3}) \quad \text{met } L \text{ als lengtemaat}$$

Het aanpassen van de lengtemaat gebeurt met behulp van compensatie-factoren. De compensatie factoren zijn als volgt gekozen:

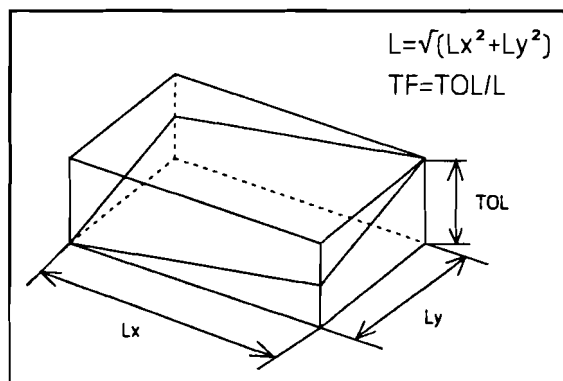
	compensatie-factor:
- het tolerantieveld ligt in het verlengde van de lengtemaat	1
- het tolerantieveld staat loodrecht op de lengtemaat	0,5
- de tolerantie wordt in één richting geëist	1
- de tolerantie wordt op de gehele omtrek geëist	2

De totale compensatie-factor is het produkt van alle afzonderlijke compensatie-factoren. Bijlage 4 geeft lengtematen van verscheidene toleranties. Na deze correcties van de lengtematen kunnen de i -waarden worden uitgerekend. Deze i -waarden worden aan de hand van het tolerantie-diagram (zie bijlage 5) weer omgerekend naar kwaliteitsgetallen.

3.6 Tolerantie factoren

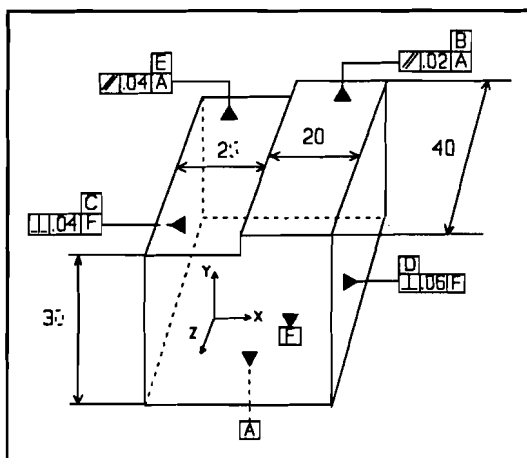
De fabricagevolgorde is gebaseerd op zowel de geometrische relaties tussen MOs als de oriëntatie van deze MOs. Een nauwkeurige tolerantie vereist dat de bewerkingsoperaties van de onderling afhankelijke MOs (externe toleranties) zo laat mogelijk in de fabricagevolgorde worden opgenomen. De relaties tussen de toleranties worden gewogen volgens de Boerma methode [Boe88]. De berekende 'tolerance factor' (TF) is een maat voor het belang van tolerantierelaties tussen MOs. De TF is in principe niets anders dan de toelaatbare hoekverdraaiing van het werkstuk. Nauw verwante MOs worden gegroepeerd in een set-up als ook hun oriëntaties (de bewerkingsrichtingen) overeenkomen. Het doel van deze set-up verdeling is het reduceren van het aantal kritische toleranties tussen MOs verdeeld over meerdere set-ups. Bij een set-up worden de hoekverdraaiingen van de bewerkingsassen bepaald. Door het minimaliseren van het aantal set-ups vindt dit proces zo min mogelijk plaats. Dit is gewenst omdat hierdoor de bewerkingstijden omlaag gaan waardoor ook de produktiekosten dalen.

In het geval van evenwijdigheid van figuur 28 is de tolerantie factor de maximale tolerantie (TOL) gedeeld door de langste diagonaal (L) van het getolereerde element, hier een vlak. Dit is niets anders dan de tangens van de hoek van het tolerantie gebied.



figuur 28: calculatie van TF

Het voorbeeld in figuur 29 geeft een produkt weer waarbij meerdere toleranties zijn gedefinieerd. De toleranties worden gewogen volgens de Boerma methode.



figuur 29: produkt met meerdere gebonden toleranties

Tabel 3 geeft het resultaat na het wegeven van de tolerantierelaties. Hierin is TOF (toleranced feature) het getolereerde element, REF (reference feature) het referentie element en Lx, Ly, Lz de relevante lengtes om de langste diagonaal te berekenen.

TOF	REF	type tolerantie	TOL (mm)	lengte (mm)			TF (*10E-5)
				Lx	Ly	Lz	
B	A	paralleliteit	0,02	20		40	44,7
C	F	haaksheid	0,04		30		133
D	F	haaksheid	0,06		40		150
E	A	paralleliteit	0,04	25		40	84,7

tabel 3

H4 Confrontatie tolerantie-systemen met het eisenpakket

In dit hoofdstuk worden de in het literatuuronderzoek beschouwde tolerantie-systemen geconfronteerd met het opgestelde eisenpakket.

Vectorieel tolereren:

Met vectorieel tolereren kunnen de afzonderlijke grondvormen worden getolereerd. De grondvormen worden beschreven door de positievector, de richtingsvector (oriëntatie) en de maat. Toleranties worden toegekend aan de nulvector, richtingsvector en de maat. De grondvormen zijn door bovenstaande parameters volledig beschreven, echter er kunnen voor de afwijkingen van de nominale geometrieën alleen maattoleranties worden opgegeven. Vormtoleranties kunnen niet worden gedefinieerd.

De data van de toleranties wordt op een mathematische wijze weergegeven. Hierdoor kan deze data in hetzelfde formaat van CAD naar CAM en CMM gestuurd. Door de mathematische data is het eenvoudig om een tolerantie-analyse uit te voeren.

Variërende klasse concept:

Door het vereenvoudigen van toleranties tot mathematische procedures wordt bij deze theorie geen rekening gehouden met de functionele eisen van de diverse mono onderdelen [Far86].

Virtuele grens eisen:

De theorie is enigszins gerelateerd aan het variërende klasse concept. Bij de theorie van virtuele grens eisen wordt echter uitgegaan van de functionele eisen van een ontwerp. De kritieke delen van het ontwerp moeten binnen of buiten virtuele grenzen liggen. Eén van de functionele klassen van de virtuele grens eisen gaat uit van het positioneren van onderdelen ten opzichte van elkaar in een assemblage. Hierbij wordt dus rekening gehouden met de assemblage limitaties.

Problemen die nog optreden bij de theorie van virtuele grenseisen zijn het representeren van bepaalde functionele eisen [Jay90].

Het gebruik van het vergroten van de grensoppervlakken van onderdelen om toleranties aan te geven, wat gebeurt bij de virtuele grens eisen en het variërende klasse concept, is pur sec een goede representatie mogelijkheid.

Kwaliteitsgetallen:

Kwaliteitsgetallen kunnen de optredende hiërarchie van vorm-, oriëntatie- en positietoleranties (zie §2.4) bepalen. Indien meerdere tolerantie-eisen met verschillende- of overeenkomstige referentievlakken aan een bewerkingsvlak worden gesteld, dan kunnen de toleranties worden gewogen door middel van kwaliteitsgetallen. Overbodige toleranties kunnen worden vermeden. Met kwaliteitsgetallen is het mogelijk om een set-up verdeling te maken.

Tolerantie factoren:

Tolerantie factoren kunnen gelijksoortige- en ongelijksoortige geometrische toleranties vergelijken. Deze tolerantie factoren benaderen de toleranties vanuit de afwijkingen van de rotaties van het werkstuk. De tolerantie factoren zijn een instrument dat gebruikt kan worden bij een set-up verdeling. Net als de kwaliteitsgetallen kunnen met tolerantie factoren overbodige toleranties worden vermeden.

H5 Conclusies en aanbevelingen

5.1 Conclusies

Vectorieel tolereren is een geschikte manier om toleranties toe te kennen aan de positie en oriëntatie van MOs binnen het IDM-systeem (externe toleranties). Vectorieel tolereren van MOs (de interne toleranties) is niet geschikt omdat geen vormtoleranties aan de bewerkingsvlakken kunnen worden opgegeven.

Het variërende klasse concept is niet bruikbaar als tolerantie-systeem omdat de theorie niet uitgaat van de functionele eisen van een ontwerp.

De theorie van de virtuele grens eisen is (nog) niet bruikbaar als tolerantie-systeem. omdat door de theorie slechts enkele functionele eisen bestudeerd zijn. Er wordt nog een gedetailleerde studie gedaan naar vele facetten en functionele eisen van de theorie.

Zolang er geen beter alternatief voor de ISO tolerantie-principes is, moeten deze gebruikt worden. Door het gebruik van vectorieel tolereren en kwaliteitsgetallen of tolerantie factoren kunnen verscheidene optredende knelpunten worden vermeden.

Gebruik óf kwaliteitsgetallen, óf tolerantie factoren bij het vergelijken van gelijksoortige- en ongelijksoortige toleranties binnen het IDM-systeem. Overbodige toleranties kunnen hierdoor vermeden worden. Tevens kan een begin worden gemaakt met een set-up verdeling. Nadere studie zal moeten bepalen welke methode het meest geschikt is.

Inconsistente toleranties en tegenstrijdige toleranties moeten vermeden worden. Door een tolerantie-analyse zouden deze kunnen worden gedetecteerd.

De voorgestelde strikte scheiding van interne- en externe parameters binnen het IDM-systeem is niet haalbaar zoals blijkt uit het geschetste voorbeeld in §4.2.

5.2 Aanbevelingen

Bij nadere studie van kwaliteitsgetallen moeten de waarden van verschillende compensatie-factoren verder worden bestudeerd. Deze waarden kunnen na uitgebreide bewerkingstesten en metingen worden bijgesteld. Tevens moeten fundamenteel verschillende bewerkingen als frezen en ponsen verschillende correctie-factoren krijgen.

Bij verdere studie van de tolerantie factoren zal bekeken moeten worden of de benadering van toleranties vanuit de rotaties van het werkstuk een juiste benadering is. Dit zou kunnen na bewerkingstesten en metingen.

Bij het tolereren op de positie van MOs wordt in het IDM-systeem gebruik gemaakt van een kubisch tolerantie-volume. Dit kubisch tolerantie-volume kan beter worden vervangen door een doos/balkvormig variabel tolerantie-volume.

De virtuele grens eisen zijn dermate interessant dat een verdere studie de optredende knelpunten kan samenvatten en voorstellen opleveren voor verbeteringen.

Onderzocht zou moeten worden in welke mate interne- en externe parameters samenhangen. Waar deze parameters samenhangen zou een analyse kunnen plaatsvinden. Na deze analyse zouden de parameters op elkaar afgestemd kunnen worden.

Stel voor het IDM-systeem een pakket op waaraan een tolerantie-modeller moet voldoen en bouw deze tolerantie-modeller op. Deze modeller zal met de data structuur van de toleranties van het ontwerp, met de volgende applicaties moeten communiceren: tolerantie analyse, fabricage, assemblage en inspectie.

H6 Literatuurlijst

- [Bak92],
Bakerjien, R.,
Tool & Manufacturing Engineers Handbook, 1992.
- [Cha],
Charles, C., Clement, A., Desrochers, A., Pelissou, P., Riviere, A.,
Toward a Computer Aided Functional Tolerancing model.
- [CIA85],
Geomtric Modelling, eindrapport CIAD projectgroep, 1985.
- [Del89],
Delbressine, F.L.M.,
On the Integration of Design and Manufacturing. Dissertatie, Faculteit Werk-
tuigbouwkunde, Technische Universiteit Eindhoven, 1989.
- [Del90],
Delbressine, F.L.M., Wolf, A.C.H. van der,
Integrating Design and Manufacturing. In: Annals of CIRP Vol. 39/1/1990
- [Dil91],
Dillen, P.C.W.,
Specificatie en standaardisatie van features, voor CAD/CAM-koppeling,
W.P.A.-rapport 1203, 1991
- [Fai86],
Fauguelernt, D., Weill, R., Bourdet, P.,
Computer Aided Tolerancing and Dimensioning in Process Planning. In:
Annals of the CIRP Vol. 35/1/1986
- [Far86],
Farmer, L.E., Gladman, C.A.,
Tolerance Technology - Computer-Based Analysis. In: Annals of the CIRP Vol.
35/1/1986

[Jay89a],

Jayaraman, R., Srinivasan, V.,
Geometric tolerancing: 1. Virtual boundary requirements. In: IBM Journal of Research and Development Vol. 33 No. 2 March 1989

[Jay89b],

Jayaraman, R., Srinivasan, V.,
Geometric tolerancing: 2. Conditional tolerances. In: IBM Journal of Research and Development Vol. 33 No. 2 March 1989

[Jus91],

Juster, N.P.,
Modelling and representation of dimensions and tolerances: a survey. In: Computer-Aided Design Vol. 24 number 1 January 1992

[Req83],

Requicha, A.,
Toward a Theory of Geometric Tolerancing. In: The International Journal of Robotics Research, Vol. 2, No. 4, Winter 1983

[Roy90],

Roy, U., Liu, C.R., Woo, T.C.,
Review of dimensioning and tolerancing: representation and processing. In: Computer-Aided Design Vol. 23 number 7 september 1991

[Sja90],

Shah, J.J., Miller, D.W.,
A Structure for Supporting Geometric Tolerances in Product Definition Systems for CIM. In: Manufacturing Review Vol. 3, No. 1, March 1990

[Ver92],

Vernooij, J.W.G.
Afbeelding van een Design Tree op een Manufacturing Tree, W.P.A.-rapport 1378, 1992

[Vri92],

Vries, W.A.H. de,
Ontwerpregels bij CAD-CAM, W.P.A.-rapport 1285, 1992

[Wei88a],

Weill, R.,

Tolerancing for Function. In: Annals of the CIRP Vol. 37/2/1988

[Wei88b],

Weill, R.,

Integrating Dimensioning and Tolerancing in Computer-Aided Process Planning. In: Robotics & Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 4 No. 1/2 1988

[Wil92],

Willhelm, R.G., Lu, S.C.-Y.

Tolerance Synthesis to Support Concurrent Engineering. In: Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992













[Wir88],

Wirtz, A.,

Vectorielle Tolerierung: Das Bindeglied zwischen CAD, CAM und CAQ. In: Neu-Technikum Buchs, Schweiz

BIJLAGE 1: De opdracht

BIJLAGE 2: Toleranties volgens NEN-ISO 1101

elementen	toleranties	getolereerd kenmerk ¹⁾	symbool
enkelvoudig element	vorm-tolerantie	rechtheid	—
		vlakheid	
		rondheid	
		cilindriciteit	
enkelvoudige of verbonden elementen		profielzuiverheid van een lijn	
		profielzuiverheid van een vlak	
verbonden elementen	richting-tolerantie	evenwijdigheid	//
		haaksheid	
		hoekzuiverheid	
	plaats-tolerantie	plaatszuiverheid	
		concentriciteit en co-axialiteit	
		symmetrie	
	slag-tolerantie	circulaire slag	
		totale slag	

BIJLAGE 3: Gedetailleerde beschrijving toleranties

MAATTOLERANTIES

VORMTOLERANTIES:

- Rechtheidstolerantie
- Vlakheidstolerantie
- Rondheidstolerantie
- Cilindriciteitstolerantie
- Profieltolerantie van een lijn
- Profieltolerantie van een vlak

ORIENTATIETOELRANTIES:

- Evenwijdigheidstolerantie van een
lijn met betrekking tot een referentielijn,
lijn met betrekking tot een referentievlak,
vlak met betrekking tot een referentielijn,
vlak met betrekking tot een referentievlak
- Haakheidstolerantie van een
lijn met betrekking tot een referentielijn,
lijn met betrekking tot een referentievlak,
vlak met betrekking tot een referentielijn,
vlak met betrekking tot een referentievlak
- Hoekzuiverheidstolerantie van een
lijn met betrekking tot een referentielijn,
lijn met betrekking tot een referentievlak,
vlak met betrekking tot een referentielijn,
vlak met betrekking tot een referentievlak

POSITIETOLERANTIES:

- Positiezuverheidstolerantie van een
punt,
lijn,
plat vlak of symmetrievlak
- Concentriciteitstolerantie van een punt
- Co-axialiteitstolerantie van een hartlijn
- Symmetrietolerantie van een
symmetrievlak
lijn of een hartlijn

SLAGTOLERANTIES:

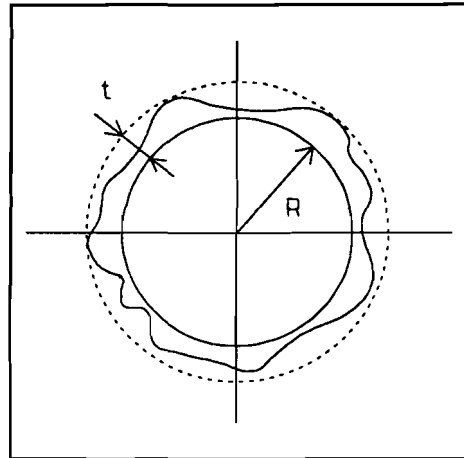
- Circulaire slagtolerantie
 - radiaal,
 - axiaal,
 - in willekeurige richting,
 - volgens een voorgeschreven richting
- Totale slagtolerantie
 - radiaal,
 - axiaal

BIJLAGE 4: Lengtematen van de toleranties

RONDHEID

Het tolerantieveld ligt enkelvoudig in het verlengde van de lengtemaat (radius R). De rondheidstolerantie geldt echter over de gehele omtrek waardoor gecompenseerd wordt met de factor 2.

lengtemaat = 2*R

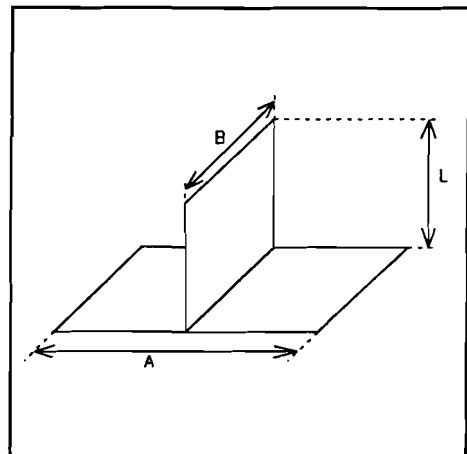


figuur 31: rondheid

HAAKSHEID

Omdat zowel de hoogte als de breedte van het opstaande vlak een grote invloed hebben op het tolerantieveld wordt als lengtemaat de diagonaal hiervan gekozen. Het tolerantieveld staat loodrecht op de lengtemaat; er moet dus worden gecorrigeerd met de factor $\frac{1}{2}$.

lengtemaat = $\frac{1}{2}\sqrt{B^2+L^2}$

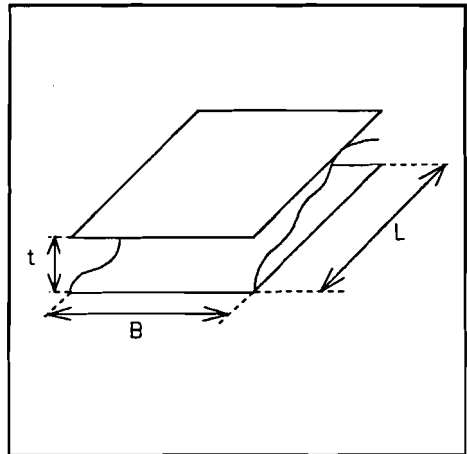


figuur 32: haaksheid

VLAKHEID

Het tolerantieveld staat loodrecht op de lengtemaat. Gecorrigeerd wordt met de factor 1/2.

lengtemaat = $\frac{1}{2}\sqrt{B^2+L^2}$

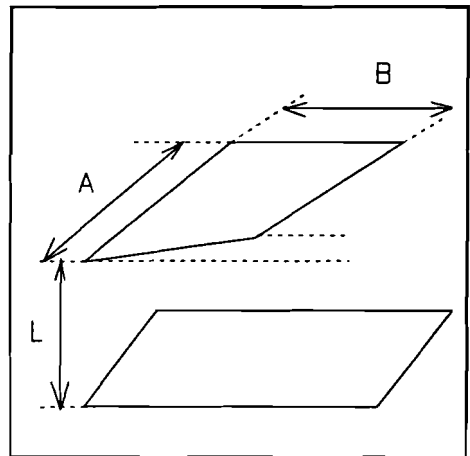


figuur 33: vlakheid

EVENWIJDIGHEID

De afmetingen van het bovenzvlak hebben een grotere invloed op het tolerantieveld dan de afstand van dit vlak tot de referentie. Hierdoor moeten de afmetingen van het vlak zwaarder worden meegenomen. Het tolerantieveld staat loodrecht op bovenzvlak waardoor wordt gecorrigeerd met de factor 1/2. De afmetingen van het bovenzvlak worden 2 keer zo zwaar meegenomen als de afstand tot de referentie.

lengtemaat = $\frac{1}{2}\sqrt{(\frac{1}{2}L)^2+A^2+B^2}$



figuur 34: evenwijdigheid

Bijlage 5: Tolerantie-diagram

