

---

**IDE 240**  
**Konstruktieleer 2**

Studiehandleiding  
Oefenopgaven practicum

**September 1998**

Staf:  
ing.R.van den Boogaard  
Dr. ir.J.C.M.de Bruijn  
ir.A.J.Heidweiller  
ir. L.H.Langeveld  
ir.J.F.Prins  
ing.J.J.Richters

---



.....  
**Inhoud**

Inleiding	I
Verplichte leerstof	II
Doel van de oefening	III
Statica	IV (vervallen)
Verbindingen (R/M) <sup>1</sup>	V
Veren (R/M)	VI
Riemaandrijving (R/M)	VII
Aandrijvingen (R/M)	VIII
Sterkte-stijfheid (K) <sup>2</sup>	IX
Materiaalkeuze (K)	X
Verbindingen (K)	XI
Konstruktierregels (K)	XII
Tentamenbundel	XIII

---

<sup>1</sup> (R/M) betreft boek Roloff/Matek

<sup>2</sup> (K) betreft diktaat deel: Kunststoffen

.....



---

## Inleiding

De konstruktieleer als een typisch werktuigbouwkundige discipline heeft zich traditiegetrouw vooral beziggehouden met metalen konstrukties, met name ten behoeve van de machinebouw. Normering, berekening en vormgeving van onderdelen zijn dan ook gebaseerd op het mechanisch gedrag van deze materialen.

De afgelopen decennia zijn echter ook de technische kunststoffen van steeds groter belang geworden, zeker voor het vakgebied Industrieel Ontwerpen. De typische eigenschappen van kunststoffen ten opzichte van metalen geven nauwelijks aanleiding tot een andere benadering in berekeningsmethoden voor het dimensioneren van componenten. Wel maken zij een fundamenteel andere afweging noodzakelijk als het gaat om temperatuursafhankelijkheid en lange duur gedrag. Daarnaast maakt de vormvrijheid bij de vervaardiging van kunststoffen het mogelijk om complexere functies in één onderdeel te integreren. Mechanisch gedrag is door deze complexere vorm vaak ook moeilijker te berekenen, terwijl men in de traditionele konstruktieleer vooral genormaliseerde vormen voor specifieke functies tegenkomt, waarvan de berekeningsmethode bekend en beproefd is.

Deze verschillen verklaren waarom "konstruktieleer" en "konstrueren in kunststoffen" nog regelmatig als gescheiden disciplines ervaren worden, hoewel bij het afwegen van metalen of kunststof materialen in een konstruktie dit onderscheid niet relevant is.

Toch treft U in de leerstof voor dit vak "konstruktie-elementen" deze scheiding opnieuw aan. Konstrueren in kunststoffen (door prof.ir. A. Anemaat en prof.ir. J.L. Spoormaker) is opgenomen in dit dictaat, terwijl voor de op metalen gerichte konstruktieleer gekozen is voor het boek "Machine-onderdelen" door Roloff/Matek. Vooral de kwaliteit van de leerstof bepaalde deze keuze en de traditie wordt hier dus noodgedwongen voortgezet.

Zoals al eerder opgemerkt houdt de konstruktieleer zich vooral bezig met normering, berekening en vormgeving van onderdelen. Het gevolg is dat de konstrakteur zijn weg moet kunnen vinden in een enorme hoeveelheid van technische data, tabellen, berekenings-algoritmen e.d. De hoeveelheid stof die nu voor U ligt is hier slechts een fractie van. Toch bij elkaar al met al zo veel, dat het onredelijk zou zijn van U te verwachten, dat U alles wat tot de verplichte stof behoort als parate kennis op tentamen moet kunnen reproduceren. Met name het boek van Roloff/Matek is uitstekend geschikt als naslagwerk en parate kennis ontstaat vanzelf door tijdens ontwerp oefeningen en later in de beroepspraktijk hiervan gebruik te maken. IDE 240 is er dan ook vooral op gericht de kennis en data in de leerstof te leren toepassen. Het is noodzakelijk de leerstof te bestuderen en te begrijpen, het hoeft echter niet uit het hoofd geleerd te worden.

**Het deel machine onderdelen van Roloff/Matek mag bij het tentamen dan ook meegenomen worden.**

---

**Het deel kunststoffen echter blijft tijdens tentamen gesloten.**

In tien oefeningen worden praktische toepassingen aan de hand van concrete produkten beoefend en besproken.

In dit dictaat vindt U de opdrachten die bij deze oefening horen. Daarin wordt aangegeven welke stof voor welke oefening bestudeerd moet worden. Ook is ter voorbereiding aan elke oefening een huiswerkopdracht toegevoegd.

**Voorbereiden van deze hoofdstukken voor de oefening en het maken van de huiswerkopdracht wordt van U verwacht. Het nut van de deelname aan de oefeningen zal hierdoor sterk toenemen.**

Ir.J.F.Prins

.....

## Verplichte leerstof

De verplichte leerstof bestaat uit het dictaat IDE240 Konstrueren in kunststoffen (prof.Ir.A.Anemaat; prof.Ir.J.L.Spoormaker) en het boek Machine-onderdelen (Roloff/Matek), inclusief het tabellenboek.

Niet alle hoofdstukken uit het boek Machineonderdelen zijn verplicht.  
Hieronder is aangegeven welke hoofdstukken bestudeerd moeten worden.

De donker getinte balk naast de inhoudsopgave geeft het verplichte deel van de leerstof aan.  
Tenzij anders is aangegeven zijn alle voorbeeldopgaven bij de verplichte stof relevant.  
Afwijkingen worden boven de betreffende inhoudsopgave vermeld.

VII

## Inhoud

### 1 Algemene grondbeginselen

1.1	Soorten en categorieën machine-onderdelen .....	1
1.2	Grondbeginselen van het normwezen .....	1
1.2.1	Duitse en Europese normen, technische regelgeving .....	2
1.2.2	Ontstaan van een DIN-norm .....	2
1.2.3	Decimaalclassificatie .....	3
1.3	Normgetallen .....	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 - Het uitbeelden 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	Grondbeginselen voor het construeren .....	8
1.4.2	Methodisch ontwerpen .....	10
1.4.3	Beoordelingsmethoden .....	14
1.4.4	Gebruik van computers bij het ontwerpen .....	16
	Opbouw van een computer - Werken met een computer	
1.5	Literatuur .....	18

### 2 Toleranties, passingen, oppervlaktegesteldheid

2.1	Toleranties .....	20
2.1.1	Basisbegrippen .....	20
2.1.2	Maattoleranties .....	21
2.1.3	Vormtoleranties .....	23
2.1.4	Plaatstoleranties .....	23
2.1.5	Tolerantieaanduidingen in tekeningen .....	23
2.2	Passingen .....	25
2.2.1	Basisbegrippen .....	25
2.2.2	ISO-passingenstelsels .....	26
2.2.3	Selectie van passingen .....	27
2.3	Oppervlaktegesteldheid .....	28
2.3.1	Vormafwijkingen .....	28
2.3.2	Het aangeven van oppervlakteruwheden in tekeningen .....	31
• 2.4	Berekeningsvoorbeelden .....	32
2.5	Literatuur .....	33

### 3 Sterkte en toelaatbare spanning

3.1	Algemeen .....	34
3.2	Belasting en belastingssoorten .....	35

.....

3.3	Materiaalgedrag, sterktegrootheden .....	38
3.3.1	Statische sterkte .....	38
3.3.2	Dynamische sterktewaarden .....	40
	Grensspanningslijn (Wöhlerkromme) - Vermoeingssterkediagrammen (VSD) - Waarden voor de vermoeingssterkte - Constructie van het VSD volgens Smith	
3.4	Ontwerpspanning .....	46
3.4.1	Kerfwerking en ondersteuning .....	46
	Kerfvorm - Kerfgevoeligheid - Dynamische kerffactor - Ontlastkerwen	
3.4.2	Overige invloedsfactoren .....	49
	Oppervlaktegesteldheid - Afmetingen van het onderdeel - Oppervlakteversteving	
3.4.3	Bepaling van de ontwerpspanning .....	50
3.5	Praktische sterkteberekening .....	50
3.5.1	Globale berekeningen .....	50
	Statisch belaste onderdelen - Dynamisch belaste onderdelen	
3.5.2	Controle van de veiligheid van het onderdeel .....	52
	Toepassingsgebied van de werktuigbouw - Toepassingsgebied van de staalbouw	
• 3.6	Berekeningsvoorbeelden .....	53
3.7	Literatuur .....	54

#### 4 Lijmverbindingen

4.1	Algemeen .....	56
4.2	Theoretische grondbeginselen .....	57
4.2.1	De werking van de fysische krachten in de lijmverbinding (hechtingsmechanisme) .....	57
4.2.2	Spanningsverloop .....	57
4.3	Lijmsorten .....	58
4.3.1	Fysisch uithardende lijmen (oplosmiddel- en dispersielijmen) .....	58
4.3.2	Chemisch uithardende lijmen (reactielijmen) .....	59
4.4	Het vervaardigen van lijmverbindingen .....	60
	Voorbehandeling van de lijmvlakken - Het lijmproces	
4.5	Eigenschappen van lijmverbindingen .....	60
	Bindsterkte - Afschilsterkte - Kruipsterkte en vermoeingsgrens - Corrosiebestendigheid (gedrag ten aanzien van vloeistoffen) - Verouderingsbestendigheid - Warmtebestendigheid	
4.6	Berekening van lijmverbindingen .....	63
4.7	Vormgeving van de lijmverbinding .....	64
• 4.8	Berekeningsvoorbeelden .....	65
4.9	Normen en literatuur (niet in de tekst genoemde normen) .....	66

#### 5 Soldeerverbindingen

5.1	Procédé volgens DIN 8505 .....	67
5.2	Theoretische grondbeginselen .....	68
	Wederzijdse diffusie van soldeer en basismateriaal - Capillaire vuldruk	
5.3	Soldeer .....	68
	Hardsoldeer - Hoge-temperatuursoldeer - Zachtsoldeer	
5.4	Vloeimiddelen .....	69
5.5	Soldeertechnologie .....	70
5.6	Soldeerbaarheid .....	70
5.7	Het beproeven van soldeerverbindingen .....	71
5.8	Berekeningen van soldeerverbindingen .....	72



5.9	Toelaatbare belastingen van soldeerverbindingen .....	73
5.10	Vormgeving van soldeerverbindingen .....	74
• 5.11	Berekeningsvoorbeeld .....	76
5.12	Literatuur .....	77

## 6 Lasverbindingen

6.1	Algemeen .....	78
6.2	Lasmethoden .....	79
6.2.1	Smellassen .....	79
6.2.2	Drukklassen .....	79
6.2.3	Keuze van de lasmethode .....	79
6.3	Lasbaarheid van de onderdelen .....	79
6.3.1	Geschiktheid tot lassen van materialen Stalen - IJzer-koolstof-gietmaterialen - Non-ferrometalen - Verschillende metalen - Thermoplastische kunststoffen .....	79
6.3.2	Constructie-afhankelijke lasveiligheid .....	85
6.3.3	Fabricage-afhankelijke lasveiligheid (lasmogelijkheid) .....	85
6.4	Toevoegmaterialen voor de las .....	85
6.5	Lasnaden en lasverbindingen (lassen) .....	87
6.5.1	Begrippen .....	87
6.5.2	Stompe las .....	87
6.5.3	Hoeklas .....	87
6.5.4	Overige lasverbindingen .....	89
6.5.5	Voorbewerking van de voeg .....	90
6.6	Kwaliteitsborging .....	90
6.6.1	Waarderingsgroepen volgens DIN 8563 T30 .....	90
6.6.2	Algemene toleranties voor lasconstructies volgens DIN 8570 .....	91
6.7	Krimp en spanningen bij het lassen .....	91
6.7.1	Ontstaan .....	91
6.7.2	Gevolgen van de laskrimp .....	92
6.7.3	Samenwerking tussen eigen- en lastspanningen .....	93
6.8	Weergave van lasnaden in tekeningen volgens DIN 1912 T5 .....	94
	Symbolen - Plaats van de symbolen in de tekeningen - Bemating van de lassen - Werkposities - Aanvullende aanduidingen - Voorbeeld .....	
6.9	Lasgericht construeren .....	98
6.9.1	Algemene constructieve richtlijnen .....	98
6.9.2	Voorbeelden van vormgeving .....	99
6.10	Lasverbindingen in staalconstructies .....	103
6.10.1	Algemene voorschriften .....	103
6.10.2	Materialen .....	104
6.10.3	Berekening van de onderdelen .....	104
	Trekstaven - Drukstaven - Schetsplaten .....	
6.10.4	Afmetingen van lassen .....	110
	Stompe lassen - Hoeklassen - Overige lassen .....	
6.10.5	Berekening van lasnaden in de staalconstructie .....	112
	Belasting op trek, druk of afschuiving - Belasting op buiging - Meervoudige belasting - Berekening van vaak uitgevoerde hoeklasverbindingen (voorbeelden) .....	
6.10.6	Speciale aanwijzingen voor de berekening en de uitvoering .....	117
6.11	Lasverbindingen in de tankbouw .....	119
6.11.1	Algemene voorschriften .....	119
6.11.2	Materialen .....	120
6.11.3	Berekening van gelaste drukvaten .....	120

	Cilindrische mantels en bollen - Gewelfde bodem - Vlakke platen en bodems - Gaten in de tankwand	
6.11.4	Aanwijzingen voor de vormgeving en uitvoering .....	125
6.12	Lasverbindingen in de werktuigbouw .....	126
6.12.1	Algemeen .....	126
6.12.2	Constructiemethoden bij lasconstructies in de werktuigbouw .....	126
6.12.3	Berekening van lasverbindingen in de werktuigbouw .....	127
	Het bepalen van de werkende belasting - Belasting op trek, druk, afschuiving of buiging - Belasting op wringing (torsie) - Meervoudige belasting	
6.12.4	Toelaatbare spanningen in de werktuigbouw .....	130
6.13	Puntlasverbindingen .....	131
6.13.1	Algemene voorschriften .....	131
6.13.2	Berekening van puntlasverbindingen .....	132
6.13.3	Vormgeving van puntlasverbindingen .....	133
6.14	Penlasverbindingen .....	134
• 6.15	Berekeningsvoorbeelden .....	135
6.16	Literatuur .....	143
<b>7</b>	<b>Klinkverbindingen</b>	
7.1	Algemeen .....	145
7.2	De klinknagels .....	146
7.2.1	Klinknagelvormen .....	146
7.2.2	Klinknagelmaterialen .....	150
7.2.3	Aanduiding van klinknagels .....	150
7.3	Vervaardiging van klinknagelverbindingen .....	151
7.3.1	Algemene aanwijzingen .....	151
7.3.2	Warmklinken .....	152
7.3.3	Koudklinken .....	152
7.4	Verbindingstype, snedebelasting .....	152
7.5	Klinknagelverbindingen bij staalconstructies .....	153
7.5.1	Algemene voorschriften .....	153
7.5.2	Berekening van de constructiedelen .....	153
7.5.3	Berekening van klinknagels en klinknagelverbindingen .....	153
	Klinknagel- en klinknagelgatdiameter - De lengte van de klinknagel - Het draagvermogen van de klinknagel - Kritieke belasting, optimaal gebruik van de klinknagel - Vereiste aantal klinknagels - Staafaansluiting en verbinding - Op moment belaste klinknagelverbindingen	
7.5.4	Vormgeving van klinknagelverbindingen in staalconstructies .....	158
7.6	Klinknagelverbindingen in lichtmetalen constructies .....	159
7.6.1	Algemeen .....	159
7.6.2	Aluminium klinknagels .....	160
7.6.3	Materialen .....	160
7.6.4	Berekening van constructiedelen en klinknagels .....	160
	Algemene voorschriften - Klinknagel- en klinkgatdiameter - Lengte van de klinknagel	
7.6.5	Constructieve ontwikkeling .....	162
7.6.6	Bescherming tegen corrosie .....	162
7.7	Klinkverbindingen in de werktuigbouw en apparatenbouw .....	163
	Toepassingsvoorbeelden - Maatregelen voor de verhoging van de vermoeiingsgrens - Kwalitatieve bepaling van sterkte	
• 7.8	Berekeningsvoorbeelden .....	165
7.9	Literatuurlijst en bronvermelding van de figuren .....	168

## 8 Schroefverbindingen

8.1	Algemeen .....	170
8.2	Schroefdraad .....	170
8.2.1	Soorten schroefdraad .....	170
8.2.2	Schroefdraadaanduidingen .....	171
8.2.3	Geometrische betrekkingen .....	172
8.3	Vervaardiging, uitvoering en materialen van bouten en moeren .....	172
8.3.1	Vervaardiging .....	172
8.3.2	Uitvoering en materialen .....	172
8.4	Schroef- en moersoorten .....	173
8.4.1	Schroefsoorten .....	173
8.4.2	Soorten moeren .....	174
8.4.3	Speciale schroeven, moeren en schroefdelen .....	175
8.4.4	Aanduiding van genormaliseerde schroeven en moeren .....	176
8.5	Ringen en schroefborgingen .....	176
8.5.1	Ringen .....	176
8.5.2	Schroefborgingen .....	177
8.6	Niet-voorgespannen en voorgespannen verbindingen met bevestigingsschroeven .....	178
8.7	Kracht- en vervormingsverhoudingen bij voorgespannen schroefverbindingen .....	178
8.7.1	Krachten en vervormingen in de montagetoestand .....	178
8.7.2	Krachten en vervormingen bij een statische bedrijfslast als langskracht .....	180
8.7.3	Krachten en vervormingen bij een dynamische bedrijfslast als langskracht .....	181
8.7.4	Invloed van de krachtinvoer in de verbinding .....	182
8.7.5	Lastverhoudingen bij statische of dynamische dwarskracht .....	183
8.8	Zetgedrag van schroefverbindingen .....	184
8.9	Duurzaamheid van schroefverbindingen .....	185
8.10	Aandraaien (aanzetten) van de schroefverbinding, aanhaalmoment .....	186
8.10.1	Krachten in de schroefdraad, aanhaalmoment .....	186
8.10.2	Aanhaalmoment .....	187
8.11	Montage-voorspankracht, aandraaifactor en aandraaimethode .....	188
8.12	Belasting van de schroef bij het aandraaien .....	190
8.13	Beperking tot de maximaal toelaatbare schroefbelasting .....	191
8.14	Vlaktedruk op de oplegvlakken .....	192
8.15	Praktische berekening van bevestigingsschroeven in de werktuigbouw .....	192
8.15.1	Niet-voorgespannen schroeven .....	193
8.15.2	Voorgespannen schroeven, berekeningswijze .....	193
8.15.3	Vereenvoudigde berekening van hoogbelaste schroefverbindingen .....	194
8.16	Het losdraaien van de schroefverbinding, borgingsmaatregelen .....	195
8.16.1	Het losdraaimoment .....	195
8.16.2	Zelfstandig loswerken, het lossen van de verbinding .....	195
8.16.3	Veiligheidsmaatregelen, gebruik en werking van de borgelementen .....	196
8.17	Uitvoering van schroefdraaduitloop .....	197
8.18	Vormgeving van de schroefverbindingen .....	199
8.19	Schroefverbindingen in staalconstructies .....	202
8.19.1	Toepassing .....	202
8.19.2	Schroefsoorten .....	203
8.19.3	Trek- en drukstaafbevestigingen .....	203
	Afschuif-stuikverbindingen - Verbindingen met voorspanbouten (HV-bouten) - Berekening van de onderdelen - Uitvoering van de verbindingen	
8.19.4	Op moment- (afschuiving) belaste bevestigingen .....	207
8.19.5	Consolebevestigingen .....	208
8.20	Bewegingsschroeven .....	210

berekeningsvoorbeelden paragraaf 8.21; opgave 8.4  
 berekeningsvoorbeelden paragraaf 9.6 opgaven 9.1, 9.3, en 9.4

8.20.1	Globale berekening, keuze van de schroefdraaddiameter .....	210
8.20.2	Nacontrole van de sterkte .....	211
8.20.3	Controle op knik .....	212
8.20.4	Moerschroefdraad (geleidingsschroefdraad) .....	213
8.20.5	Het rendement van bewegingsschroeven, zelfremming .....	214
• 8.21	Berekeningsvoorbeelden .....	215
8.22	Literatuur .....	223
<b>9 Penverbindingen, spanbussen en borgelementen</b>		
9.1	Algemeen .....	224
9.2	Pennen .....	224
9.2.1	Vormen en toepassingen .....	224
9.2.2	Berekening van penverbindingen .....	225
	Uitvoeringsvormen en buigende momenten - Ontwerpberekening van de penverbinding - Controleberekening van de penverbinding	
9.2.3	Berekening van de penverbindingen in staalconstructies (civiele bouw) .....	228
9.3	(Kerf)pennen en spanbussen .....	230
9.3.1	Vormen en toepassing .....	230
	Conische pennen - Cilindrische pennen - Kerfpennen en kernnagels - Spanbussen - Spanbussen voor scharnieren	
9.3.2	Berekening van penverbindingen .....	233
	Radiale penverbindingen - Staande penverbindingen - Axiale penverbindingen (ronde spieverbindingen)	
9.4	Borgelementen .....	235
9.4.1	Borgringen .....	235
9.4.2	Splitpennen en borgclips .....	237
9.4.3	Stelringen .....	238
9.4.4	Borgplaten voor assen .....	239
9.5	Vormgevings- en toepassingsvoorbeelden .....	239
• 9.6	Berekeningsvoorbeelden .....	243
9.7	Literatuur .....	248
<b>10 Elastische veren</b>		
10.1	Algemeen .....	249
10.2	Veerkarakteristieken .....	249
10.2.1	Lineaire karakteristieken .....	249
10.2.2	Gekromde karakteristieken .....	250
10.3	Veerarbeid .....	250
10.4	Veermaterialen, eigenschappen en toepassing .....	251
10.4.1	Verenstaal .....	251
10.4.2	Non-ferro metalen .....	251
10.4.3	Niet-metallische materialen .....	251
10.4.4	Fabricage- en belastingsgrenzen .....	252
10.5	Op trek en op druk belaste veren .....	253
	Constructie (vorm), veerwerking - Toepassing - Berekening	
10.6	Op buiging belaste veren van metaal .....	254
10.6.1	Eenvoudige enkelvoudige bladveren .....	254
	Veerwerking, toepassing - Berekening	
10.6.2	Samengestelde bladveren .....	255

berekeningsvoorbeelden paragraaf 10.9 opgaven 10.1, 10.4 en 10.5  
 berekeningsvoorbeelden paragraaf 11.8 opgave 11.1

In paragraaf 11.5.2 kan de grafische bepaling voor doorbuiging van getrapte assen worden overgeslagen.

XIII

	Ontwikkeling, toepassing - Berekening	
10.6.3	Torsieveren (draaiveren) .....	257
	Toepassing, veerwerking, uitvoering - Berekening	
10.6.4	Spiraalveren .....	259
	Veerwerking, toepassing - Berekening	
10.6.5	Schotelveren .....	260
	Uitvoering, toepassing, algemene eigenschappen - Combinatiemogelijkheden van afzonderlijke schotelveren - Veerwerking, veerkracht, veerconstante - Berekende belastingsspanningen - Invloed van de wrijving	
10.7	Op torsie belaste veren van metaal .....	270
10.7.1	Torsiestaafteren .....	270
	Uitvoering, toepassing - Berekening volgens DIN 2091	
10.7.2	Cilindrische (schroef)veren met cirkelvormige doorsnede .....	272
	Toepassing, fabricage - Uitvoering van cilindrische veren met cirkelvormige doorsnede; afmetingen van het veerlichaam - Berekening van cilindrische drukveren met cirkel- vormige doorsnede - Berekening van trekveren met cirkelvormige doorsnede	
10.7.3	Cilindrische drukveren met een rechthoekige draaddoorsnede .....	280
	Berekening	
10.7.4	Conische drukveren .....	280
	Uitvoering, toepassing - Berekening	
10.8	Veren van rubber .....	281
10.8.1	Eigenschappen .....	281
10.8.2	Berekening .....	281
10.8.3	Uitvoering, toepassing, vormgeving .....	283
♦ 10.9	Berekeningsvoorbeelden .....	284
10.10	Literatuur .....	290

## 11 Draagassen, aandrijfassen en astappen

11.1	Materialen en fabricage .....	291
11.2	Grondbeginselen voor de berekening .....	292
11.2.1	Sterktebeschouwingen .....	293
	Draagassen - Aandrijfassen	
11.2.2	Bepaling van torsie- en buigende momenten .....	299
	Torsiemomenten - Buigende momenten	
11.3	Ontwerpdiameter .....	301
11.4	Kwalitatieve bepaling van de sterkte .....	303
11.5	Elastisch gedrag .....	304
11.5.1	Vervorming bij torsiebelasting .....	304
11.5.2	Vervorming bij buigbelasting .....	304
	Grafisch bepalen van de doorbuiging van getrapte assen - Het rekenkundig bepalen van de doorbuiging van getrapte assen	
11.6	Kritisch toerental .....	307
11.6.1	Trillingen, resonantie .....	307
11.6.2	Buigkritisch toerental .....	307
11.6.3	Torsiekritisch toerental .....	309
11.6.4	Algemene aanwijzingen, gevolgen voor de vormgeving .....	310
11.7	Vormgeving van de draagassen, aandrijfassen en astappen .....	311
11.7.1	Algemene vormgevingsrichtlijnen .....	311
11.7.2	Speciale uitvoeringen .....	313
	Cardanassen - Flexibele drijfassen	
• 11.8	Berekeningsvoorbeelden .....	313
11.9	Literatuur .....	319

De berekeningen van paragraaf 12.3 t/m 12.5 behoren niet tot de verplichte leerstof.  
Doorlezen van deze hoofdstukken wordt wel verwacht.

XIV

## 12 Onderdelen voor het verbinden van assen en naven

12.1	Algemeen .....	
12.2	Vormgesloten as-naaf-verbindingen .....	
12.2.1	Inleg- en schijfspieverbindingen .....	
	Toepassing - Berekening - Vormgeving .....	
12.2.2	Spieas- en vertande asverbindingen .....	
	Toepassing en uitvoering - Berekening .....	
12.2.3	Polygoonverbindingen .....	
	Toepassing - Berekening .....	
12.2.4	Kopvertanding .....	
12.2.5	Penverbindingen .....	
12.3	Krachtgesloten as-naaf-verbindingen .....	
12.3.1	Cilindrische persverbindingen .....	
	Toepassing en uitvoering - Berekening - Gegevens voor de vervaardiging van persverbindingen - Invloed van het toerental bij persverbindingen - Vormgevingsrichtlijnen .....	
12.3.2	Kegelpersverbindingen .....	
	Toepassing en uitvoering - Berekening .....	
12.3.3	Klemringverbindingen .....	
	Conische klemringen - Krimpringverbinding - Sterschijven - Drukhuizen - Tolerantieringen .....	
12.3.4	Klemverbinding .....	
	Toepassing en uitvoering - Berekening .....	
12.3.5	Spieverbindingen .....	
	Toepassing - Spievormen - Berekening - Vormgeving .....	
12.4	Materiaalgesloten as-naaf-verbindingen .....	
12.5	Keuze van de as-naaf-verbinding .....	
• 12.6	Berekeningsvoorbeelden .....	
12.7	Literatuurlijst en bronvermelding van de figuren .....	

## 13 Koppelingen

13.1	Functie en systematische indeling .....	
13.2	Berekeningen voor de keuze van koppelingen .....	
13.2.1	Aanlooppkoppel en het over te brengen koppel van de koppeling .....	
13.2.2	Versnellingskoppel, traagheidsmoment .....	
13.2.3	Gedrag van drijvende machines en aangedreven werktuigen .....	
13.2.4	Koppel van de koppeling .....	
	Stootvrije aanloop met een constant koppel - Koppelstoten - Snelheidsstoten - Periodieke wisselingen van het koppel .....	
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 T2) .....	
13.2.6	Het bepalen van schakelbare wrijvingskoppelingen .....	
	Aanlooproces - Koppels bij wrijvingskoppelingen - Bepalen van de koppelingsgrootte .....	
13.3	Niet-schakelbare koppelingen .....	
13.3.1	Starre koppelingen .....	
	Flenskoppeling - Klemkoppelbus - Vaste koppeling met kroonwielvertanding .....	
13.3.2	Beweegbare koppelingen (compenserende koppelingen) .....	
	Torsiestijve koppelingen - Elastische koppelingen .....	
13.4	Schakelbare koppelingen .....	

13.4.1	Onafhankelijk bestuurd koppelingen (schakelbare koppelingen) .....	378
	Vormgesloten schakelbare koppelingen - Kracht- (wrijvings-) gesloten schakelbare koppelingen	
13.4.2	Momentbestuurde koppelingen (veiligheidskoppeling) .....	387
13.4.3	Toerentalbestuurde koppelingen (centrifugaalkoppelingen) .....	389
13.4.4	Richtingbestuurde koppelingen (vrijlooppoppelingen) .....	390
13.4.5	Inductiekoppelingen .....	392
	Synchrone koppeling - Wervelstroomkoppeling	
13.4.6	Hydrodynamische koppelingen .....	394
	Met constante vullingsgraad - Met veranderlijke vullingsgraad	
13.5	Richtlijnen voor het gebruik en de keuze van koppelingen .....	396
• 13.6	Berekeningsvoorbeelden .....	399
13.7	Literatuur en bronvermelding van de figuren .....	408

## 14 Lagers

14.1	Algemeen .....	409
14.1.1	Soorten lagers .....	410
14.1.2	Voor- en nadelen van glij- en wentellagers .....	411
	Glijlagers - Wentellagers	
14.1.3	Toepassing van glij- en wentellagers .....	411
14.2	Wentellagers .....	412
14.2.1	Opbouw, wentellichamen en materialen .....	412
14.2.2	Basisuitvoeringen van wentellagers, eigenschappen en toepassing .....	412
	Groefkogellagers (DIN 625) - Enkelrijige hoekcontactkogellagers en vierpuntslagers (DIN 628) - Tweerijige hoekcontactkogellagers (DIN 628) - Kogellagers met losse huisring (DIN 615) - Zelfinstellende kogellagers (DIN 630) - Cilinderlagers (DIN 5412) - Naaldlagers (DIN 617) - Kegellager (DIN 720) - Tonlagers en tweerijige tonlagers (DIN 635) - Axiaal kogellager (DIN 711, 715) - Tontaatslager (DIN 728)	
14.2.3	Speciale uitvoeringen .....	417
14.2.4	Maatvoeringen en aanduidingen voor wentellagers .....	417
14.2.5	Keuze van een lager .....	419
14.2.6	Draagvermogen en berekening van wentellagers .....	420
	Dynamisch draagvermogen - Statisch draagvermogen - Gebruiksduur	
14.2.7	Maximale toerentallen .....	427
14.2.8	Inrichting van de lagerplaatsen .....	428
	Toleranties en passingen - Inbouw - Demontage	
14.2.9	Smering van wentellagers .....	433
	Vetsmering - Oliesmering - Smering met een vaste stof	
14.2.10	Afdichtingen .....	436
	Niet-slepde afdichtingen - Slepde afdichtingen	
14.2.11	Voorbeelden van wentellagerconstructies .....	439
	Lagerconstructie van een transmissie-aandrijf-as - Lagerconstructie van een worm-overbrenging - Lagerconstructie van een kraanloopwiel - Voorwiellagerconstructie van een voertuig - Staand lager - Schroefdraadaandrijvingen met kogelomloop (DIN 69 051) - Rolgeleidingen	
• 14.2.12	Berekeningsvoorbeelden voor wentellagers .....	442
14.2.13	Literatuur en de bronvermelding van de figuren .....	450
14.3	Glijlagers .....	450
14.3.1	Algemene begrippen .....	450
	Wrijvingstoestanden - Invloed van vloeibare smeermiddelen - Hydrodynamische smering	
14.3.2	Hydrodynamisch gesmeerde radiale glijlagers bij stationair gebruik .....	455

	Drukverdeling en draagvermogen - Invloed van vormgeving en gebruik	
14.3.3	Glijlagermateriaal	461
	Algemene begrippen - Lagermaterialen	
14.3.4	Berekening van radiale lagers bij stationair gebruik	464
	Bedrijfskenwaarden (relatieve waarden) - Warmtebalans - Smeermiddelvolumestroom (volumestroom) - Berekeningsmethode	
14.3.5	Axiale glijlagers	473
	Taatslagers met vlakke taatsvlakken - Enkelschijfs- en segmentaatslagers	
14.3.6	Smering van glijlagers	479
	Smeermiddelen - Smeermethoden en smerinrichtingen - Toevoer van smeermiddel	
14.3.7	Lagerafdichtingen	483
14.3.8	Uitvoering van radiale glijlagers	483
	Lagerbussen, lagerschalen - Constructievoorbeelden	
14.3.9	Uitvoering van axiale glijlagers	490
• 14.3.10	Berekeningsvoorbeelden voor glijlagers	494
14.3.11	Literatuur en bronvermelding van de figuren	500

## 15 Tandwielen en tandwieloverbrengingen

15.1	Algemeen	501
15.2	Vertandingsregel	503
15.3	Flankprofielen en soorten vertandingen	505
15.3.1	Cycloïde vertanding	505
15.3.2	Pennenradvertanding (bonkelaar)	507
	Richtmaten voor een ontwerp	
15.3.3	Evolvente vertanding	508
15.4	Theoretisch heugelprofiel, fabricage van evolvente vertanding	509
15.5	Geometrie van rechte cilindrische tandwielen met evolvente vertanding	511
15.5.1	Begrippen en definitiegrootheden	511
15.5.2	Vertandingsmaten van nulwielen	513
15.5.3	Ingrijpweg, ingrijpquotiënt (-verhouding)	514
15.5.4	Profielverschuiving (rechte vertanding)	515
	Toepassing - Tandondersnijding, grenstandaantal - Puntvormingsgrens en minimale tanddikte op de topcirkel - Combinatie van tandwielen, soorten overbrenging - Wiel- en overbrengingsafmetingen bij V-uitwendige tandwielparen	
15.5.5	Evolvente-functie en haar toepassing bij V-overbrengingen	521
	Toepassing van de evolvente-functie - Som van de profielverschuivingsfactoren en hun opdeling - 0,5-vertanding	
• 15.5.6	Berekeningsvoorbeelden (geometrie van de rechte vertanding)	524
15.6	Geometrie van cilindrische tandwielen met schuine evolvente vertanding	526
15.6.1	Basisvormen, tandhoek	526
15.6.2	Vertandingsmaten	526
15.6.3	Ingrijpverhoudingen, doorgangsverhouding	528
15.6.4	Profielverschuiving (schuine vertanding)	529
	Virtueel tandenaantal, grenstandaantal - Profielverschuivingsfactoren - Wiel- en overbrengingsafmetingen voor V-tandwielparen	
• 15.6.5	Berekeningsvoorbeelden (geometrie van de schuine vertanding)	531
15.7	Toleranties, vertandingskwaliteit (cilindrische wielen)	533
15.7.1	Flankspelingen en tanddikte-afwijkingen	533
15.7.2	Controlematen voor de tanddikte	534
• 15.7.3	Berekeningsvoorbeelden (toleranties, vertandingskwaliteit)	535
15.8	Ontwerpberekening (cilindrische wielen)	537
15.8.1	Voorselectie van de hoofdafmetingen	537
	De diameter $d_a$ ter bevestiging van het rondsel - Overbrengverhouding $i$ , verhouding	



De afleidingen voor de verschillende factoren in paragraaf 15.9.4 behoeven niet bestudeerd te worden. Van belang is dat de formule voor de tandvoetspanning [15.86] en voor de contactspanning [15.93] begrepen worden. Op tentamen worden de factoren gegeven.

	van het aantal tanden $u$ - Aantal tanden van het rondsel - Steekcirkeldiameter $d$ - Breedte van het tandwiel $b$ - Tandhoek $\beta$	
15.8.2	Stroomschema ter bepaling van de vertandingsgeometrie .....	540
15.9	Berekening draagvermogen (cilindrische wielen) .....	542
15.9.1	Beschadigingsmogelijkheden aan tandwielen .....	542
	Tandbreuk - Vermoeiingsverschijnselen aan de tandflanken - Vreten	
15.9.2	Tandwielmaterialen .....	543
15.9.3	Krachtsverhoudingen .....	544
	Krachten op een recht cilindrisch tandwielpaar - Krachten op een schuin vertand cilindrisch tandwielpaar	
15.9.4	Berekening van het draagvermogen van cilindrische tandwielparen .....	546
	Factoren die de belasting beïnvloeden - Controle van de tandvoetsterkte - Controle van de contactsterkte - Berekeningsvoorbeelden (berekening draagvermogen)	
15.10	Overbrengingsrendement .....	557
15.11	Kegeltandwielen en kegeltandwieloverbrengingen .....	558
15.11.1	Basisvormen, eigenschappen en toepassing .....	558
15.11.2	Geometrische betrekkingen .....	558
	Recht vertande kegeltandwielen - Schuin vertande kegeltandwielen	
15.11.3	Ontwerpberekening .....	565
	Voorselectie van de hoofdafmetingen - Voorselectie van het tandwielmateriaal en de vertandingskwaliteit	
15.11.4	Berekening van het draagvermogen .....	567
	Krachtsverhoudingen - Tandvoetsterkte van de recht en schuin vertande kegel- tandwielen - Putvormingssterkte van recht en schuin vertande conische wielen -	
15.11.5	Berekeningsvoorbeelden voor kegeltandwieloverbrengingen .....	571
15.12	Schroefwieloverbrengingen .....	576
15.12.1	Kenmerken en toepassing .....	576
15.12.2	Geometrische betrekkingen .....	576
	Overbrengverhouding - Tandhoek - Snelheidsverhoudingen - Wielafmetingen, asafstand	
15.12.3	Ingrijpverhoudingen .....	578
15.12.4	Krachtsverhoudingen (nulvertanding) .....	579
15.12.5	Rendement .....	580
15.12.6	Berekening van de afmetingen van de tandwieloverbrenging (nulvertanding) .....	581
15.13	Wormoverbrengingen .....	582
15.13.1	Eigenschappen, uitvoeringsvormen en toepassing .....	582
	Eigenschappen - Uitvoeringsvormen en fabricage - Toepassing	
15.13.2	Geometrische betrekkingen bij cilindrische wormoverbrengingen met ashoek $\Sigma = 90^\circ$ .....	584
	Overbrengingsverhouding - De afmetingen van de worm - Afmetingen van het wormwiel - Asafstand	
15.13.3	Ingrijpverhoudingen .....	586
15.13.4	Rendement, glijnsnelheid .....	587
15.13.5	Krachtsverhoudingen .....	587
	Krachten op de worm - Krachten op het wormwiel	
15.13.6	Ontwerpberekening voor een wormoverbrenging .....	589
	Keuze van de hoofdafmetingen - Materiaalkeuze	
15.13.7	Sterkteberekeningen voor wormoverbrengingen .....	590
	Flanksterkte - Tandvoetsterkte - Controle op de verwarming - Doorbuiging van de wormas	
15.13.8	Berekeningsvoorbeelden voor wormoverbrengingen .....	592
15.14	Smering van tandwieloverbrengingen .....	597
15.15	Vormgeving van de wielen en van de kast .....	599
15.15.1	Cilindrische wielen .....	599
15.15.2	Kegeltandwielen .....	601

15.15.3	Wormen en wormwielen .....	602
15.15.4	Vormgeving van het tandwielkasthuis .....	602
15.16	Weergave, maatschrijving .....	603
15.16.1	Grafische weergave .....	603
15.16.2	Maatschrijving .....	604
15.17	Literatuur .....	604

## 16 Riemoverbrengingen

16.1	Algemeen .....	606
16.2	Constructies en toepassingen .....	606
	De soorten riem - De uitvoering - Voorspanmogelijkheden - Verstel- respectievelijk schakelbare overbrengingen	
16.3	Soorten riemen en materialen .....	609
16.3.1	Vlakke riemen .....	610
	Leren riemen - Weefselriemen (textielriemen) - Kunststofriemen - Gelaagde of compound-riemen	
16.3.2	V-riemen .....	611
16.3.3	Synchroonriemen (tandriemen) .....	613
16.4	Berekening van de vlakke riemoverbrenging .....	614
16.4.1	Theoretische principes voor de berekening van de riemoverbrenging .....	614
	Krachten op de riemoverbrenging - Rek- en overbelastingsslip, overbrenging - Spanningen, elastisch gedrag - Over te brengen vermogen, optimale riemsnelheid	
16.4.2	Praktische berekening van de vlakke riemoverbrenging Extremultus 80/85 .....	619
16.5	Berekening van V-riemoverbrengingen .....	621
16.5.1	Afmetingen van de riemoverbrenging .....	622
16.5.2	Berekening van het vermogen .....	623
	Normaalprofiel V-riem - Smalprofiel V-riemen	
16.6	Berekening van de overbrenging met Poly-V-riem .....	624
16.6.1	Afmetingen van de riemoverbrenging .....	624
16.6.2	Berekening van het vermogen .....	626
16.6.3	Berekenen van de asbelasting .....	626
16.6.4	Riemsparing .....	626
16.7	Berekening van de synchroonriemoverbrenging .....	627
16.8	Vormgeving van de riemoverbrenging .....	630
16.8.1	Algemene gezichtspunten .....	630
16.8.2	Hoofdafmetingen van de riemschijven .....	630
	Vlakke riemschijven - Normaalprofiel V-riemschijven - Smalprofiel V-riemschijven - Tandriemschijven - Poly-V-riemschijven	
16.8.3	Materialen en uitvoering van de riemschijven .....	630
• 16.9	Berekeningsvoorbeelden .....	632
16.10	Literatuur .....	638

## 17 Kettingoverbrengingen

17.1	Algemeen .....	639
17.2	Kettingsoorten, uitvoering en toepassing .....	639
17.2.1	Penkettingen .....	639
17.2.2	Buskettingen .....	640
17.2.3	Rollenkettingen .....	641
17.2.4	Bijzondere uitvoeringen van kettingen .....	642

17.3	Onderdelen van de kettingoverbrengingen .....	642
17.3.1	Kettingwielen .....	642
	Uitvoering van de vertanding - Uitvoering van het wiellichaam - Materialen .....	
17.3.2	Verbindingsschakels .....	645
17.4	Mechanica van kettingoverbrengingen .....	645
17.4.1	Snelheden, aantallen tanden .....	645
17.4.2	Krachtsverhoudingen .....	646
17.5	Berekening van de kettingoverbrenging .....	648
17.5.1	Keuze van de ketting .....	649
17.5.2	Aantal schakels, asafstand .....	650
17.6	Vormgeving van de kettingoverbrenging .....	651
17.6.1	Opstelling van de kettingoverbrenging .....	651
17.6.2	Doorzakken van kettingdelen .....	651
17.6.3	Hulpvoorzieningen .....	651
17.6.4	Verbinding van wiel en as .....	653
17.7	Smering en onderhoud van de kettingoverbrenging .....	653
• 17.8	Berekeningsvoorbeelden .....	654
17.9	Literatuur .....	656

## 18 Pijpleidingen

18.1	Algemeen .....	657
18.2	Soorten buizen en hun toepassing .....	658
18.3	Berekening .....	659
18.3.1	Buisdoorsnede en drukverlies .....	659
18.3.2	Berekening van de wanddikte tegen de binnendruk .....	661
18.4	Buisverbindingen en delen van pijpleidingen .....	663
18.4.1	Lasverbindingen voor stalen buizen .....	663
18.4.2	Flensverbindingen .....	664
18.4.3	Schroefverbindingen van buizen .....	665
18.4.4	Mofverbindingen .....	666
18.4.5	Appendages en kunststof pijpleidingdelen .....	666
18.4.6	Rekompensatoren .....	666
18.4.7	Buishouders .....	668
18.5	Appendages .....	669
18.5.1	Afsluiters .....	669
18.5.2	Schuifafsluiters .....	670
18.5.3	Kranen .....	671
18.5.4	Kleppen .....	672
18.6	Vormgeving van pijpleidingen .....	672
18.7	Algemene gezichtspunten voor het ontwerp van pijpleidinginstallaties .....	673
• 18.8	Berekeningsvoorbeelden .....	673
18.9	Literatuur .....	676

<b>Index</b> .....	678
--------------------	-----



.....

### **Doel van de oefening**

Leren toepassen van de kennis en de technische data die in de verplichte literatuur van IDE240 aan de orde komen. De toepassing is gericht op het leren doorrekenen en beoordelen van het mechanisch gedrag van concrete constructies.

Aan het eind van de oefeningen is de student in staat, wanneer praktische situaties dat vereisen, zijn/haar kennis zelfstandig verder te ontwikkelen en toe te passen.

### **Regels bij de oefening**

- De oefeningen zijn niet verplicht.
- Elke oefening wordt besloten met een korte schriftelijke overhoring. Bij goede beantwoording kan (tot maximaal) één extra punt op het tentamen verdient worden.
- Alleen na inschrijving kan aan de oefeningen worden deelgenomen
- Eenmaal ingedeeld in een groep kan niet meer van groep gewisseld worden.
- De volgende materialen moeten meegenomen worden tijdens de oefeningen:
  - . Dit dictaat
  - . De verplichte studieboeken voor IDE240;  
Machine-onderdelen met tabellenboek  
dictaat Konstrueren in kunststoffen.
  - . Schrijfgerei en liniaal
  - . Zakrekenmachine

### **Voorbereiden van de oefeningen**

In dit dictaat zijn de opgaven van de verschillende oefeningen opgenomen zodat men zich hierop kan voorbereiden.

Bij elke beschrijving in dit boek is aangegeven hoe de oefening moet worden voorbereid.

Deze voorbereiding bestaat uit het doornemen van delen van de stof en uit het maken van een **huiswerkopgave**.

Op deze wijze kan de oefening met maximaal leereffect worden doorlopen en wordt het bestuderen van de leerstof over het gehele blok verdeeld. Wij verwachten dat men hieraan meewerkt, Het niveau waarop de oefening doorlopen wordt is hierop is afgestemd.

### **Nieuw !!**

**Per september 1998 is er een tentamenbundel opgenomen in deze studiehandleiding met vier recente tentamens. Ook de antwoorden op de vragen zijn uitgewerkt.**



.....

## Verbindingselementen

### Inleiding

In de hoofdstukken 4 t/m 9 worden verschillende soorten verbindingen behandeld. Naast het behandelen van de specifieke eigenschappen van de verschillende verbindingselementen wordt ingegaan op het ontwerpen van verbindingen.

### Het ontwerpen van verbindingen

Bij het ontwerpen van verbindingen worden de volgende stappen doorlopen:

- a: de keuze van het verbindingselement (soort, vorm, materiaal)
- b: het bepalen van de dimensies van het verbindingselement
- c: het bepalen van de vormgeving van de verbinding (aantal/patroon van de verbindingselementen).

De volgorde waarin de stappen worden doorlopen verschilt (ook in Roloff/Matek) wel eens, maar alle stappen worden in principe doorlopen. Bij verbindingen waarbij slechts één verbindingselement gebuikt wordt is stap 3 triviaal.

#### Stap 1: Keuze van het verbindingselement

Variabelen die de keuze van het verbindingselement o.a. bepalen zijn:

- noodzakelijke vrijheidsgraden in de verbindingen
- materialen van de verbindingen onderdelen
- gewenste afwerking (optische eigenschappen) van de verbinding
- losneembaarheid van de verbinding.

Vaak geeft Roloff/matek, in het betreffende hoofdstuk, de meest courante materialen voor de verschillende verbindingselementen. Daarnaast kan tabel 1-4 van het tabellenboek van Roloff/Matek worden geraadpleegd.

#### Stap 2: Dimensioneren van het verbindingselement

Bij het dimensioneren van puntverbindingselementen wordt in Roloff/Matek eerst een ontwerpdimensie bepaald. Dit is een eerste indicatie van de dimensie van het te gebruiken verbindingselement. De ontwerpdimensie wordt bepaald aan de hand van de materiaaldikte van de te verbinden delen (lijm/soldeer/puntlas/klinkverbinding), een grove spanningsberekening (penverbinding) of knikberekening (bewegingsschroefdraad). Het woord "ontwerpdimensie" wordt overigens niet in Roloff/Matek gebruikt. Bij puntverbindingselementen wordt in Roloff/Matek soms het "ontwerpdiameter" gebruikt.

Vervolgens wordt d.m.v. controleberekeningen gecontroleerd of bij gebruik van deze diameter de toelaatbare materiaalspanningen niet overschreden worden. Men berekent hiertoe (afhankelijk van het verbindingselement) één of meer van de volgende grootheden (zie ook §3.5.1):

- schuifspanning  $\tau$
- stuikdruk  $\sigma_1$
- trekspanning  $\sigma_t$
- buigspanning  $\sigma_b$ .

De formules voor het berekenen van de ontwerpdiameter en de noodzakelijke controleberekeningen verschillen per verbindingselement. Men vindt ze in de

.....

korresponderende hoofdstukken van Roloff/Matek. Merk op dat de formules voor de controleberekeningen grote overeenkomsten vertonen.

Aan de hand van de berekende spanning en de toelaatbare materiaalspanning (let op de kleine lettertjes bij de controleberekeningen) kan de veiligheid(sfactor) berekend worden (Roloff/Matek §3.5.2). Is de veiligheid kleiner dan de gewenste waarde, dan moet een verbindingselement met een grotere diameter worden gebruikt. Is de veiligheid veel groter dan de gewenste waarde, dan kan misschien met een kleinere diameter worden volstaan. Na verandering van de diameter moeten de controleberekeningen opnieuw worden uitgevoerd. Het bovenstaande herhaalt men totdat een goede veiligheidsfactor verkregen wordt. Het dimensioneren van verbindingselementen is dus een iteratief proces.

### Stap 3: Vormgeving van de verbinding

Bestaat een verbinding uit meer dan één verbindingselement (puntlas-, klink- en schroefverbindingen) dan moeten het aantal en plaatsing van de verbindingselementen worden bepaald. Roloff/Matek spreekt hier van de vormgeving van de verbinding. Hiervoor geldt het volgende:

- Als een verbinding alleen een kracht geleidt, volstaat het bepalen van het aantal te gebruiken verbindingselementen.
- Als een verbinding (ook) een moment geleidt dan moet, naast het benodigde aantal, ook de plaatsing van de verbindingselementen onderling (het patroon) bepaald worden.

Formules voor het bepalen van het benodigde aantal verbindingselementen vindt men in de verschillende hoofdstukken van Roloff/Matek.

Bij verbindingen die (ook) een moment geleiden ontwerp men eerst het patroon. Met berekeningsmethoden uit §8.19.4 (op afschuiving belaste verbindingselementen) en §8.19.5 (op trek/druk belaste verbindingselementen) van Roloff/Matek berekent men vervolgens de spanning in het zwaarst belaste verbindingdeel. Hiermee worden vervolgens de eerder genoemde controleberekeningen worden uitgevoerd.



---

## Thuisopdracht: Verbindingen van een Pan

Lees voor het maken van deze oefening Roloff/Matek hoofdstuk 3.5 en 6.13.  
Gebruik bij de berekeningen de krachten en momenten die je bij in de statika-  
oefening gevonden hebt.

### Inleiding

In deze oefening behandelen we de verbinding in een steelpan. De pan die we hiervoor gebruiken heeft een winkelprijs van fl. 30,- en valt daarmee in de middenklasse. In deze klasse worden eisen gesteld aan de kookeigenschappen, het gebruiksgemak en de esthetische eigenschappen van de pan. Natuurlijk moet de pan veilig in het gebruik zijn.

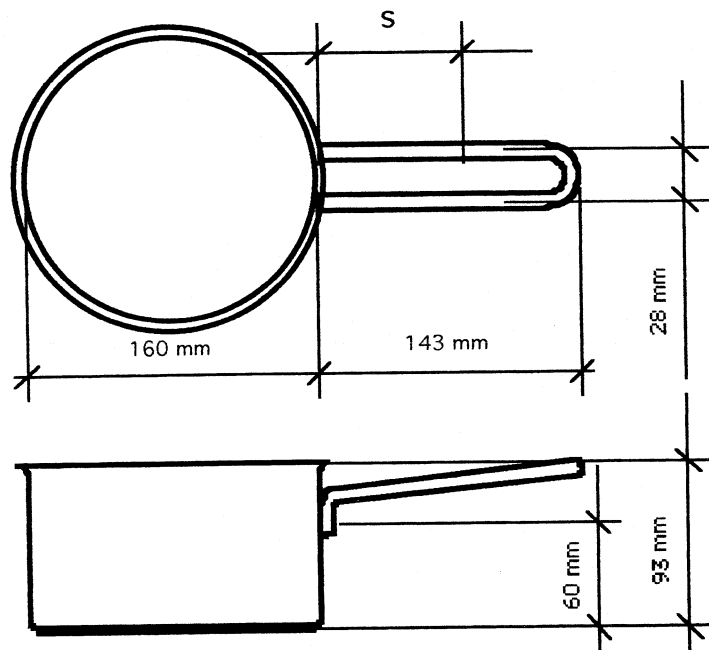
### Eisen

Aan de pan worden o.a. de volgende eisen gesteld:

- De pan moet met 1,5 liter water veilig gebruikt kunnen worden.
- Het handvat van de pan mag warm, maar niet heet worden.

De pan is geheel vervaardigd uit roestvrijstaal 18/10 (Roloff en Matek tabellenboek 1-4, X5CrNi18 10).

### Maten



Figuur 1, maatschets

### Massa's

De totale massa van de pan is 650 gram waarvan:

- massa kom: 500g
- massa handvat: 150g.

.....

### Deelkonstrukties

De pan bestaat uit een kom en een handvat die om esthetische redenen beide in roestvrijstaal uitgevoerd. Tussen de twee delen zit een verbinding die de beide delen star met elkaar verbindt.

#### Opgave 1

Beschouw de functies van de kom en het handvat:

- Waarom is het vanuit functioneel oogpunt niet zo logisch om beide delen van roestvrijstaal te maken?
- Wat heeft dit voor consequenties voor de verbinding tussen beide delen?

### Verbinding Kom-Handvat

#### Opgave 2.1

Kies een verbindingselement voor de verbinding kom-handvat:

- welke eisen worden er aan de verbinding gesteld?
- welke verbindingselementen zijn in principe bruikbaar?
- welk van deze verbindingselementen biedt in dit geval de beste oplossing?

De fabrikant heeft gekozen voor een verbinding door middel van een projectielasverbinding. Deze verbinding is sterk verwant aan de puntlasverbinding die wordt beschreven in Roloff en Matek blz. 131 t/m 134.

#### Opgave 2.2

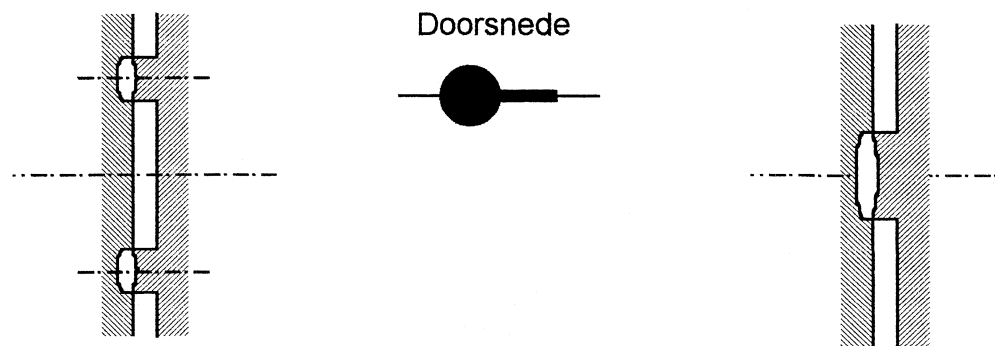
Door het projectielassen ontstaat een spleet tussen de kom en het handvat.

- Waarom is hiervoor gekozen?

#### Opgave 2.3

Men had de verbinding ook kunnen maken met twee grote(re) projectielassen (zie figuur 2). Beschouw de twee alternatieven:

- schets in figuur 2 de grootte en richting van de normaalspanning in de verbinding.
- waarom heeft men niet voor een verbinding met slechts twee projectielassen gekozen?



Figuur 2, doorsneden verbinding (2 resp. 4 projectielassen)

#### Opgave 2.4

Meet de verbinding op en maak de controleberekeningen

.....

-  
welke controleberekeningen moeten volgens Roloff/Matek (blz. 132/133) aan een puntlas worden uitgevoerd?

- bereken de grootte van de optredende schuifspanning
- bereken de grootte van de optredende stuikdruk.

Om de werking en veiligheid van een produkt zeker te stellen dimensioneert men kritische onderdelen met een veiligheidsfaktor (Roloff en Matek blz. 51).

### **Opgave 3**

Bepaal de veiligheidsfaktor van de verbinding:

- bepaal de veiligheid t.a.v. afschuiving en stuikdruk
- zijn de gevonden waarden hoog of laag?
- welke controleberekening zou in het geval van de pan beter gemaakt kunnen worden i.p.v. de berekening op afschuiving en stuikdruk?

*Lees tenslotte de hoofdstukken 7.5.1 t/m 7.5.3, 8.20.1, 8.20.2, 8.20.4, 8.20.5, 9.2.1 en 9.2.2 tot aan "Bij gebruik van holle pennen ....." door voor het praktikum!*

---

## **Practicummiddag**

### **Deel 1: Verbindingen in een Keukentrap**

#### **Inleiding**

De Altrex keukentrap (zie ook IDE 140 diktaat) is een produkt waaraan zowel qua gebruiksgemak en veiligheid, als qua prijs, hoge eisen worden gesteld. Om het gebruiksgemak te verhogen is de trap geheel van aluminium. Behalve gebruikt worden de keukentrap ook veel misbruikt: de trap wordt bijvoorbeeld niet geheel uitgeklap om het als laddertje te gebruiken.

#### **Eisen**

De fabrikant van de keukentrap garandeert de trap tot een maximale belasting van 150 kg. In verband met de veiligheid van de trap stelt de warenwet een strengere eis op een wrijvingsloos vloeroppervak (rollen) moet de trap een kracht van 2600 N kunnen dragen. Deze kracht wordt midden op het bordes van de trap uitgeoefend.

#### **Opgave 1**

De keukentrap moet veilig gebruikt kunnen worden. Kritische onderdelen moeten daarom met een veiligheidsfactor gedimensioneerd worden (Roloff & Matek blz. 552).

- Moeten de onderdelen van de keukentrap ten opzichte van vloei of ten opzichte van breuk gedimensioneerd worden?
- Bepaal de veiligheidsfactor.

#### **Opbouw**

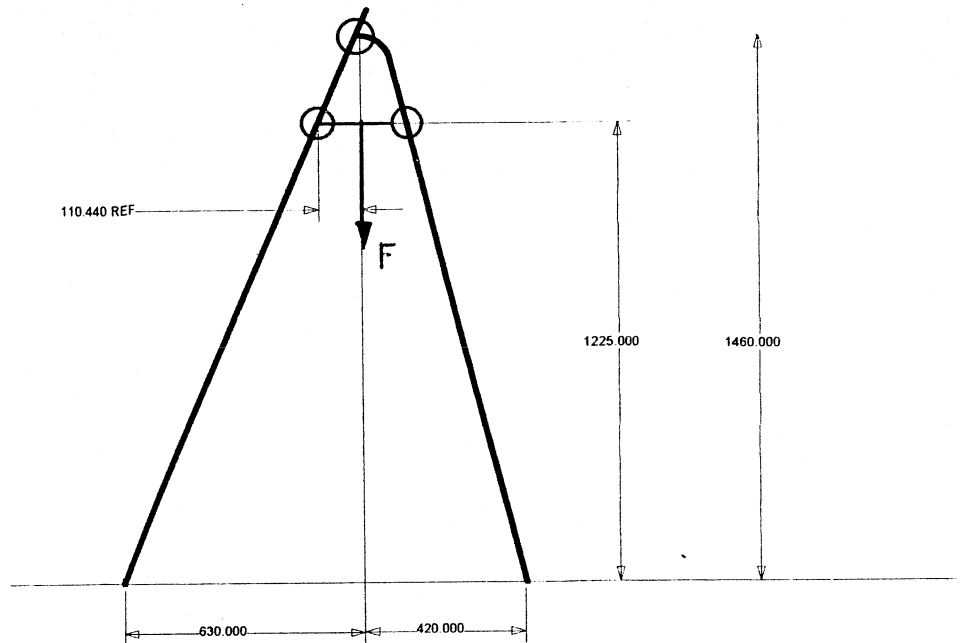
De keukentrap (zie figuur) bestaat grofweg uit drie deelkonstrukties:

- het voorrek
- het achterrek
- het bordes.

De deelkonstrukties zijn vervaardigd uit AlMg legering (zie tabel 1.4). Andere aluminium onderdelen worden ook zoveel mogelijk uit dit materiaal vervaardigd.

.....

## Trap



figuur 1: de keukentrap.

### Verbinding scharnierpunt voorrek-achterrek.

#### Opgave 2.1

Kies een verbindingselement voor het verbinden van het voor en achterrek:

- welke vrijheidsgraden moet het verbindingselement onderdrukken?
- noem drie eisen die relevant zijn voor de keuze van het verbindingselement.
- noem de verbindingselementen die in dit geval gebruikt kunnen worden.
- welke is hiervan het meest geschikt (en waarom)?

#### Opgave 2.2

De fabrikant heeft gekozen voor een klinkverbinding.

- bepaal m.b.v. Roloff & Matek de ontwerpdiameter (blz. 161) en het materiaal voor de klinknagels.
- welke controleberekeningen moeten volgens Roloff/Matek worden uitgevoerd?
- voer de controleberekeningen uit en bepaal de minimale klinknageldiameter.
- vergelijk de berekende diameter met die van de klinknagel die werkelijk in de keukentrap gebruikt is.

### Bevestiging treden-voorstijl

#### Opgave 3.1

Beschouw het voorrek en in het bijzonder de verbinding tussen de treden en de voorstijl:

- schets de situatie waarin een gebruiker de verbinding tussen trede en stijl het zwaarst belast.
  - isoleer (in een tekening) de trede van de stijl en de teken de krachten die door de verbinding worden doorgeleid.
- .....

.....

-bepaal de grootte en richting van de kracht die een gebruiker van 150 kg in dit geval op de verbinding uitoefent.

**Opgave 3.2**

Kies het meest geschikte verbindingselement voor het verbinden van de treden met de voorstijl:

- welke vrijheidsgraden moeten door een verbindingselement worden beperkt?
- noem drie eisen die relevant zijn bij het kiezen van het te gebruiken verbindingselement.
- noem de verbindingselementen die in dit geval gebruikt kunnen worden.
- welke is hiervan het meest geschikt (en waarom)?

**Opgave 3.3**

De fabrikant heeft gekozen voor de blindklinknagel als verbinding tussen trede en voorstijl. Ontwerp de blindklinkverbinding:

- hoeveel blindklinknagels heeft men per trede nodig (en waarom)?
- kies het materiaal voor de blindklinknagels en bepaal de minimale diameter met tabel 7.3 van het Roloff/Matek tabellenboek.
- vergelijk met de blindklinknagels die in werkelijkheid gebruikt zijn.

---

## Deel 2: Verbindingen in een Krik

### Inleiding

Deze oefening wordt gedaan aan de hand van een krik voor personenauto's. Een groot deel van de gebruikers zal de krik sporadisch gebruiken, terwijl een ander deel hem af en toe gebruikt bij het "doe-het-zelf-en." Voor een krik als deze wordt dan ook niet veel geld uitgetrokken: winkelprijs Fl. 40,- Naast de kostprijs zijn gebruiksgemak en veiligheid belangrijke aspecten.

### Opgave1:

Noem twee hoofdfuncties van de krik.

### Eisen

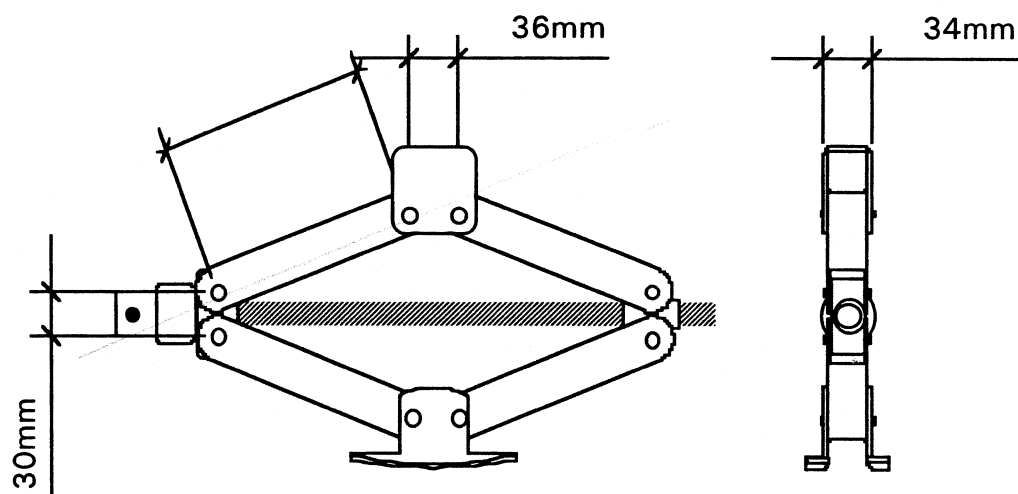
De fabrikant van de krik geeft de volgende garanties:

- de krik kan een massa van 1000 kg heffen en dragen.
- het hefbereik loopt van 220 tot 370 mm.

### Opgave 2

Om veilig gebruik van de krik te garanderen worden de onderdelen gedimensioneerd met een veiligheidsfactor  $n$  (Roloff & Matek blz. 50-52).

- Moeten de onderdelen van de krik t.o.v. vloeit of t.o.v. breuk gedimensioneerd worden?
- Welke veiligheidsfactor gebruikt men bij het dimensioneren van de krik (en waarom)?



figuur 1: maatschets van de krik

### Opgave 3.1

De verschillende frame-delen moeten scharnierend met elkaar verbonden worden.

Kies hiervoor een verbindingselement:

- welke eisen worden er aan deze verbinding gesteld?

- .....
- welke verbindingselementen zijn hiervoor te gebruiken?
  - welk van de verbindingselementen is in dit geval de beste oplossing?

### **Opgave 3.2**

Door de fabrikant is gekozen voor een penverbinding. Deze staat beschreven in Roloff & Matek, blz. 225 t/m 227. Dimensioneer de te gebruiken pennen. Ga ervan uit dat overal dezelfde pennen worden gebruikt:

- bepaal het materiaal en de "ontwerp-diameter" van de pennen.
- voer de noodzakelijke controleberekeningen uit.
- bepaal de minimale diameter van de pennen in hele millimeters.

### **Spindel-Moer Combinatie**

De krik wordt bewogen door een spindel-moer combinatie die voorzien is van een Metrische ISO-trapeziums Schroefdraad. Deze wordt beschreven in Roloff & Matek blz. 210 t/m 213 en in het tabellenboekje tabel 8.3.

### **Opgave 4.1**

Beschouw de functie(s) van de spindel-moer combinatie:

- welke twee belangrijke eisen worden er aan de spindel gesteld?
- welk ander mechanisme zou i.p.v. de spindel-moer combinatie gebruikt kunnen worden?

### **Opgave 4.2**

Dimensioneer de spindel-moer combinatie:

- kies het materiaal voor de spindel en bepaal de ontwerp-diameter.
- bepaal het materiaal voor de moer. Moet deze gesmeerd worden?
- bepaal het moment dat de gebruiker moet leveren om een last van 1000 kg te heffen.
- voer de noodzakelijke controleberekeningen uit en bepaal de minimale diameter van de spindel en de minimale lengte van de moer.

### **De praktijk**

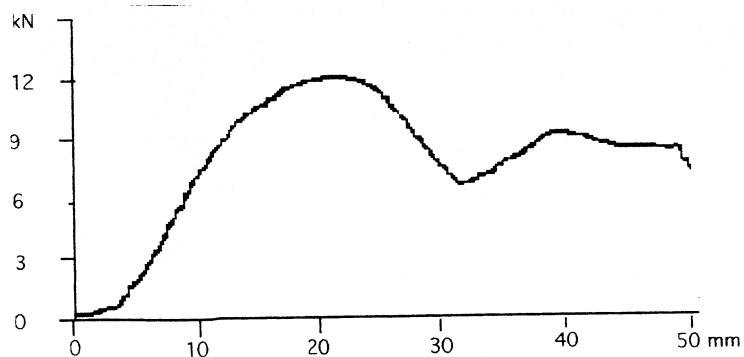
Om het door de fabrikant opgegeven draagvermogen te controleren plaatst men de krik in een drukbank. De krik wordt hierin, vanaf de laagste stand in het hefbereik (220 mm), 50 mm ingedrukt. Dit gebeurt met een konstante snelheid: de proef is verplaatsingsgestuurd. De door de drukbank geleverde kracht is in figuur 2 tegen de ingedrukte afstand uitgezet (dit is een kracht-wegdiagram).

### **Opgave 5.1**

Vergelijk de werkelijke maten van de krik met de berekende minimale maten:

- welk onderdeel zal bij een steeds toenemende kracht  $F$  het eerste bezwijken?
- bereken bij welke kracht dit gebeurt.





figuur 2: kracht-wegdiagram

### Opgave 5.2

Interpreteer het kracht-weg diagram en vergelijk de echte krik met de m.b.v. Roloff en Matek berekende krik:

- bij welke kracht bezweek de echte krik in de drukbank?
- wat is het verschil tussen de echte krik en de "Roloff & Matek-krik" nadat er een keer 1000 kg mee is opgetild?
- welk punt op de trekkromme is de echte krik gedimensioneerd en met welke veiligheidsfactor?
- wat zal de reden zijn geweest om de krik zo te dimensioneren?



---

## Elastische Veren

*Roloff/matek hoofdstuk 10: Elastische veren*

*Verplichte stof: 10.1 tot 10.6.5 en 10.7.2 tot 10.10*

### Inleiding

Voor praktisch alle materialen geldt dat ze onder invloed van uitwendige krachten vervormen. Bij technische veren wordt deze eigenschap door toepassing van materialen met hogere treksterkte en door een geschikte vormgeving nog beter benut. De keuze van materiaal en de vorm van de veer wordt bepaald door eisen met betrekking tot veerkracht en veerweg alsmede eisen die worden bepaald door beschikbare ruimte en gewicht.

Veren worden onderverdeeld naar het soort materiaal, naar de vorm en naar het type belasting.

In R/Matek wordt gesproken over kracht-weg karakteristieken van de verschillende veren. Deze karakteristieken worden veer karakteristieken genoemd. Verder passeren diverse veer-materialen de revue en wordt een opsomming gegeven van de verschillende eigenschappen van de materialen en de toepassingen.

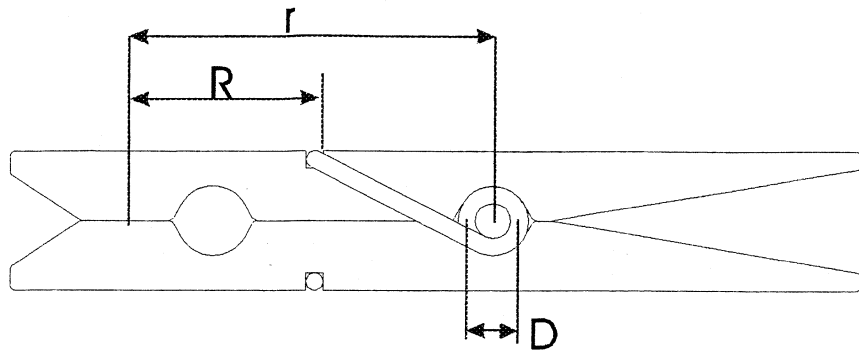
Daarna worden de veren besproken, met als uitgangspunt de verschillende type belasting. Trek- en drukveren, op buiging belaste veren en op torsie belaste veren. Tenslotte wordt ingegaan op de toepassing van rubber.

In de tekst staan diverse formules gegeven, alle zijn afgeleide van de algemene vergelijking voor de veerarbeid, vaak zijn ze specifiek voor de vorm of de belasting van de veer.

De parameters kunnen variëren, dit alles heeft consequenties voor de vorm en de maximale belasting van de veer. Sommige gegevens die je aan de vergelijking moet toevoegen zijn te vinden in het tabellenboekje in de aangegeven tabellen. Andere gegevens moeten worden gevonden door een juist statica-model te vormen en hieraan enige eenvoudige berekeningen te maken.

**Thuisopdracht: De Wasknijper**

Ga na wat voor soort veer is gebruikt in de wasknijper?



$$D=4.5[\text{mm}]$$

$$r=32[\text{mm}]$$

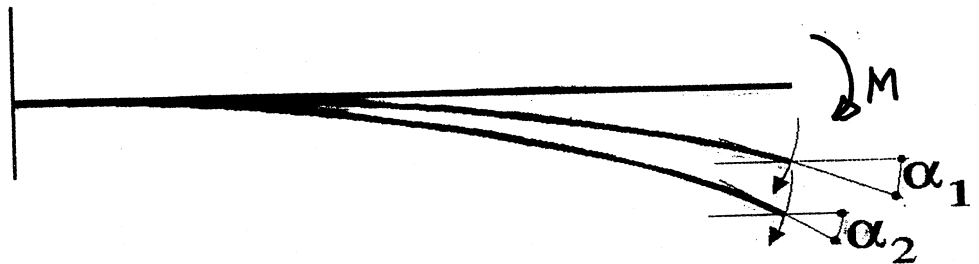
**Afbeelding 1 Afmetingen wasknijper**

Lees voor het maken van deze oefening Roloff/matek hoofdstuk 10.1 10.2 10.3 en 10.6.3

**opgave 1**

Als je de geleide instructie volgt in Roloff Matek wordt er allereerst ingegaan op het aantal windingen en de gestrekte lengte van deze windingen. Vergelijk de veer in de wasknijper met fig. 10-8 en geef de variabelen van de wasknijperveer dezelfde naam, zodat de formules kloppen met het voorliggende produkt.

Waarom is de gestrekte lengte van de veer van belang voor het mechanisch gedrag?

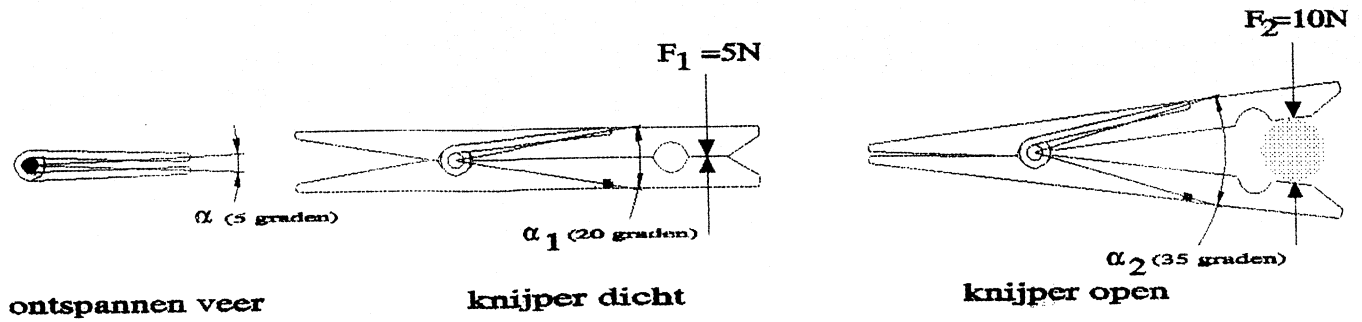


**Afbeelding 2 Eenzijdig ingeklemde staaf**

Vergelijk nu de werking van de torsie-veer (zie formule 10.10) met een belasting op een eenzijdig ingeklemde balk. (Zie Appendix G van Timoshenko)

**opgave 2**

Analyseer het krachtenspel in de wasknijper. Er is gegeven dat de maximale klemkracht is gemeten deze bedraagt 10 N.



Afbeelding 3 De veer, onbelast, gemonteerd en belast

Bepaal  $M_1$  en  $M_2$

Zet in het figuur de hoek in graden uit tegen het moment. Verklaar het verloop van deze grafiek, maak hierbij gebruik van de vergelijkingen uit het boek.



Afbeelding 4 De veer karakteristiek

Nu we het maximale moment met de daarbij behorende hoekverdraaiing kennen (functionele eis) kunnen alle variabelen bepaald worden met behulp van de formules 10.07 t/m 10.10. Je moet dan eerst de maximale spanning in de veer weten, die na materiaalkeuze uit de tabellen gehaald kunnen worden. Daaruit volgt de draaddikte van de veer. Als een eenzijdig ingeklemde staaf kan dan de lengte berekend worden die bij gegeven moment de vereiste hoekverdraaiing geeft. Deze staaf wordt dan opgewonden tot de vorm van een torsieveer, waarbij functionele afmetingen een rol spelen (bv.  $D$  maximaal 4.5[mm]).

- Wat is de maximale spanning in de veer? (uit tabel)
- Wat is de gestrekte lengte van de veer?
- Hoe groot is de diameter  $d$  van de veer?
- Hoeveel windingen heeft de veer?

---

### opgave 3

Wat gebeurt er met het weerstandsmoment tegen buigen als je het aantal windingen vergroot?

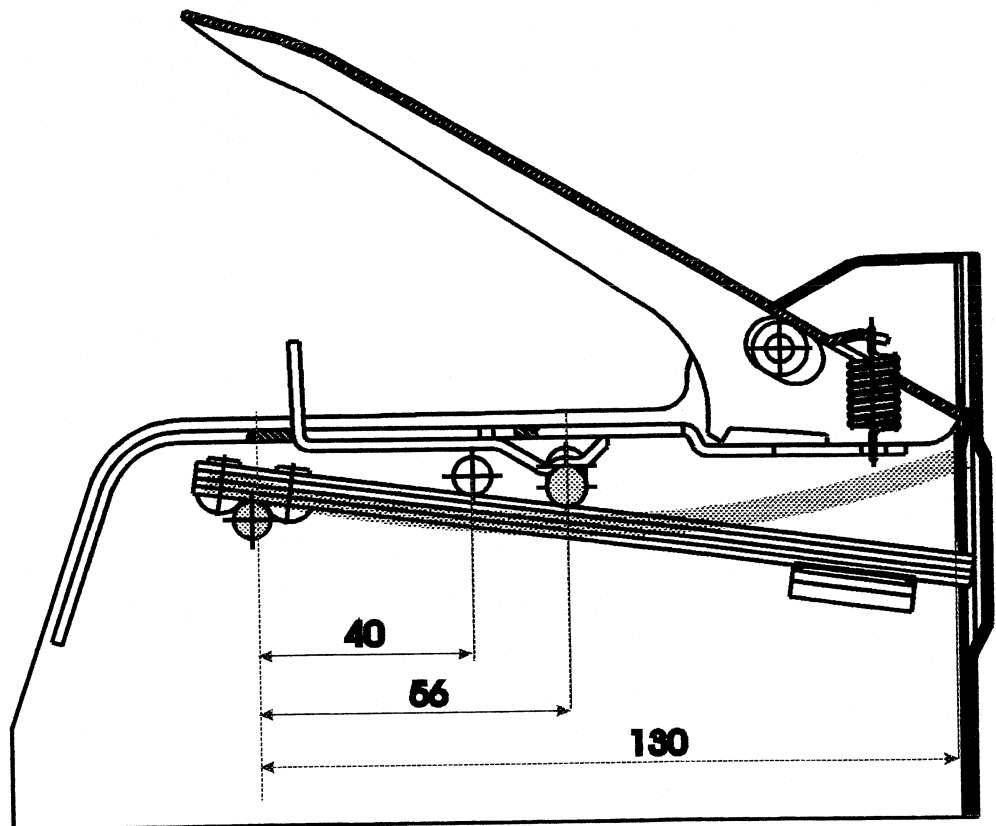
Wat gebeurt er met het weerstandsmoment tegen buigen als je de draad twee keer zo dik maakt?

Wat zijn resp. de gevolgen hiervan voor de spanning in de veer bij de maximale belasting?

Wat zijn resp. de gevolgen voor het maximaal toelaatbare moment in de veer?

*Lees tenslotte de hoofdstukken 10.6.1, 10.6.2 en 10.7.2 van Roloff/Matek door voor het practicum!*

De practicum middag  
deel 1 Bladveren



Afbeelding 1 nietpistool met bladveren

Het nietpistool

**opgave 1**

Analyseer de werking van het nietpistool, teken in de figuur de krachten die worden uitgevoerd op het pistool, bij het 'schieten' van een nietje. Teken daarna in figuur 2 de krachten die optreden bij het spannen van de veer.

**opgave 2**

De veer levert de energie om de slagplaat tegen de niet aan te slaan. Deze slagplaat weegt maar 13 gram en moet dus met een flinke snelheid tegen het nietje botsen. Stel de snelheid die nodig is om een nietje in een materiaal te schieten is 13.4 m/sec. Hoeveel energie moet er dan in de veer worden opgeslagen?

**opgave 3**

In ontspannen toestand is de veerkracht van de veer nul.

De veer wordt maximaal  $s$  [mm] ingedrukt.

Hoe groot is kracht  $F$  in dit geval?

Zoals je waarschijnlijk opvalt is dit een op drie punten belaste 'balk', de formule 10.4 uit het boek is slechts toe te passen op een balk die in een punt wordt belast en ingeklemd is.

.....

Je moet dus allereerst een formule afleiden voor de doorbuiging, voor een in drie punten belaste balk. (Gebruik opnieuw Timoschenko of het tabellenboek tabel 11.6 voor het juiste belastingsgeval.)

**opgave 4**

Neem de afmetingen uit de figuur . (zie ook tabel 11.6)

Ontwerp met deze gegevens een rechthoekige bladveer die de gevraagde energie kan opslaan. Met andere woorden hoe groot moet de dikte en breedte van de veer gekozen worden. achtereenvolgens moet dan bepaald worden;

Hoe groot is de maximale spanning in de veer?

Hoe groot is het maximale moment in de veer?

Hoe groot is het weerstandsmoment tegen buiging?

Hoe groot is het traagheidsmoment tegen buiging?

**opgave 5**

In werkelijkheid worden vier veren toegepast met een  $b=17$  mm en een  $h=1,5$  mm.

Wat is het effect van deze vier veren.in verhouding tot het gebruik van één massieve veer ( $b=17$  mm en  $h=6$  mm)?

Wat gebeurt er als je de vier veren naast elkaar legt?

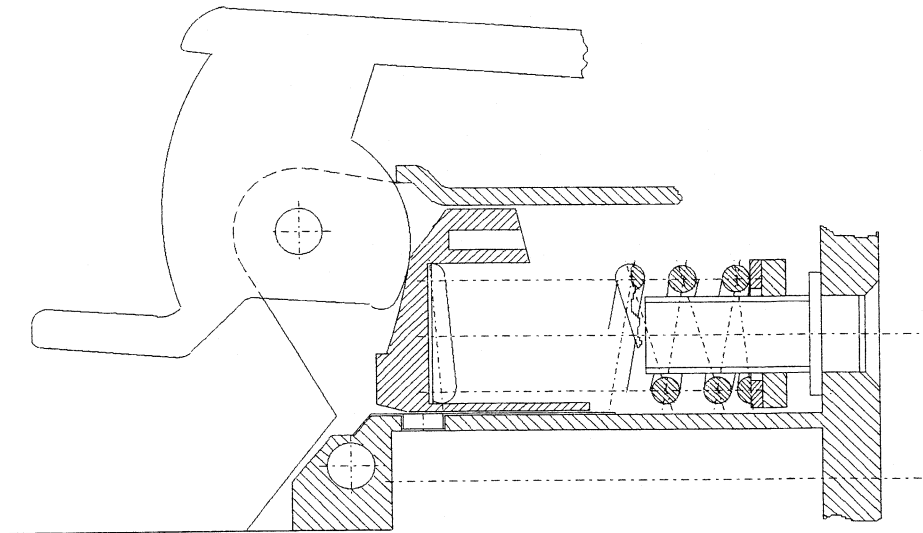
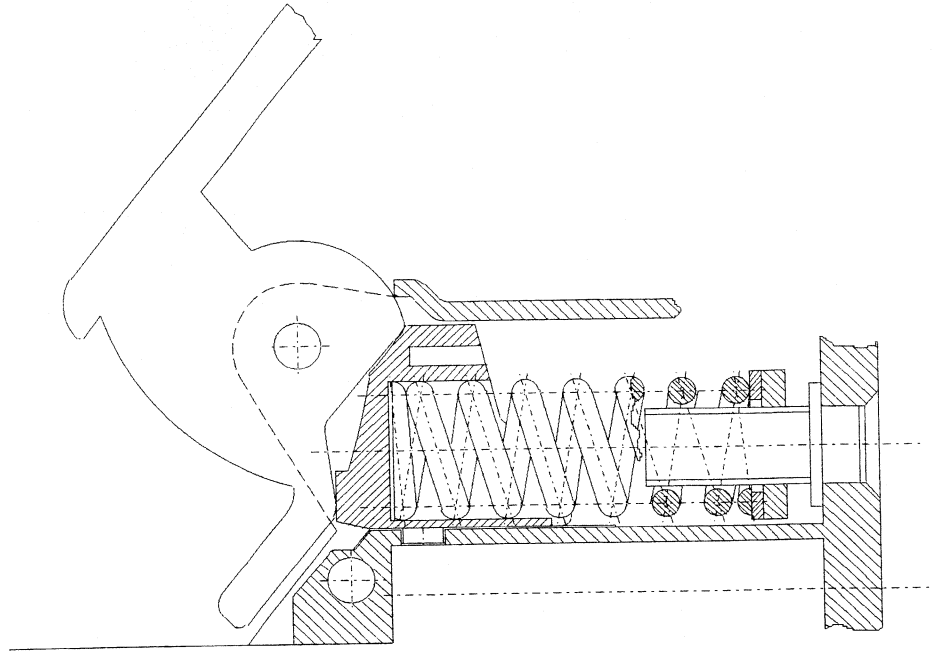
( $b=68$  mm en  $h=1,5$  mm)

Tenslotte waar kun je deze samengestelde veer mee vergelijken en wat zijn de voordelen van deze oplossing?



Deel 2: drukveren

opgave 1



Afbeelding 1 Skibinding a: schoen wordt geklemd. b: schoen schiet los.

Teken in de bovenstaande figuur de werklijnen van de krachten die in de hefboom optreden, wanneer de gebruiker een kracht uitoefend, vlak voor de skibinding open schiet.

### opgave 2

Wat is de verhouding tussen de kracht van de schoen op de hefboom en die van de veer?

### opgave 3

Welke variabelen bepalen het mechanisch gedrag van de veer?

Maak gebruik van de formules uit paragraaf 10.7.2 van Roloff/Matek.

### opgave 4

Het bepalen van de dimensies van een veer is vaak afhankelijk van de beschikbare inbouwruimte, de vereiste veerstijfheid en de belasting. Deze relaties zijn in figuur 10.23 van R/Matek weergegeven. De figuur is hieronder overgenomen.

Stel: op basis van ervaring en beschikbare inbouwruimte wordt uitgegaan van de volgende afmetingen:

$$L_0 = 48 \text{ [mm]}$$

$$L_2 = 35 \text{ [mm]}$$

$$D_e = 17 \text{ [mm]}$$

De maximale kracht die de schoen op de hefboom kan uitoefenen is 860 [N]

Neem deze gegevens over in figuur 2

### Opgave 5

Met de gegeven kracht op de veer en de ingeschatte diameter  $[D_e]$  van de veer kan eerst een schatting gemaakt worden van de draaddiameter  $[d]$ . (zie 10.44)

Aangezien dit een grove benadering is, moeten de afmetingen gecontroleerd worden op optredende spanningen.

Blijven de optredende schuifspanningen dan beneden de toelaatbare spanningen?

### opgave 6

De veer kan ingesteld worden op het gewicht van de skier. De veerstijfheid is dus ook van belang voor de instelkracht in relatie tot de instelslag. Bij de gevonden maximale veerkracht en de aannames voor  $L_0$  en  $L_2$  kan de daarbij behorende veerstijfheid berekend worden.

Men gaat hierbij uit van een slaglengte van 10 [mm].

Hoe groot is de minimale veerkracht

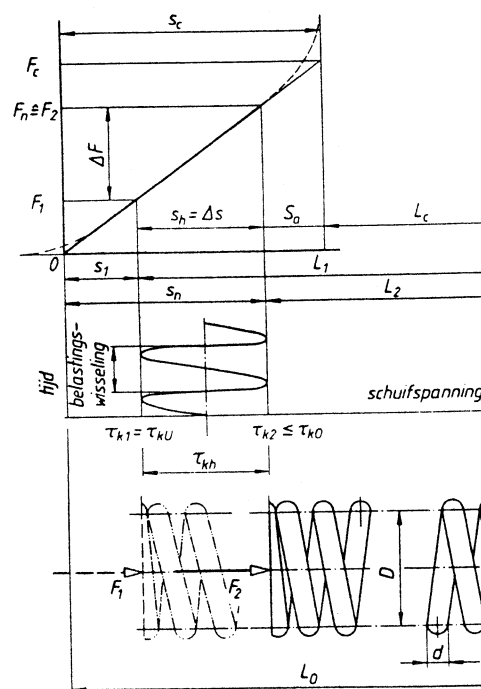
Bereken daarna het aantal windingen van de veer.

### opgave 7

Bij een gegeven schuifspanning  $\tau = 900 \text{ N/mm}^2$  en een gegeven veerstijfheid  $R = 150 \text{ [N/mm]}$ , kunnen met behulp van de formules (10.40, 10.45a en 10.47) de volgende waarden gevonden worden.

Ga na wat de invloed is van de diameter  $d$ , op de afmetingen van de veer.

Welke diameter is optimaal?



Figuur 10-23 Cilindrische drukveer met belastingdiagram

Bepaal met behulp van deze optimale diameter de afmetingen van de veer en vergelijk die met de gegevens van de in de skibinding gebruikte veer.

$d_i$	$n_i$	$D_i$	$L_i$	$L0_i$	$L2_i$
2	78.9	2.3	161.8	187.7	177.9
2.5	25.9	4.6	69.6	86.2	76.4
3	10.4	7.9	37.2	50.4	40.6
3.5	4.8	12.6	23.8	35.6	25.8
4	2.5	18.8	17.9	29	19.2
4.5	1.4	26.7	15.2	25.9	16.1
5	0.8	36.7	14	24.6	14.8
5.5	0.5	48.8	13.8	24.2	14.4
6	0.3	63.4	13.9	24.3	14.5
6.5	0.2	80.6	14.4	24.7	14.9
7	0.2	100.6	15.1	25.3	15.5

$L_i$ = lengte blokveer

$L0_i$ = bloklengte onbelaste veer

$L0_i$ = bloklengte max. belaste veer

**Afbeelding 3 Afmetingen veer voor  $d=2-7$ [mm]**

*Slechts een klein aantal van deze waardes leidt tot realistische veerafmetingen*



.....

## **Riemaandrijving/Foodprocessor**

*Roloff/Matek hoofdstuk 16: Riemoverbrengingen*

*Verplichte stof: 16.1 tot en met 16.3 en 16.7 tot 16.9*

### **Inleiding**

Riemoverbrengingen zijn overbrengingen met als tussengeschaakeld element een op trek belaste riem. Ze dienen voor het overbrengen van vermogens tussen parallelle of onder een willekeurige hoek gelegen aandrijfassen, die op een grote afstand van elkaar kunnen liggen.

Er bestaan ongetande riemen (V-riem, vlakke riem) en getande riemen (tandriemen). In de Foodprocessor zit een getande riem.

Als gevolg van de specifieke eigenschappen van bepaalde riemen kunnen riemoverbrengingen voor uitlopede taken worden ingezet, zowel in de aandrijf- als in de transporttechniek.

De trekspanning in de riem maakt het mogelijk om een overbrenging door wrijving te realiseren, daarvoor bestaan er diverse opspan mogelijkheden.

Bij de constructie van een riemoverbrenging moet zowel de soort riem als het materiaal gekozen worden, beiden zijn afhankelijk van van de omstandigheden en het gedreven werktuig. Van belang zijn de breuksterkte, een goed wrijvingsgedrag tussen riem en schijf en de ongevoeligheid voor omgevingsinvloeden, zoals stof, oliën en andere chemicaliën.

Trekvezels uit polyester, polyamide of uit draad- en glasvezel dienen om de in de riem optredende trekkrachten op te nemen.

In het algemeen kunnen de berekeningen aan riemen worden uitgevoerd aan de hand van een stroomschema; alleen de berekening van de synchronriemoverbrenging (tandwieloverbrenging), behoort tot de verplichte stof.

### **Algemeen**

In de oefening ‘De Foodprocessor’ wordt gewerkt met een concentrische benadering; de volgende onderwerpen worden achtereenvolgens behandeld.

- Inleiding, geschiedenis van de Foodprocessor
- Functionele eisen
- Constructie elementen voor de aandrijving
- Materiaal en geometrie

### **Thuisopdracht**

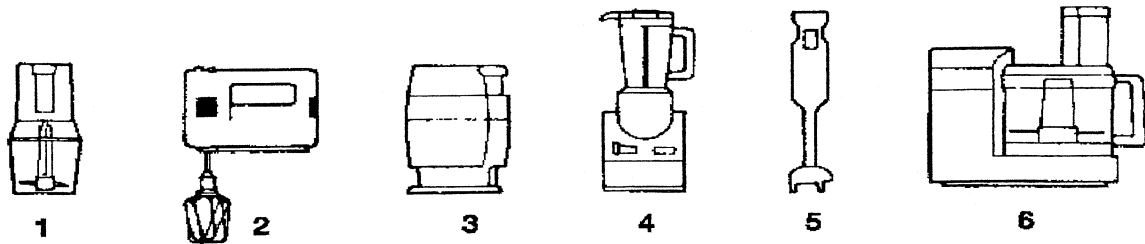
Tijdens de oefening van de foodprocessor staat zoals uit de inleiding blijkt het onderwerp ‘riemaandrijving centraal. Deze oefening kan op de beste wijze voorbereid worden, door opgave 16.4 uit het boek Roloff/Matek te bestuderen. Alle aspecten uit paragraaf 16.7 “Berekening van de synchronriemoverbrenging” komen hierbij aan de orde.

*Lees tenslotte ook de hoofdstukken 13.1 tot en met 13.2.3 en 13.3*

**Practicummiddag**

***Inleiding, de geschiedenis van de Foodprocessor***




Sinds de jaren zestig zijn er een groot aantal elektrisch aangedreven keukenapparaten ontwikkeld. Voorbeelden (figuur 1) zijn de traditionele mixer, de mengbeker (blender) en de meng/hak/raspmachine. Elk van deze apparaten heeft zijn specifieke functie en daardoor zijn specifieke structuur.

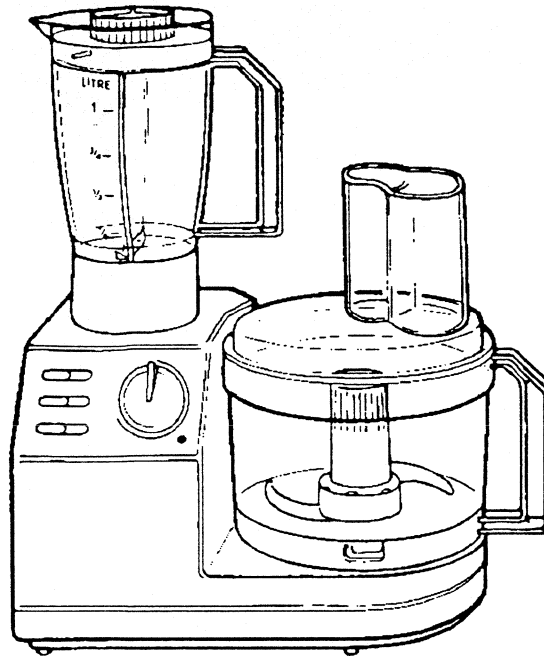


**Figuur 1** Verschillende keukenapparaten:

- 1 hak/mengmachine
- 2 traditionele handmixer
- 3 fijnhakmachine
- 4 blender
- 5 staafmixer
- 6 kneed/hak/raspmachine

In de jaren zeventig introduceerde men een apparaat waarin meerdere van deze functies verenigd zijn: de multifunktionele foodprocessor. De Moulinex Masterche 700 Duotronic (figuur 2) is zo'n foodprocessor. Het totale systeem bestaat uit een 'body' die de aandrijving bevat, en een groot aantal losse hulpstukken die specifiek functies vervullen (figuur 1).

	METALEN MES	GROENTESNIJSNET Fijne rasp/dunne schijfjes	
	PLASTIC DEEGHAAK	GROENTESNIJSET Grove rasp/dikke plakjes	
	METALEN DEEGHAAK	GROENTESNIJSET Fritesschijf	
	BLENDER	KLOPHULPSTUK	
	FIJNSNIJDER	SAPCENTRIFUGE	
	MASTERPRESS	CITRUSPERS	



**Figuur 2** Moulinex masterchef 700 met hulpstukken

Wie de Masterchef op een conceptueel niveau beschouwt ziet al snel dat hij het resultaat is van synthese van enkele traditionele keukenapparaten. De structuren van enkele traditionele apparaten zijn nog duidelijk herkenbaar in de body van de Masterchef.

### *Functionele eisen*

#### **Opdracht 1**

Probeer aan de hand van figuur 1 & 2 te beredeneren welke traditionele keukenapparaten aan de wieg van de Masterchef stonden.

- Welke specifieke functie hebben deze apparaten?
- Welke eisen worden daarom aan de aandrijving van de verschillende apparaten gesteld?

Om aan de verschillende eisen, die door de toepassingen van de Masterchef gesteld worden te kunnen voldoen, heeft de body twee uitgaande assen.

Bovenop het motorhuis zit een as die wordt gebruikt door de blender en de fijnsnijder. Deze as is direct aan de motor gekoppeld en heet daarom 'primaire as.' De primaire as is snel, maar levert een laag koppel.

Opzij van het motorhuis zit een as die wordt gebruikt door o.a. de menger/kneder en de groentesnijmachine. Deze as is door middel van een overbrenging aan de motor gekoppeld en heet daarom 'secundaire as.' De secundaire as is langzamer dan de primaire as, maar levert een hoger koppel.

### **Eisen**

In het programma van eisen van de food-processor is onder andere het volgende gespecificeerd.

- De zwaarste gebruiksbelasting van de foodprocessor doet zich voor bij het kneden van een zwaar deeg. De secundaire as moet dan een koppel van  $3,75[\text{Nm}]$  leveren bij  $800 [\text{min}^{-1}]$ .

- 
- Beide assen moeten onafhankelijk van elkaar kunnen draaien. Er moet dus een koppeling zijn om te voorkomen dat de beiden assen draaien.
  - De foodprocessor moet betrouwbaar zijn. Kritische onderdelen moeten daarom met een veiligheidsfactor  $v=1,5$  gedimensioneerd worden.

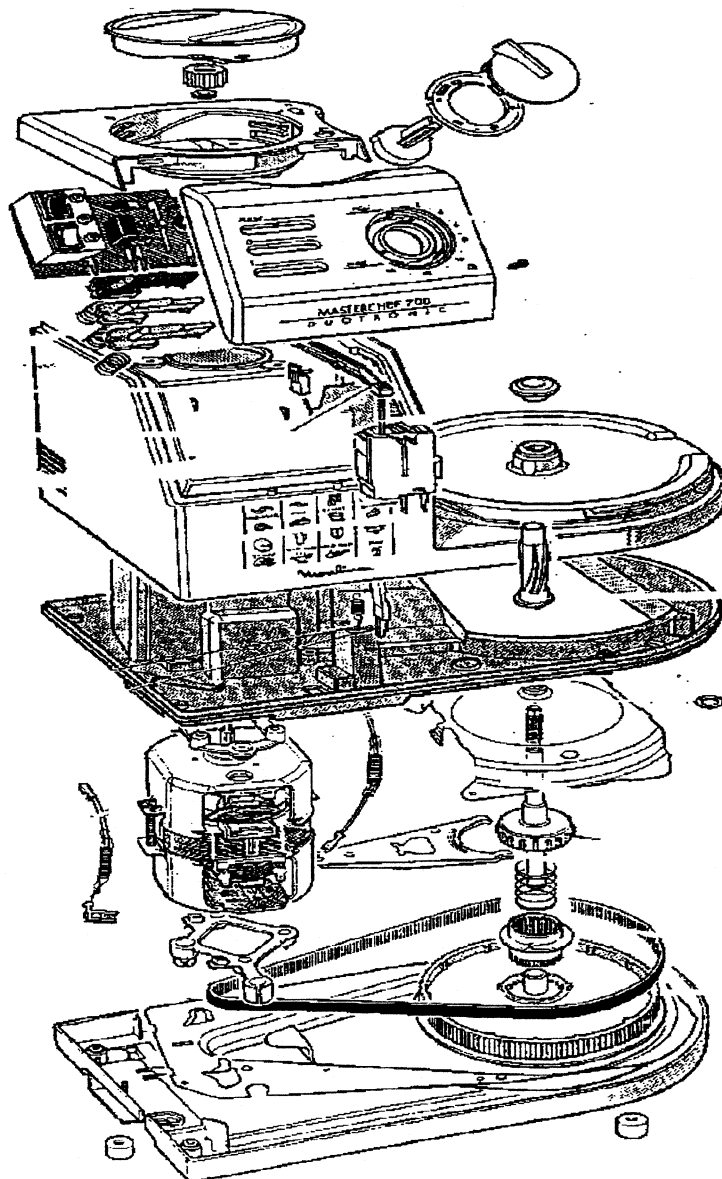
### **Opdracht 2**

De foodprocessor moet betrouwbaar zijn. Welke bedrijfsfactor ( $C_b$ ) wordt in dit geval genomen (zie tabel 3-6)

#### ***Konstruktie elementen voor de aandrijving***

De body van de Masterchef (fig. 4) bestaat uit drie deelkonstrukties :

- de aandrijving
- de elektronische snelheidsregeling
- de behuizing.





**Figuur 3** Exploded view van de body  
**opdracht 3**

Beschouw de drie deelkonstrukties en hun functie.

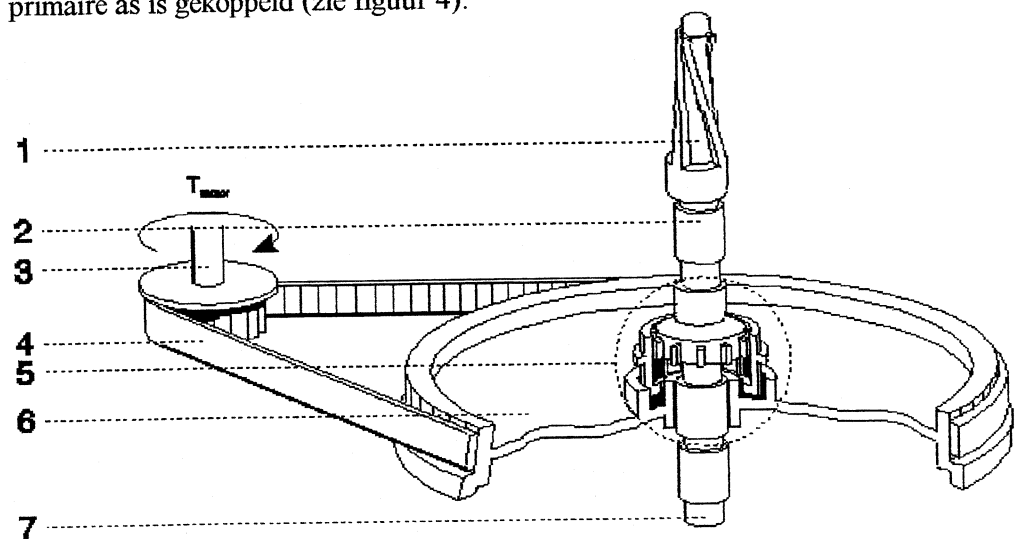
Bij welke deelkonstruktie(A) hoort de schroefveer dit is een onderdeel van de koppeling.

Waardoor wordt de as afgekoppelt?

Waarvoor dient de schroefveer in deze koppeling?

**De Aandrijving**

De twee assen van de Masterchef worden aangedreven door één motor. De primaire as is direct aan de motor gekoppeld. De secundaire as via een overbrenging aan de primaire as is gekoppeld (zie figuur 4).



**Figuur 4** De aandrijving:

1	accessoires-koppeling	ABS
2	glijlager (3x)	sintermetaal
3	primaire (motor)as	staal
4	synchroonriem	PUR & vezels
5	koppeling	ABS
6	riemschijf	ABS
7	secundaire as	staal

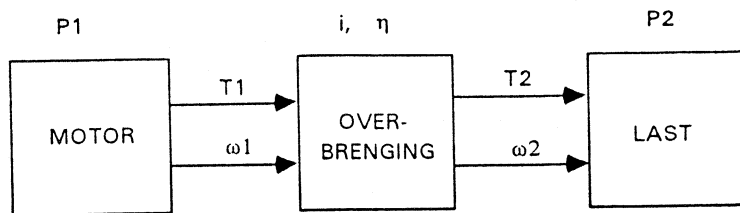
**opdracht 4**

Maak een blokschema van het aandrijfsysteem.(voorbeeld fig. 13.2 pag. 354 Roloff & Matek)

Schrijf hierin de voor de aandrijving relevante grootheden.

Geef, in formulevorm, de relaties tussen de verschillende grootheden.

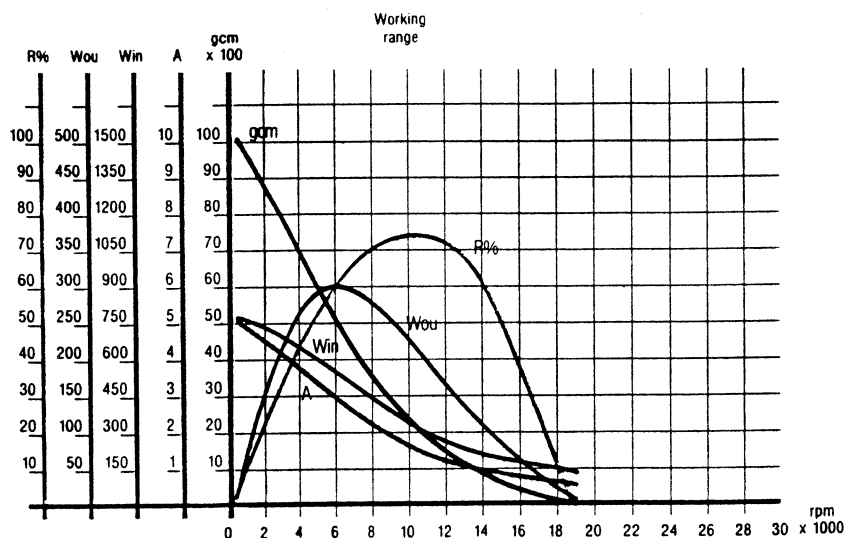
Bepaal aan de hand van de vereiste prestaties (functionele eisen) het benodigde uitgaande vermogen van de motor



Figuur 5 Blokschema(leeg)

### Motorkeuze en overbrengingsverhouding

De Masterchef wordt aangedreven door een wisselstroom-seriemotor. Dit type motor is goedkoop en klein in verhouding tot het geleverde vermogen en wordt daarom veel gebruikt in huishoudelijke apparaten. In figuur 6 zijn de motorkarakteristieken van drie wisselstroom-motoren gegeven.



Figuur 6 Motorkarakteristieken.

### Opdracht 5

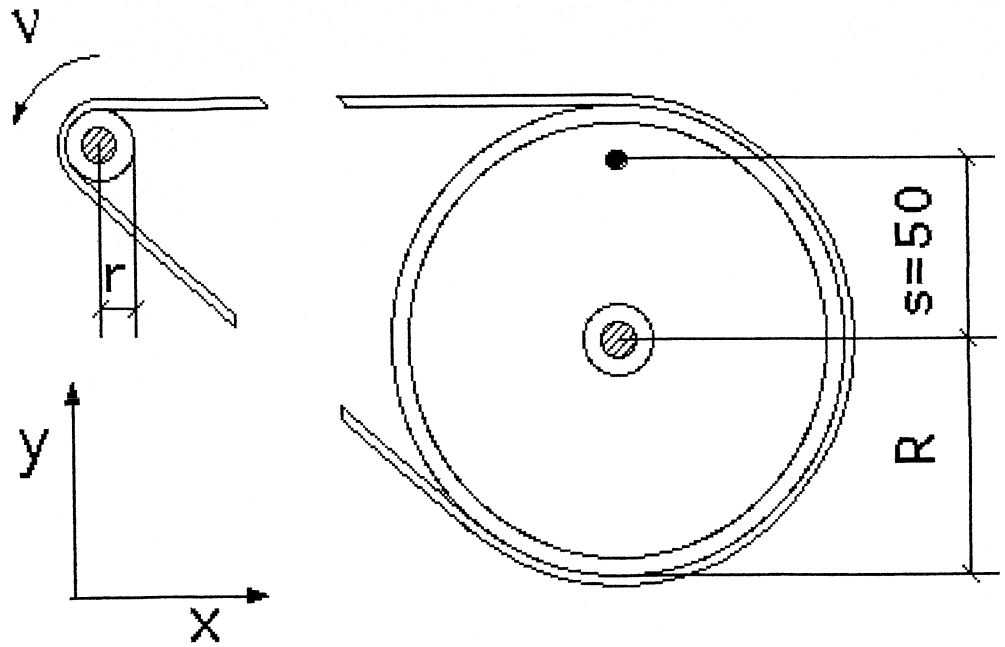
Welke variabelen spelen een rol bij de keuze van de motor?

Bepaal welke motor de meest geschikte is voor de keukenmachine.

Welke overbrengingsverhouding tussen de primaire en secundaire as geeft de gekozen motor?

### De overbrenging

Het kiezen en dimensioneren van constructie-elementen vereist een analyse van het krachtenspel in de aandrijving. Hierbij is de volgende gebruikssituatie maatgevend: een ongeduldige gebruiker duwt een winterwortel met een kracht van 25 N door de raspschijf. Deze is als onderdeel van de groentesnijder op de secundaire as aangebracht. Door deze handeling vertraagt de schijf tot 800 [min<sup>-1</sup>] terwijl de motor met een toerental van 6000 [min<sup>-1</sup>] draait .



**Figuur 7** Overbrenging geprojecteerd in Z-richting.

Figuur 7 is een projectie in de Z-richting van de overbrenging in de hierboven geschetste gebruikssituatie. De overbrenging is verdeeld in twee onderdelen die als star worden verondersteld: de primaire as en de secundaire as. De 'wortelkracht'  $F_{Last}$  grijpt op afstand  $s=50$  mm van de middellijn van de secundaire as.

**opdracht 6**

**Stap 1**

Waarom wordt de kleine tandschijf zo klein mogelijk gekozen, bv. 15 tanden?

**Stap 2**

$C_B$  is 1.1; Bepaal de tandsteek

**Stap 3**

Bepaal de diameters van de tandschijven

**Stap 4**

Kies (globaal) een geschikte hartafstand (bv. 160[mm]) en bepaal het aantal tanden ( $z_i$ ) dat in ingrijping is.

**Stap 5**

Bepaal het specifieke vermogen  $P_{spec}$

**Stap 6**

Bereken de tandbreedte

---

### Stap 7

Bereken de trekkracht in de riem

### Stap 8

Controleer deze kracht

### Stap 9

Evalueer het resultaat en vergelijk dit met de werkelijke uitvoering.

Figuur 7 is een projectie in de z-richting van de overbrenging. De gebruiksbelasting  $F_{last}$  grijpt aan op een afstand  $s$  van de middellijn van de secundaire as.

### Opdracht 7

*(deze vraag is onderdeel van oefening één, 'het statica practicum')*

Teken in de figuur de momenten, krachten en bijbehorende werklijnen, die zich in het vlak van tekening voordoen.

*Denk aan het overbrengen van de krachten door de verschillende aandrijfelementen (Het blokschema).*

Noem de krachten /momenten op de primaire as:  $R_{PX}$ ,  $R_{PY}$ , en  $M_P$ , en die op de secundaire as:  $R_{SX}$ ,  $R_{SY}$ , en  $F_{Last}$ . Introduceer ook  $F_{Riem}$ .

Geef de evenwichtsvergelijkingen voor zowel de primaire als de secundaire as.

Bepaal de reactiekracht ( $R_{SX}$  plus  $R_{SY}$ ) op de secundaire as als functie van  $M_P$ ,  $R$  en  $s$ .

De keukenmachine is voorzien van een synchronriemoverbrenging. Deze wordt door verschillende fabrikanten in verschillende uitvoeringen geleverd, die o.a. verschillen in tandvorm en steek.

### Opdracht 8

Zoek alternatieven voor de synchronriem in de Masterchef

*(Roloff & Matek hoofdstuk 15, 16 en 17).*

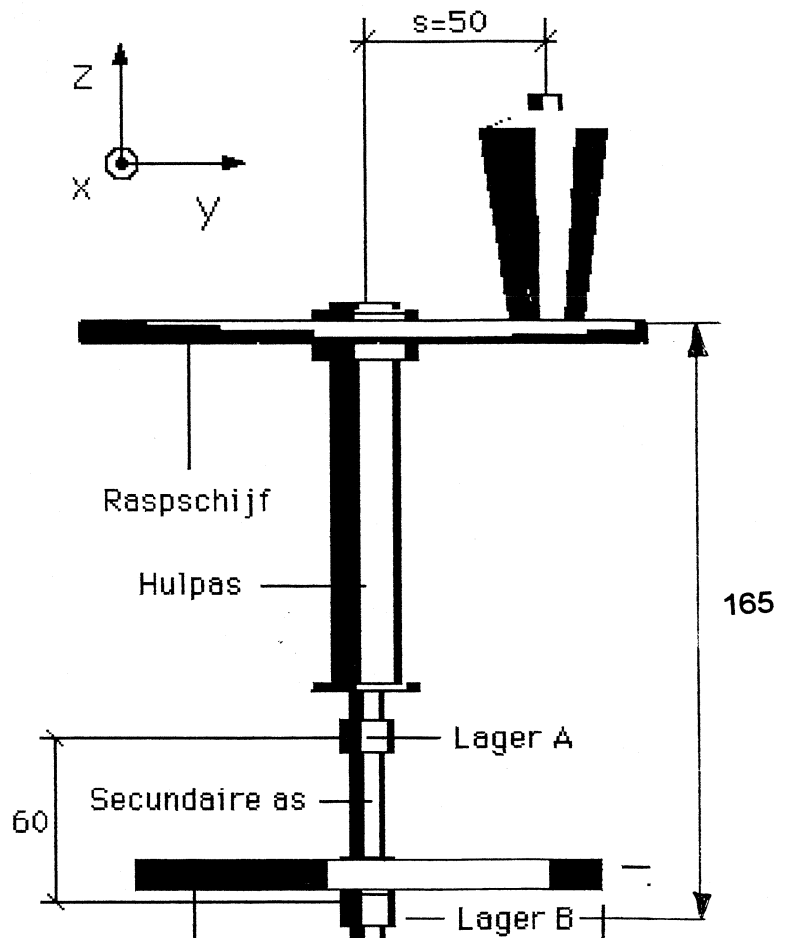
Geef aan waarom een riemoverbrenging zo geschikt is voor een food-processor als deze.

Wat is het voordeel van het gebruik van een synchronriem?

De secundaire as

De secundaire as wordt zowel op buiging, als op torsie belast. Om de as op basis van de maximale materiaalspanning te kunnen dimensioneren wordt daarom gebruik gemaakt van het 'vergelijkmoment'  $M_v$  (Roloff & Matek p.297), dat wordt berekend uit het buigend moment, het torsiemoment en de faktor  $a_0$ .

Hieruit berekent men de 'ontwerpdiameter' van de as. Op basis hiervan bepaalt men de werkelijke diameter, waarbij men rekening houdt met eventuele specifieke materiaaleigenschappen, geometrische kenmerken en de vereiste veiligheidsfactor.



**Figuur 8** Secundaire as met rasp geprojecteerd in Y richting

**opdracht 9**

*Deze vraag is onderdeel van het Statica-practicum aan het begin van deze practica-cyclus.*

In figuur 8 is de secundaire as in de Y-richting geprojecteerd. De koppeling wordt als volledig star verondersteld en is daarom uit de tekening weggelaten. Ook de verbinding tussen de secundaire as en de hulpas wordt volledig star verondersteld, alswel de verbinding tussen de raspschijf en de hulpas.

Teken in figuur 9 alle krachten die op de secundaire as werken en bijbehorende werklijnen.

Noem de kracht waarmee de wortel op de raspschijf wordt gedrukt  $F_{druk}$ , de kracht in de riem  $F_{riem}$ , de 'raspkracht'  $F_{last}$ , en de reactiekrachten in de lagers A en B:  $R_{AX}$ ,  $R_{AY}$ ,  $R_{BX}$ ,  $R_{BY}$  en  $R_{BZ}$ .

**Opdracht 10**

Teken de momentlijnen van de secundaire as, en bepaal het maximale buigend moment dat in de as optreedt.

Bepaal het maximale torsiemoment dat door de as wordt doorgegeven.

---

### opdracht 11

Nu het maximaal buigend moment en het torsiemoment die door de as worden overgebracht bekend zijn kunnen we de minimale asdiameter bepalen met behulp van de schema's op de pagina's 302 en 303 van Roloff & Matek.

Bereken met behulp van het vergelijksmoment de 'ontwerpdiameter' van de secundaire as.

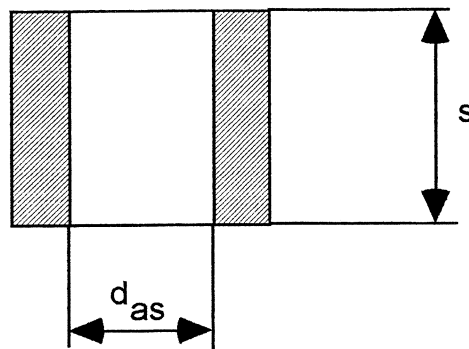
### opdracht 12

De as wordt gemaakt van konstruktie staal St.50.2 (zie tabel 1.4). Vul in:  $a_g = 295$  [ $\text{Nmm}^{-2}$ ].

Bepaal de minimale diameter van de secundaire as op 1 mm nauwkeurig.

### De lagers

De secundaire as van de keukenmachine is ondersteund door glijlagers van sintermetaal. Glijlagers worden vaak gedimensioneerd op basis van hun  $P \cdot V$ -waarde [ $\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$ ]. De  $P \cdot V$  (de lagerbelasting maal de snelheid) waarde van de lager is afhankelijk van de smering van de lager en het materiaal waarvan de lager gemaakt is. Bij kunststoflagers is in verband met de warmteafvoer ook de geometrie van invloed op de  $P \cdot V$  waarde.



Figuur 9 Doorsnede van glijlager A

### opdracht 13

De sintermetaal lagers in de Masterchef hebben, ongeacht de geometrie, een  $P \cdot V$ -waarde van  $1,8$  [ $\text{N/mm}^2 \cdot \text{m/s}^2$ ].

Waarom heeft men niet gekozen voor een (goedkoper) Nylon glijlager?

Bepaal een algoritme waarmee de lengte van het lager  $s$  (zie figuur 9) bepaald wordt als functie van de lagerkracht  $F$ , het astoerental  $n$  en de asdiameter  $d_{as}$ .

Bepaal de minimale lengte  $s$  van lager A.

---

## **Tandwieloverbrenging/Boormachine**

*Verplichte stof uit Roloff/Matek hoofdstuk 15 Tandwielen en tandwieloverbrengingen,*

*15.1 t/m 15.5.3, 15.8 t/m 15.11.1, 15.13 t/m 15.13.6.*

### **Inleiding**

Tandwielen bestaan uit een wiellichaam met wetmatig gevormde tanden, de tanden hebben een bepaald tandprofiel (het flankprofiel). Een bouwgroep uit een of meerdere tandwielparen is een tandwieloverbrenging waarmee de grootte en/of richting van een draaibeweging en een draaimoment in een of meerdere stappen kan worden veranderd. Je kunt tandwieloverbrengingen indelen door te kijken naar de ligging van de hartlijnen van de tandwielen (parallel of loodrecht op elkaar) ook kun je kijken naar de ligging van de functionele vlakken ten opzichte van die hartlijnen. In 15.1 en 15.11 van Roloff/Matek worden een aantal overbrengingen beschreven en voorkomende toepassingen.

De verandingsregel, de vereiste voorwaarde voor een gelijkmatig verloop van een tandwielpaar is een steeds constant blijvende overbrengingsverhouding, in 15.2 vindt je daarvoor een formule.

Twee tandwielen kunnen alleen samenwerken wanneer de tandprofielen -in elkaar grijpen-, er bestaan een aantal te onderscheiden tandprofielen (flankprofielen) deze kun je vinden in de hoofdstukken 15.3 en 15.4.

Voor de geometrie van tandwielen bestaan een aantal begrippen en definities, deze staan in hoofdstuk 15.5.1 tot en met 15.5.3.

Het ontwerpen van een tandwielpaar. Naast de inbouwruimte en de aandrijvingsmotor stellen ook de gebruiksomgeving en veiligheid eisen aan het ontwerp. We gebruiken de stroomschema's uit hoofdstuk 15.8.2 om de tandwielgeometrie te ontwerpen van cilindrische wielen. Het nadeel van deze schema's is dat ze een cyclisch proces voorstellen, je vindt dus nooit de beste oplossing, maar je vindt slechts een oplossing. Tijdens de practicummiddag wordt het gebruik van het schema toegelicht en geoefend

Tot slot wordt in hoofdstuk 15.13 de wormoverbrenging besproken. Bij het ontwerpen van een wormoverbrenging onderscheidt men twee toepassingsgevallen, deze zijn gebaseerd op aannames of vaste gegevens zoals overbrengingsverhouding of het vermogen van de aandrijfmotor.

### **Algemeen**

In de oefening 'De Boormachine' wordt gewerkt met een concentrische benadering, de volgende onderwerpen worden achtereenvolgens behandeld.

- Inleiding, geschiedenis van de Boormachine
- Functionele eisen
- Constructie elementen
- Geometrie

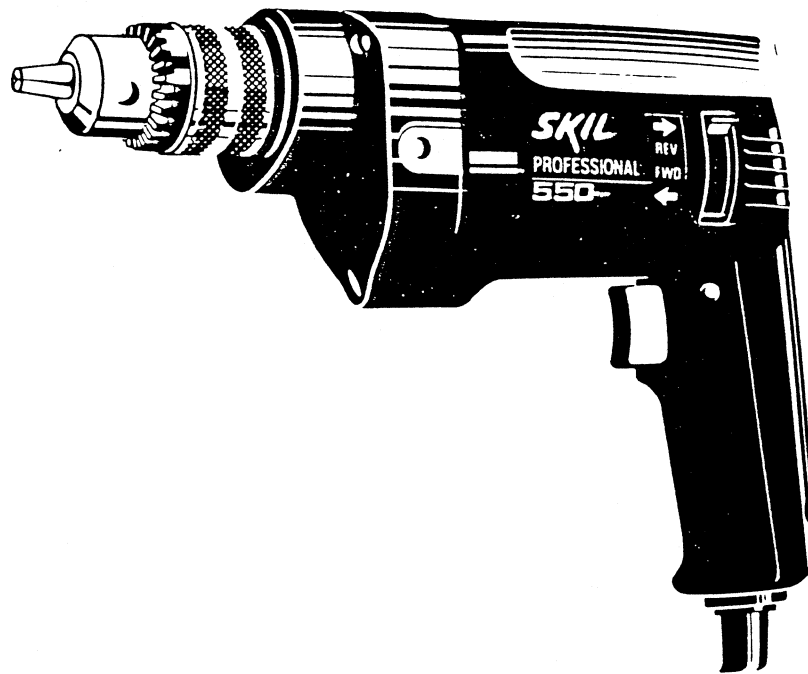
---

## Thuisopdracht

Anno 1996 is de handboormachine een onmisbaar gereedschap voor de vlijtige doe-het-zelver.

Een van de producenten van Boormachines is SKIL. SKIL ontwikkelt en produceert machines op basis van meer dan 60-jaar ervaring en volgens de hoogste technologische normen van vandaag.

Een van die machines is de serie 550 handboormachines van SKIL, deze wordt vervaardigd in de USA en op de markt gebracht door Skil Europe.



**Figuur 1** De Skil-boormachine 550

### Functionele eisen

#### Opdracht 1

Analyseer de functie van de boormachine (voor de doe-het-zelver).

Welke gevaren bestaan er voor de gebruiker en zijn omgeving bij het gebruiken van een boormachine?

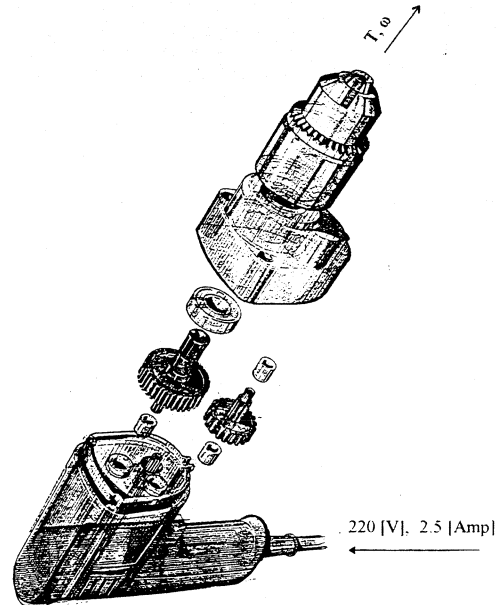
Aan welke veiligheidseisen zou de boormachine dus moeten voldoen?

### Constructie elementen

	6523H	6533H	6550H
Opgenomen vermogen:	550 W	550 W	550 W
Gewicht:	1,47 kg	1,47 kg	1,65 kg
Toerental onbelast o.p.min.:	0-2500	0-1200	0-850
Kapaciteit boorkop:	10 mm	10 mm	13 mm
Kapaciteit in staal:	10 mm	10 mm	13 mm
Kapaciteit in steen:	10 mm	10 mm	13 mm
Kapaciteit in hout:	13 mm	19 mm	26 mm
Boorkopaansluiting:	3/8x24	3/8x24	1/2x20

**Tabel 1** Technische specificaties van de Skil-550





**figuur 2** Externe omgeving

Het blokschema.

In figuur 2 wordt nogmaals de functie van de boormachine aangegeven. De invoer van de boormachine is afkomstig van het elektriciteitsnet. De gebruiker verwacht aan de uitgaande zijde een moment ( $T$ ) en een toerental (in rad/sec.).

In de boormachine vindt de omzetting plaats in een aantal stappen in figuur 3 vindt je het blokschema van de boormachine.

### Opdracht 2

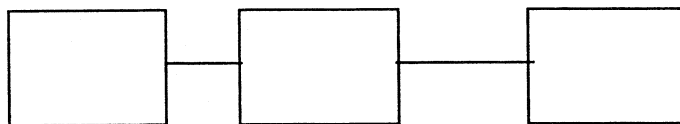
We kijken eerst naar de elektromotor.

Wat is het ingaand ofwel opgenomen vermogen van de elektromotor?

Als het rendement van deze elektromotor is gegeven ( $\eta_{\text{elek}} = 0,5$ ), welk vermogen wordt dan afgegeven aan de tandwieloverbrenging?

Het toerental van de motor bedraagt  $n_{\text{motor}} = 25.000$  omw/min

*Vul de gegevens aan bij het blokschema*



Elektromotor

Tandwieloverbrenging

Boorkop

**Figuur 3** Blokschema van een boormachine

### Opdracht 3

We kijken vervolgens naar het moment en het toerental aan de boorpunt.

Als de tandwieloverbrenging een rendement heeft van  $\eta_{\text{tand}} = 0,8$ , wat is dan het resterend vermogen aan de boorpunt

$$P = \omega \cdot M \quad (1)$$

$$\omega \sim 0,1 \text{ n/sec.} \quad (2)$$

Bereken met de bovenstaande formules het uitgaand moment aan de boorpunt

**M<sub>boor</sub>**.

.....

**Opdracht 4**

Het toerental (onbelast) is gegeven, wat is de overbrengingsverhouding  $i$ , van de tandwieloverbrenging?

$$i = \omega_1 / \omega_2 \quad (3)$$

**Opdracht 5**

Er bestaan diverse tandwieloverbrengingen, niet alleen verschillen de tand vormen ook zijn er verschillen in de opstelling van de tandwielen ten opzichte van elkaar? Schets een aantal mogelijke oplossingen voor de overbrenging van de elektromotor.

**Opdracht 6**

Wat zijn de kenmerken van een tandwieloverbrenging?

*Roloff/Matek*

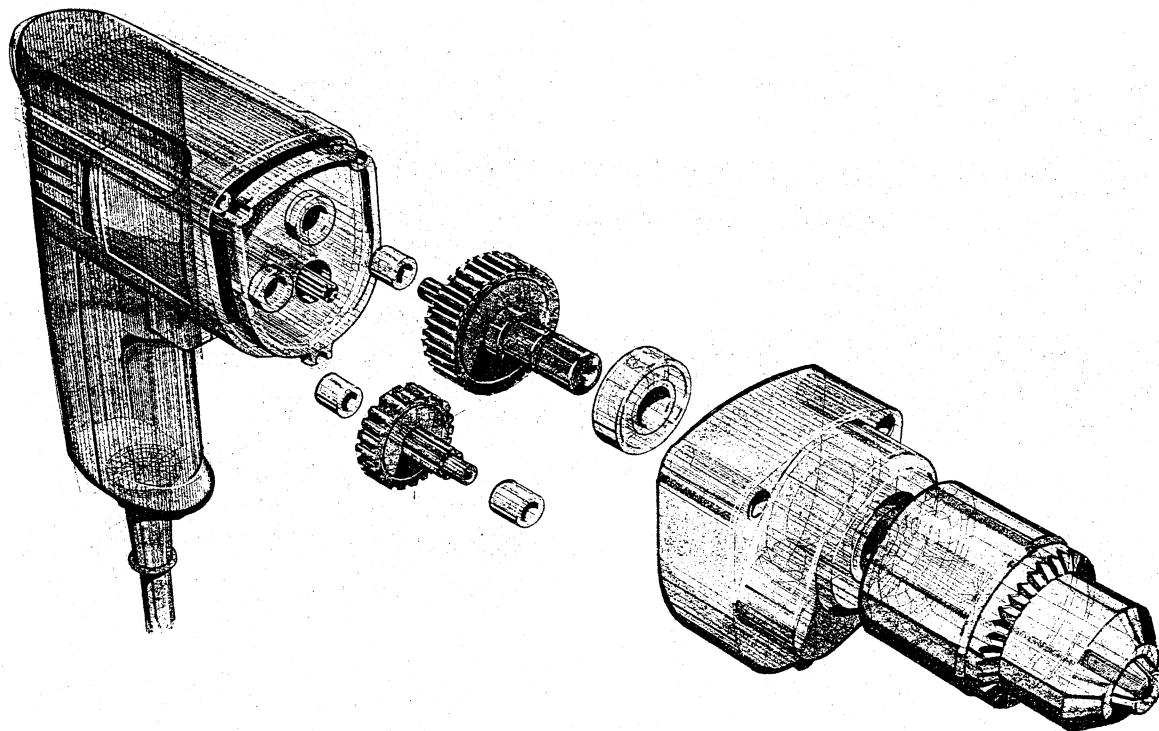
*Lees voor de practicummiddag de hoofdstukken 11 (niet 11.6), 14 (niet 14.2.9 en 14.3) en de verplichte stof van hoofdstuk 15 uit Roloff/Matek!*

*Neem je rekenmachine en geodriehoek mee!*

---

## Praktikummiddag

### Globale berekening tandwieloverbrenging



Soms is het noodzakelijk een indruk te krijgen wat de globale afmetingen van een tandwieloverbrenging zijn. Bijvoorbeeld wanneer er nog maar weinig gegevens zijn, zoals een vermogen en een toerental, maar er moet wel aangetoond worden hoeveel ruimte een tandwieloverbrenging ongeveer gaat innemen. Voor gewone rechte tandwielen kan daarbij gebruik gemaakt worden van §15.8 “Ontwerpberekening”. In dit hoofdstuk wordt uitgegaan van zeer globale kentallen die verwerkt zijn in eenvoudige formules. Controle berekeningen zijn daarna altijd nodig, waarbij rekening gehouden wordt met een groot aantal factoren, die te maken hebben met nauwkeurigheid, materiaalkeuze, gedetailleerde geometrische parameters. Al deze parameters liggen vast in een groot aantal tabellen en formules. Dit wordt behandeld vanaf § 15.9, maar behoort niet tot de verplichte stof van dit vak. Ook van het ontwerpschema uit §15.8 (fig. 15-40) wordt alleen het deel op de eerste blz. behandeld. De diameter, moduul en breedte van een tandwiel kunnen hiermee, zei het dus slechts zeer globaal, worden bepaald.

In deze oefening gaan we de globale afmetingen van de overbrenging in een boormachine bepalen. Ter afsluiting van de oefening vergelijken wij deze met de op zaal aanwezige boormachine.

#### Stap 1

Het elektrisch vermogen van de boormachine bedraagt 550 watt. Het rendement van de motor bedraagt 50%. De toegepaste seriemotor heeft een onbelast toerental van 25000 omw/min. Bij dit toerental wordt gesteld dat het toerental van de boorkop 1200 omw/min moet bedragen.

.....

Bepaal de overbrengingsverhouding, met inachtneming van fig. 15-38.

Stap 2

De kleinst mogelijke diameter van het rondsel op de motoras wordt in eerste in-  
bepaald door de diameter van de as.

Bepaal het materiaal van de as.

Wat is de maximaal toelaatbare spanning in de as?

Bereken met behulp van het schema in fig. 11-17 de diameter van de as.

Stap 3

Bepaal volgens de berekeningswijze in §15.8 de kleinst mogelijke steekmaat  $v$   
rondsel.

*Volgens tabel 15-12 is het minimaal aantal tanden ongeveer  $z_1 = 20$ . (aanwezige boormachine is dit aantal aanzienlijk lager  $z_1 = 7$ )*

Stap 4

De belasting die twee ingrijpende tanden op elkaar uitoefenen hebben grote span-  
tot gevolg. Op basis van de contactspanning is in formule 15.67 een eerste bena-  
mogelijk voor het bepalen van de afmetingen van het rondsel.

Bepaal de steekcirkel van het rondsel.

Stap 5

Bepaal uitgaande van  $z_1 = 20$  de moduul van het rondsel.

Stap 6

Bepaal de afmetingen van het samenwerkende wiel

Stap 7

Doorloop bovenstaande stappen nog eens, maar nu voor de tweede trap.

.....

**TWEEDE OVERBRENGING (B)**

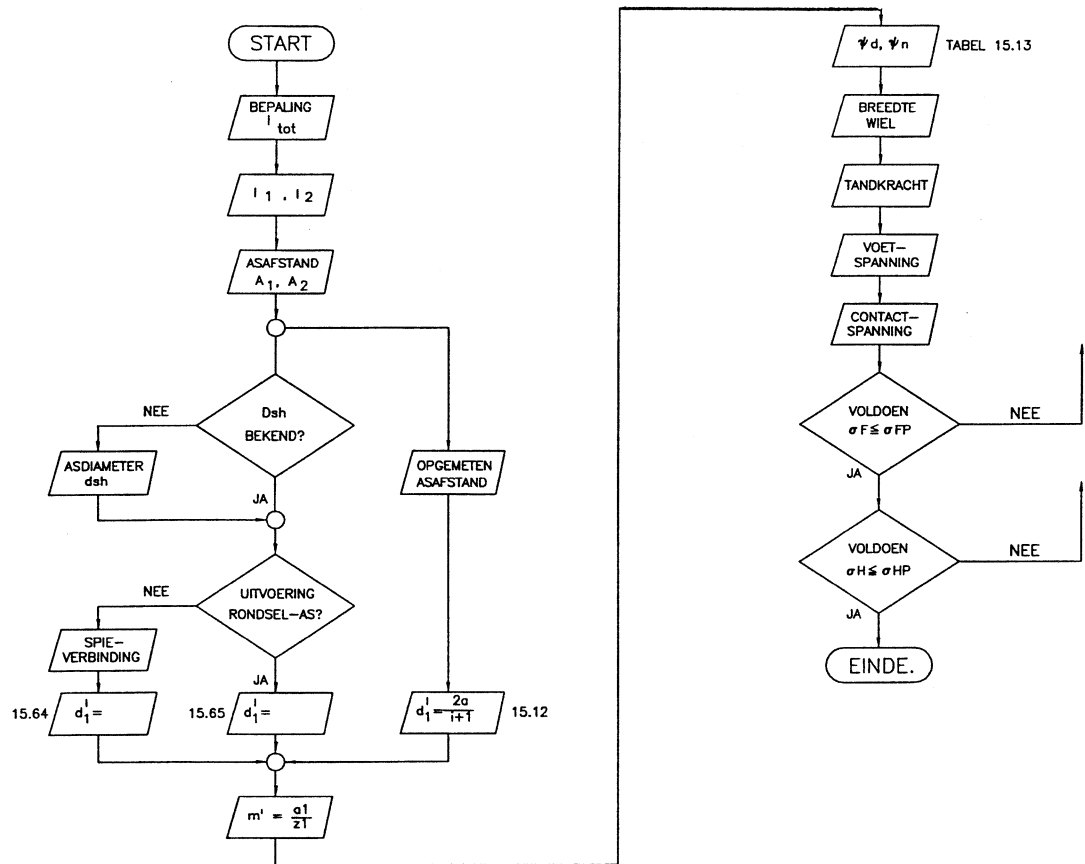
	rondsel (1)	wiel (2)
<b>Moduul</b>		
aantal tanden $z$	$z1=...$	$z2=...$
tandsteek $p$ in mm	.....	.....
diameter steekcirkel $d$ in mm	.....	.....
tanddikte $s$ in mm	.....	.....
kuilwijdte $e$ in mm	.....	.....
<b>Verandingsmaten</b>		
tandkophoogte in mm $ha=haP=m$	.....	.....
tandvoethoogte in mm $hf=hfP=m+c$	.....	.....
tandhoogte in mm $h=ha+hf=hP$	.....	.....
<b>Diameter</b>		
topcirkel in mm $da1= m( z1 + 2)$	.....	.....
$da2= m( z2 + 2)$	.....	.....
steekcirkel in mm $d1= z1 \times m$	.....	.....
$d2= z2 \times m$	.....	.....
voetcirkel in mm $df1= m(z1- 2,5)$	.....	.....
$df2= m(z2- 2,5)$	.....	.....
<b>Nul-as- of Hartafstand</b>		
hartafstand in mm $ad= (d1 + d2)/2= m/2 ( z1 + z2)$	.....	.....

---

**Tabel 2** Geometrische gegevens van de tandwieloverbrengingen A en B

*Ontwerp-berekeningen voor rechte tandwieloverbrengingen*

Bij een tandwieloverbrenging met meerdere trappen wordt eerst de overbrengingsverhouding  $i$  vastgesteld of gekozen. We gaan daarna de tandwieloverbrenging controleren op sterkte en stijfheid. Daarvoor kan je het stroomschema op blz. 540, 541 en 542 gebruiken. In het onderstaande figuur is echter een vereenvoudigde versie opgenomen, die deze middag gebruikt zal worden



**Figuur 5** Vereenvoudigd stroomschema ter bepaling van de vertandingsgeometrie.

Nadat de geometrie van de tandwielen is vastgelegd moeten de tandwielen gecontroleerd worden vanwege mogelijke beschadigingen.

Beschadigingen zoals vreten en/of breuk kunnen optreden als de contactspanning en/of de voetspanning ontoelaatbaar hoog wordt

#### Opdracht 4

Doorloop het stroomschema, maak gebruik van de genoemde formules en hoofdstukken uit Roloff/Matek.

#### De Asberekening

De tandwieloverbrenging bestaat uit drie assen -de motoras, tussenas en uitgaande as-.

We berekenen hier slechts de tussenas. Deze as wordt belast op buiging en op wringing.

*Roloff/Matek hoofdstuk 11.2, 11.3 en 11.4.*

De tandkrachten zijn berekend in de vorige opgave.

---

**Opdracht 5**

Analyseer de krachten op de as, maak een grafische weergave van het belastingverloop.

*Zie figuur 11.5 en 11.12 uit Roloff/Matek.*

**Opdracht 6**

Bepaal de ontwerpdiameter van de as met behulp van het *berekeningsschema* figuur 11.17 uit Roloff/Matek.

**Opdracht 7**

Controleer de ontwerpdiameter van de as op vermoeiingssterkte.

Gebruik het berekeningsschema voor de controle van de vermoeiingssterkte.

*Figuur 11.19 op blz. 303*





---

## Stijfheid en sterkte

### Inleiding

Kunststoffen worden vooral toegepast bij serieproductie. De kosten aan materiaal hebben daarom een belangrijke invloed op de kostprijs van het produkt. Vandaar dat het vaak nuttig is, om sterkte- en stijfheidsberekeningen uit te voeren aan kunststof produkten.

In wezen verschillen dergelijke berekeningen niet van berekeningen bij ander materiaal gebruik. Je gaat uit van een bepaalde belasting (vergroot met een veiligheidscoëfficiënt); je berekend de spanningen in het materiaal; en je past de geometrie zodanig aan, dat de maximale spanningen in de buurt liggen van de spanningen die het materiaal op kan nemen. Iets dergelijks geldt ook voor stijfheidsberekeningen, alleen laat je dan de veiligheidscoëfficiënt achterwege omdat het dan vooral om gebruikssituaties gaat.

Toch zijn de berekeningen aan kunststof produkten wat ingewikkelder, dan bij veel andere materialen. Op de eerste plaats is het gedrag van het materiaal tijdsafhankelijk. Als de belastingen zo laag zijn, dat we ons kunnen beperken tot lineair materiaal gedrag, dan valt het allemaal nog wel mee, maar bij bezwijkbelastingen zullen we het materiaalgedrag sterk moeten vereenvoudigen, omdat er geen bruikbaar model is voor de beschrijving van het niet-lineaire kunststof gedrag. Verder zijn van de vele type kunststoffen vaak niet alle sterkte-eigenschappen bekend. Ook hebben we vaak te maken met complexe geometrieën, die voor een handberekening sterk moeten worden geschematiseerd. Tot slot noemen we nog het feit, dat belastingen veelal niet voorgeschreven zijn, zodat de ontwerper zelf een verstandige beslissing moet nemen over de aard en hoogte van de belasting.

Het doel van de oefening is om de student te leren hoe berekeningen aan kunststof produkten kunnen worden uitgevoerd. In het bijzonder is het van belang, dat de student leert hoe hij temperatuurseffecten en tijdsduureffecten kan modelleren in een berekening. In feite is de oefening een praktische toepassing van hetgeen in het collegedictaat over de stof is vermeld.

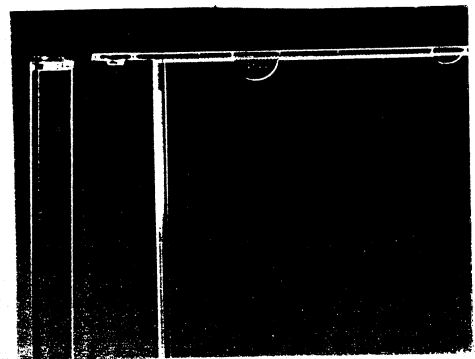
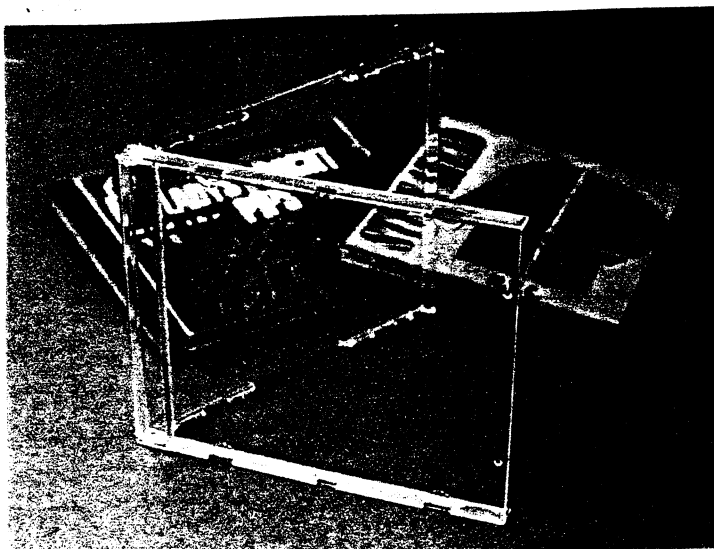
De opgaven zijn verdeeld in een vijftal hoofdstukken. Het eerste hoofdstuk bevat de huiswerkopgaven. Deze moeten van te voren zijn gemaakt. In hoofdstuk II gaan we verder met de tijdsafhankelijkheid en in hoofdstuk III komen de temperatuurseffecten aan de orde. In hoofdstuk IV zal aandacht worden besteed aan het dynamisch gedrag en in hoofdstuk V aan het ontwerpen van ribben aan de hand van het deksel van een badbox..

---

## CD doosje

In het algemeen worden op instructies rekenvoorbeelden behandeld, waarbij de mechanicamodellering en de feitelijke berekening eenvoudig uit te voeren zijn. In de praktijk is dat lang niet altijd het geval en zullen we tevreden moeten zijn met (al da grove) benaderingen, dan wel over moeten gaan tot meer geavanceerde berekeningen. laten hier een voorbeeld zien, waarbij de modellering en de berekening niet zo eenvoudig is, als op het eerste gezicht wel zou lijken.

De cassettedoos/cd doos (fig. 1.1 en 1.2) is een alledaags produkt, dat iedereen wel e handen heeft gehad. De ervaring met dit produkt is, dat de klikverbinding, waarmee deksel vastzit, vaak kapot gaat. We zullen de verbinding nader bekijken



*Fig. 1.1: Foto's van het cd-doosje met klikverbinding.*

Beide klikvingers worden, bij het assembleren van de doos (eenmalig) opzij gedrukt. Vervolgens hoeft de doos alleen maar geopend en gesloten te worden, alhoewel het denkbaar is, dat de deksel wel eens los schiet in het gebruik.

### Opdracht 1.1

Geef in essentie aan wat het ontwerpprobleem voor het verbindingsonderdeel is. Het daarbij rekening met het verschil tussen sterkte en stijfheid.

### Opdracht 1.2

Geef kwalitatief aan hoe de verbinding wordt belast bij het assembleren.

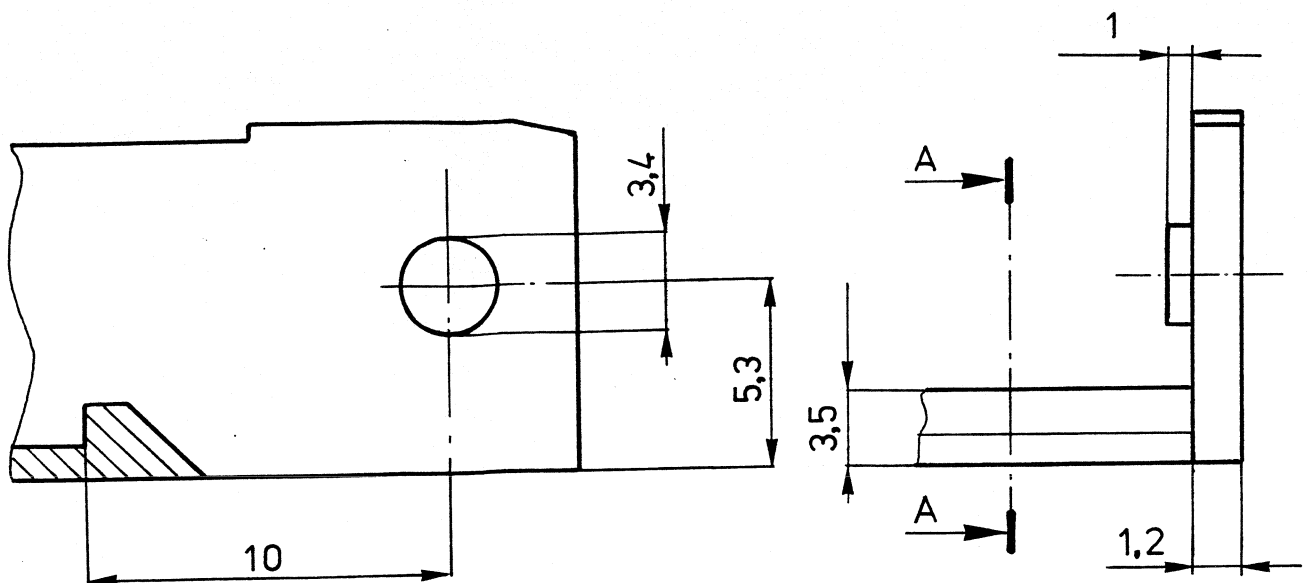


Fig. 1.2: Maten van de klikverbinding

#### Opdracht 1.3

Gezien de complexiteit van de inklemming wordt met behulp van onderstaande eenvoudige berekening slechts een indicatie verkregen van de spanningen.

Neem aan, dat de klikvinger oneindig stijf is ingeklemd op 10 mm afstand van het hart van het asje.

- schets het mechanicamodel voor deze benadering. Verklaar dit model en geef de maten aan m.b.v. de gegevens van figuur 1.2.
- waar bevindt zich volgens het model het grootste buigend moment bij het assembleren en hoe groot is dit moment uitgedrukt in symbolen?

#### Opdracht 1.4

- bereken met behulp van het model een bovengrens voor de maximum rek.
- vergelijk deze waarde met de toelaatbare rek voor polystyreen bij kortdurende belastingen van 1.8 % (fig. 7 blz. 248 dictaat).

Opm.: Zie ook het eerste voorbeeld in paragraaf 5.8 van het dictaat.

#### Opdracht 1.5

Uit het antwoord op de vorige vraag blijkt, dat de rek bepaald volgens het gekozen model onacceptabel groot is.

- noem een tweetal punten op, die een positieve invloed zullen hebben bij de montagebelasting.
- noem ook een punt, dat juist een negatieve invloed zal hebben op de sterkte.
- hoe kun je de maximaal optredende rek nauwkeurig berekenen?

## II Tijdsafhankelijk gedrag

Zoals uitvoerig is beschreven in hoofdstuk 5 van [1] zijn de eigenschappen van kunststof materialen tijdsafhankelijk. Bij de eerste oefenopgave was sprake van een korte-duur belasting en dan kan in de praktijk het tijdsafhankelijk aspect worden verwaarloosd, maar meestal zal de ontwerper er rekening mee moeten houden.

.....

Bij metalen hoeven we in het algemeen geen rekening te houden met tijdseffecten. Voor de berekening van het mechanisch gedrag is het dan voldoende, als we van het materiaal de elasticiteitsmodulus  $E$  en eventueel de dwarscontractiecoëfficiënt  $\nu$  of de glijdingsmodulus  $G$  weten. Bij kunststoffen geldt in ieder geval, dat de materiaalparameters tijdsafhankelijk zijn, waardoor de berekeningen complexer worden.

#### Aspecten van het tijdsafhankelijk gedrag

Als we een leeg blikje licht indrukken, dan knikt de wand plaatselijk in en de vervorming blijft gelijk bij constante belasting. Bij het loslaten veert de wand "momentaan" terug.

Als we een kunststof produkt belasten, dan zal de vervorming in de loop der tijd meer toenemen. Dit noemen we kruip. Als de belasting daarna weer wordt verwijderd, neemt de rek af en op den duur (bij niet te grote belasting) geheel weer verdwijnen. Dit effect noemen we recovery. We kunnen het goed waarnemen bij de verbindingdraad van een hoorn en telefoontoestel. Beide effecten, kruip en recovery, zijn onderdeel van het tijdsafhankelijk gedrag. We gebruiken er de term visco-elasticiteit voor, omdat net als bij elastisch gedrag de viskeuze vervorming bij het ontlasten op den duur weer verdwijnt. Een ander aspect van het tijdsafhankelijk gedrag is de hoge demping bij dynamische belastingen. Overigens vertonen ook metalen een aanzienlijke kruip bij hoge temperaturen, maar dit is plastische kruip (geen recovery).

#### Opgave 2.1

Noem een aantal voorbeelden, waarbij door de ontwerper nuttig gebruik kan worden gemaakt van het visco-elastisch gedrag. Noem ook een aantal voorbeelden, waarbij dit alleen maar lastig is.

De tijd als extra parameter bemoeilijkt de mechanicaberekeningen bij kunststof produkten, maar de werkelijkheid is gelukkig minder complex als theoretisch gezien kunnen. Kunststoffen hebben namelijk een vrij groot lineair visco-elastisch gebied. Bij ongevulde thermoplasten loopt dit meestal tot ca. 0.5 á 1 % rek en bij rubbers vaak tot tientallen procenten. Buiten het lineaire gebied wordt het materiaalgedrag al gauw erg complex en wordt er in het algemeen toch maar gebruik gemaakt van een benadering volgens de lineaire theorie. Overigens, ook in het lineaire gebied worden dikwijls uit praktische overwegingen vereenvoudigingen toegepast. Een voorbeeld is het gebruik van kruipmoduli bij een relaxatieprobleem, als over de relaxatiemodulus van het materiaal geen directe gegevens beschikbaar zijn.

#### Gegeven:

Een staaf van polypropreen met een lengte van 200 mm en een rechthoekige doorsnede van 25 mm x 3 mm, wordt met een trekkracht van 250 N belast. Na 100 seconden wordt de lengteverandering gemeten. De lengte blijkt met 0.5 mm te zijn toegenomen.

#### Opgave 2.2

Bepaal na 100 seconden de kruipmodulus  $E(t)$  en de kruipcompliantie  $D(t)$  (dat is de inverse kruipmodulus).

Practicummiddag

Opgave 2.3

In fig. 2.1a zijn een aantal kruipkrommes gegeven voor een polypropyleen bij 20 °C.

Gebruik deze krommes voor het construeren van:

- isochronen bij  $10^2$  en  $10^8$  seconden;
- isometrische krommes bij 1,5 en 2 % rek.

Voor het construeren kan gebruik gemaakt worden van de figuren 2.1b en 2.1c

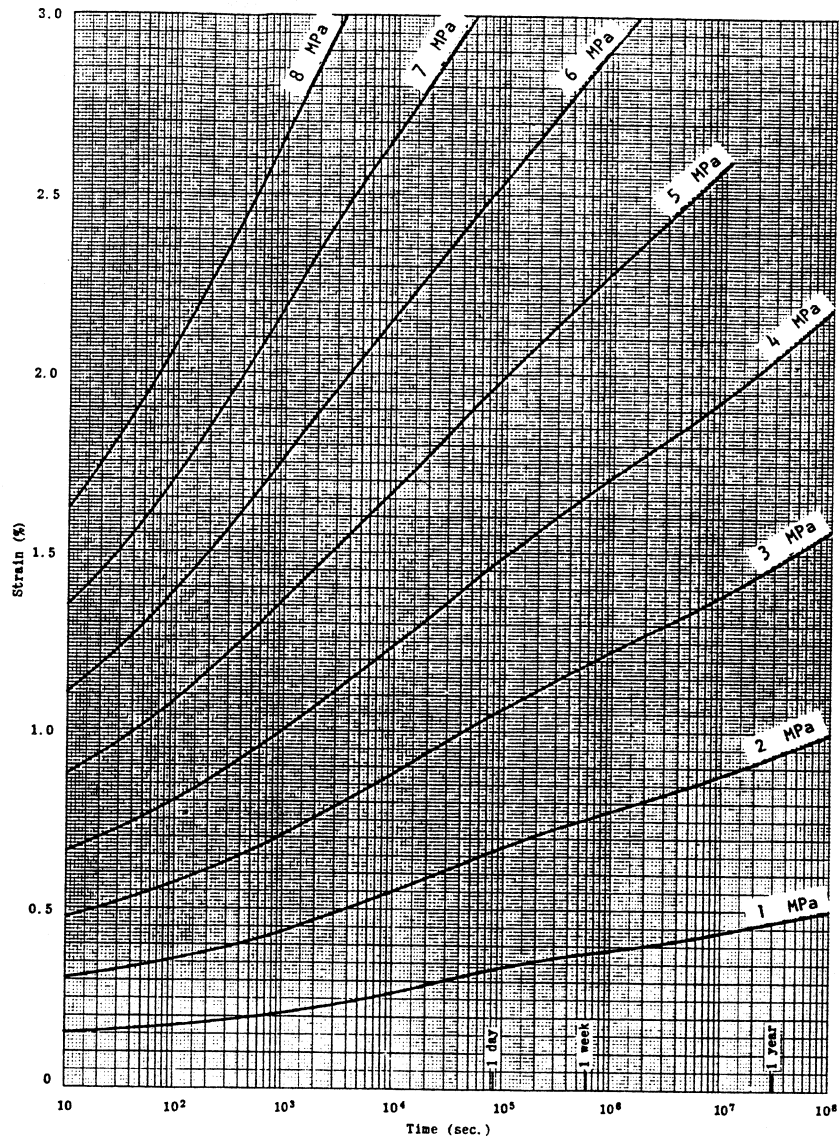
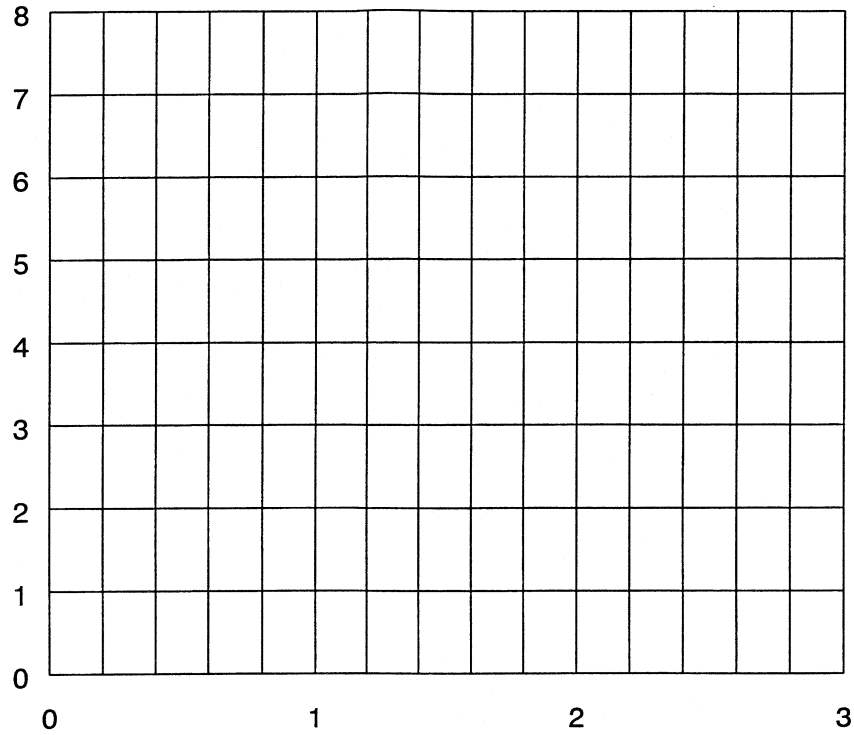


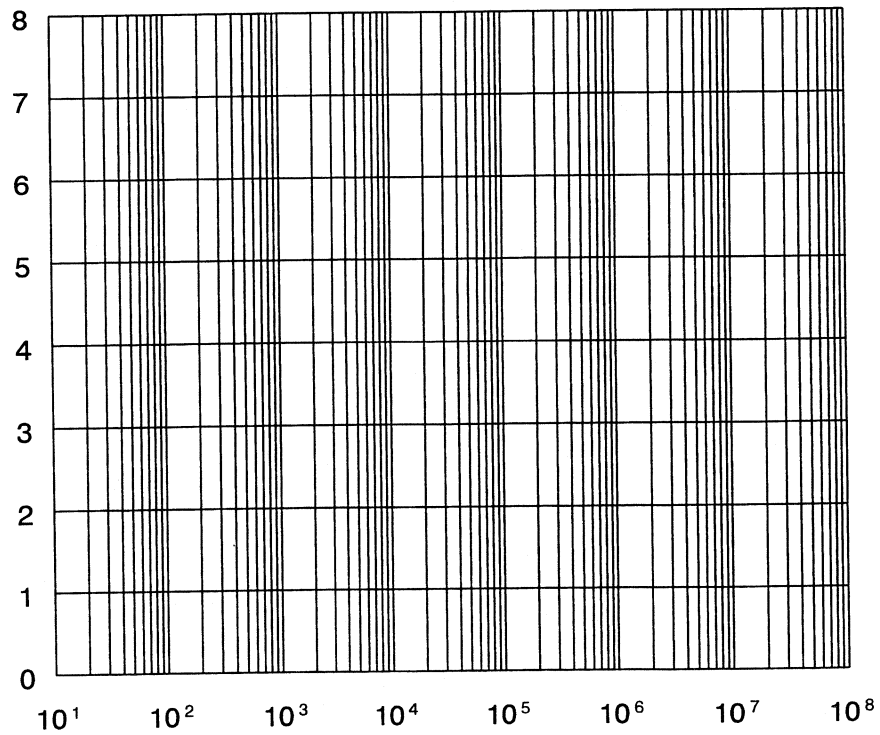
Fig. 2.1a: Kruipkrommes onder trek voor polypropyleen homopolymeer bij 20 °C (ICI).

---

## ISOCHRONEN



## ISOMETRISCHE KROMMEN



*Fig. 2.1b en c: isochronen en isometrische krommen, geconstrueerd uit de kruipkrommen..*

.....

#### Opgave 2.4

Een polypropyleen buis met een diameter van 8 mm inwendig en 10 mm uitwendig wordt geschoven om een metalen buis met een uitwendige diameter van 8.16 mm. De overlappende lengte is 25 mm. De wrijvingscoëfficiënt tussen polypropyleen en metaal is 0.25. De temperatuur is 20 °C. (In beginsel is dit een relaxatieprobleem. Echter, het blijkt, dat bij dit soort problemen een goede benadering wordt verkregen, als uitgegaan wordt van gegevens, die verkregen zijn via kruip, zodat de isometrische kromme van de vorige vraag kan worden toegepast).

Hoe groot is de uittrekkraft na 100 sec. en na 4 weken ? Is de invloed van de tolerantie groot op deze verbinding ?

#### Boltzmann superpositiebeginsel

De theorie van de lineaire visco-elasticiteit gaat uit van de volgende twee veronderstellingen:

- de materiaaleigenschappen zijn constant in de tijd (geen veroudering, geen temperatuurseffecten)
- de **relaties** tussen spanningen en rekken worden niet beïnvloed door het deformatieproces.

Beide veronderstellingen zijn van belang bij het nu volgende.

Wordt een kunststof materiaal belast door een bepaalde (constante) belasting, dan zal het materiaal op een bepaalde wijze vervormen in de tijd. We kunnen dit formeel schrijven als:

$$\varepsilon_1(t) = \sigma_1 D(t)$$

Hierin is  $\varepsilon_1(t)$  de rek als functie van de tijd;  $\sigma_1$  de constante spanning en  $D(t)$  de kruipcompliantie, d.w.z. een materiaalgrootheid.

Indien vervolgens op het tijdstip  $t_2$  een tweede (constante) belasting wordt aangebracht, dan zal het produkt een extra vervorming ondergaan, ook weer als functie van de tijd. Volgens de lineaire theorie is het effect van die tweede belasting onafhankelijk van de voorgaande belastingsgeschiedenis en kunnen we voor de extra vervormingen eenvoudig schrijven:

$$\varepsilon_2(t-t_2) = \sigma_2 D(t-t_2)$$

In (2.2) staat eigenlijk hetzelfde als in (2.1), alleen begint het vervormingsproces op een tijdstip  $t_2$  later.

De totale vervorming op een tijdstip  $t > t_2$  wordt verkregen door de vervorming door  $\sigma_1$  op te tellen bij de vervorming door  $\sigma_2$ . In formulevorm:

$$\varepsilon_{\text{totaal}}(t) = \varepsilon_1(t) + \varepsilon_2(t-t_2) = \sum_{i=1,2} \sigma_i D(t-t_i)$$

In figuur 2.2 is bovenstaande geïllustreerd.

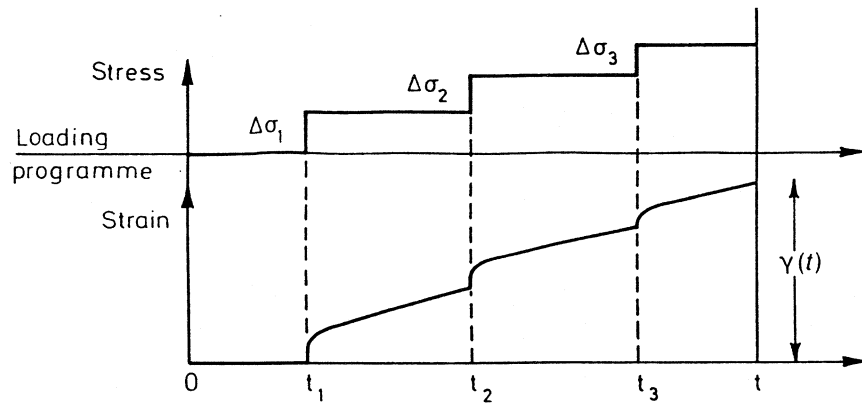


Fig. 2.2: Illustratie van het Boltzmann superpositiebeginsel.

Bovengenoemde procedure kan worden uitgebreid tot een willekeurig aantal belastingsstappen ( $i = n$ ). Dit betekent, dat we een belastingsgeschiedenis altijd kunnen verdelen in (kleine) belastingsstappen. Van elk van de belastingsstappen kan met behulp van (2.2) de vervorming op het tijdstip  $t$  worden bepaald. Somming van al afzonderlijke vervormingen (2.3) levert de vervorming op tijdstip  $t$ , veroorzaakt door de totale belastingsgeschiedenis. Door de stappen voldoende klein te maken kan de procedure worden toegepast bij een willekeurige belastingshistorie. De procedure wordt aangeduid met het superpositiebeginsel van Boltzmann. (p 99-103 dictaat). Overigens geldt het superpositiebeginsel ook, als niet de belasting is voorgeschreven maar de rekken. In dit geval volgen de spanningen via superpositie uit de rekken en schrijven we (2.3) voor de stappen als:

$$\sigma_{\text{totaal}}(t) = \sigma_1(t) + \dots + \sigma_i(t-t_i) + \dots + \sigma_n(t-t_n) = \sum_{i=1, \dots, n} \epsilon_i E(t-t_i)$$

Hierin is  $E(t)$  de spanningsrelaxatiemodulus.

### Opgave 2.5

Van een bepaald type polypropreen is de kruipcompliantie gemeten bij 35 °C. Gevonden is:

$$D(t) = 1.2 t^{0.1} \text{ GPa}^{-1}$$

Een ophanging vervaardigd van dit materiaal wordt plaatselijk belast volgens onderstaand schema:

$\sigma = 0$  als  $t < 0$ ;  $\sigma = 1 \text{ MPa}$  als  $0 < t < 1000 \text{ s}$ ;  $\sigma = 1.5 \text{ MPa}$  als  $1000 \text{ s} < t < 2000 \text{ s}$  en  $0$  als  $2000 \text{ s} < t$

Bereken de rek na 500 s en de rek na 2500 s.

Ga er van uit dat onder deze omstandigheden het materiaal lineair visco-elastisch is, en het superpositiebeginsel van Boltzmann geldig is.

### III Effect van temperatuur

Meestal wordt de temperatuursafhankelijkheid van kunststoffen in een adem genoemd de tijdsafhankelijkheid. Dit is niet verbazingwekkend, want beide verschijnselen zijn te voeren tot thermische trillingen van molecuulsegmenten. De trillingen hebben een stochastisch karakter en voor een bepaalde moleculaire binding is het simpel een kw



van tijd of de trillingsenergie overschrijdt een keer de drempelwaarde, waardoor de binding wordt verbroken. Door verhoging van de temperatuur worden de oscillaties sterker en neemt de kans op het bezwijken van elke molecuulbinding toe. Ook door de belasting langer te laten aanhouden neemt voor elke molecuulbinding de kans op bezwijken toe. In beide gevallen zorgt de belasting ervoor, dat de molecuuldelen na het falen vooral in de belastingsrichting bewegen (voorkeursbeweging).

Het voorgaande leidt tot de conclusie, dat verhoging van de materiaalt temperatuur tot gevolg heeft, dat kruip en relaxatieprocessen sneller plaats vinden, zonder dat er wezenlijk wat verandert. Alleen de tijdschaal verandert. Als we een produkt belasten bij zeg 50 °C zal deze net zo vervormen als bij 23 C, maar wel op een snellere tijdschaal. De verandering van de tijdschaal wordt beschreven met de verschuivingsfactor  $a_T$ . **Bij een temperatuur T is na een tijd t de mechanische respons hetzelfde als bij een temperatuur  $T_0$  na een tijd  $t/a_T$ .** Met andere woorden, voor bijvoorbeeld de kruipcompliantie geldt:

$$J^{T_0}(t/a_T) = J^T(t)$$

Hierin is  $T_0$  de gekozen referentietemperatuur en T de feitelijke temperatuur. Op logaritmische schaal is de relatie (3.1) zichtbaar als een evenwijdige horizontale verschuiving van de kruipcompliantie als functie van de logaritme van de tijd, zoals is aangegeven in figuur 3.1.

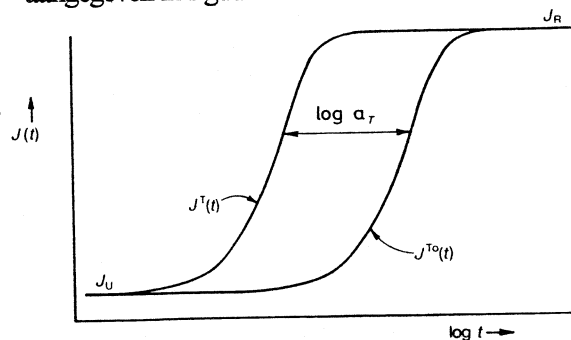


Fig. 3.1: Illustratie van de tijd-temperatuurschuiving voor de compliantie bij afschuiving.

De verschuivingsfactor  $a_T$  wordt bepaald met onderstaande (Arrhenius) vergelijking:

$$a_T = \exp\{(\Delta H/R) * (1/T - 1/T_0)\}$$

met  $\Delta H$  is de activatie-energie (materiaalgrootheid) en R is de gasconstante ( $8.314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) en T en  $T_0$  in graden Kelvin.

Indien de materiaalgrootheden  $\Delta H$  en R bekend zijn kan op eenvoudige wijze (in combinatie met het lineaire materiaalgedrag) de invloed van temperatuurverschillen verdisconteerd worden. Alleen de snelheid van de visco-elastische processen wordt beïnvloed.

Het hierboven beschreven gedrag wordt thermorheologisch eenvoudig gedrag genoemd. Er wordt hier niet dieper op in gegaan. De methode is niet onbepaald geldig en ook andere benaderingen worden toegepast om het temperatuureffect te verdisconteren (zie dictaat). Wel beschrijft de methode de essentie van het effect dat de temperatuur heeft op het visco-elastisch gedrag. Tot slot merken we op, dat soms wel beschikt kan worden over kruip- en

.....

relaxatiekrommes bij de gewenste temperatuur. Uiteraard is het dan beter om daar gebruik van te maken.

#### Opgave 3.1

Een rechte buis van polypropreen is opgesloten tussen twee wanden. De relaxatiemodulus en de thermische uitzettingscoëfficiënt van de kunststof bij 23 °C zijn:

$$E(t) = 2 * t^{-0.09} \text{ GPa (met } t \text{ in s); } \alpha = 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

Bij 23 °C is de buis spanningsvrij. Plotseling stijgt de temperatuur van het water in de buis van 23 °C naar 50 °C. De temperatuurverhoging duurt 1 uur, waarna de temperatuur weer in korte tijd daalt naar 23 °C.

- Schets het verloop van de spanning in de buis als functie van de tijd.
- Bereken de spanning in de buis 100s nadat de temperatuur weer is terug gekeerd op 23 °C.

Opmerking: neem aan, dat het Boltzmann superpositiebeginsel geldt, evenals het Tijd-Temperatuur superpositiebeginsel, waarbij  $a_T$  volgt uit de Arrhenius vergelijking met  $E_a = 145 \text{ kJ/mol}$ .

### IV Dynamisch gedrag

Een cilinder van POM met een lengte van 200 mm, een diameter van 20 mm en een wanddikte van 1 mm zal worden onderworpen aan een zuivere wisselbelasting van  $\pm 1 \text{ MPa}$  met een frequentie van 30 hertz. Bij het begin van de belasting is de temperatuur gelijk aan de omgevingstemperatuur, namelijk 20 °C. Voor het reëel deel van de dynamische modulus geldt:  $E' = 3000 \text{ MPa}$ . De verlieshoek  $\delta$  is gegeven in het dictaat. Zie paragraaf 5.6.3 van het dictaat.

#### Opgave 4.1

Bereken de amplitude  $\epsilon_a$  van de rekvervorming.

#### Opgave 4.2

Hoe groot is de gedissipeerde vermogen per eenheid van volume.

#### Opgave 4.3

Hoe groot is het totaal gedissipeerde vermogen.

#### Opgave 4.4

In werkelijkheid zal de temperatuur van de buis stijgen. Als gegeven is, dat warmte-afvoer alleen aan het buitenoppervlak plaats vindt, hoe hoog wordt de temperatuur van de buis? Neem voor de warmte-overdrachtscoëfficiënt  $\alpha = 15 \text{ Watt/m}^2 \text{ C}$

#### Opgave 4.5

In figuur 4.1 zijn een aantal Wöhlerkrommen gegeven voor een bepaald type POM. Overleef de buis het aantal van 10 miljoen wisselingen? Geef aan hoe de constructie verbeterd kan worden, ervan uitgaande dat de genoemde wisselende belasting moet worden opgenomen.

Figure 23 Fatigue resistance of DELRIN 500 at 1800 cpm vs. temperature (air)

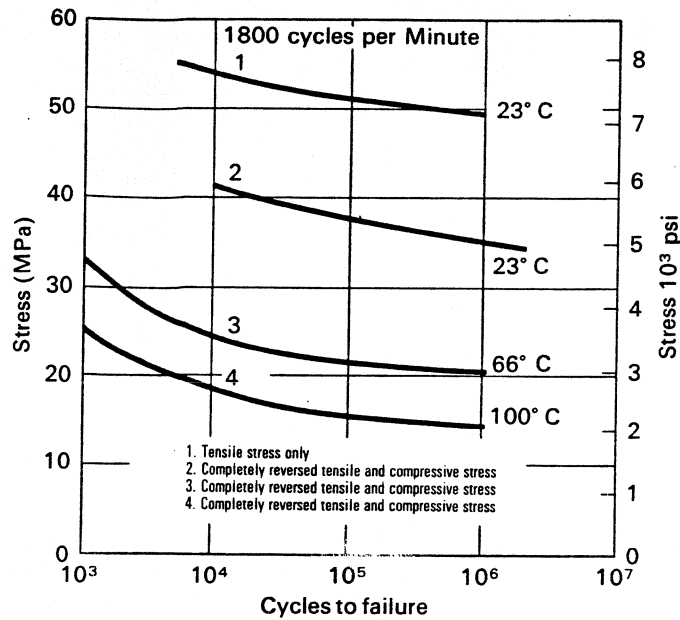


Fig. 4.1: Vermoeingssterkte van Delrin 500 (POM) bij een wisselende belasting van 30 Hz.

## V Ontwerpen met ribben

Het is in theorie mogelijk, om de wanddikte van een produkt zo groot te maken, dat de optredende belastingen opgenomen kunnen worden en de optredende vervormingen voldoende klein zijn. Het zal echter vaak goedkoper zijn, om de wanddikte te reduceren door het aanbrengen van ribben of door het gebruik van schaalvormige delen. Hierbij gaat het niet alleen om het materiaalgebruik, maar ook om cyclustijd en inval. We zullen in de opgave ingaan op het effect van ribben. Hierbij wordt ook verwezen naar voorbeeld 7 in het collegedictaat.

In de praktijk gaat het meestal om buigbelastingen en dan is de sterkte evenredig met het kwadraat van de wanddikte (of de balkhoogte). De stijfheid is dan evenredig met de derde macht van dikte of hoogte. Toepassing van ribben leidt derhalve (binnen zekere grenzen) altijd tot materiaalbesparing. Voor de berekening kan een op buiging belaste plaat met ribben worden beschouwd als een verzameling T-vormige balken. De berekening geschiedt in principe conform de balktheorie, uitgaande van geschikte waarden voor de geometrieparameters (ribhoogte  $h_r$ , ribafstand  $b_r$ , wanddikte ribben  $t_r$  en plaatdikte  $t_w$ ). Via herhaalde berekening leidt dit tot optimale afmetingen. Dit is een tijdrovend proces, mede, doordat ook het toegepaste materiaal een ontwerpparameter is. Het is handig om gebruik te maken van de grafieken van Lifshey, waarin het resultaat van de berekening grafisch is weergegeven. In figuur fig. 5.44 en 5.45 van het dictaat zijn de grafieken weergegeven voor het geval dat plaatdikte en ribdikte gelijk zijn. De te volgen procedure is de volgende:

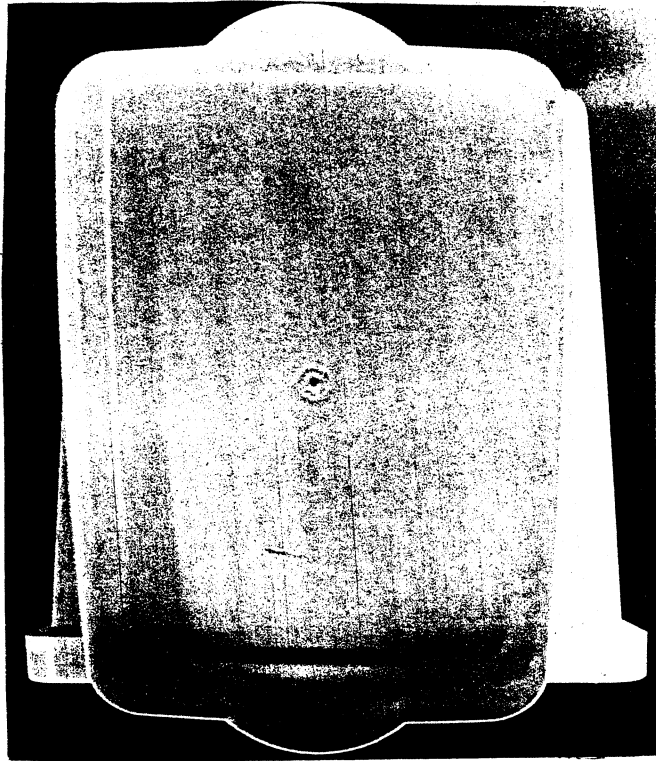


Fig. 5.1: Wasbox met deksel.

- bereken een vervangende wanddikte  $t_{es}$  (sterkte-eis) of  $t_{ed}$  (stijfheidseis) van de plaat d.w.z. de benodigde wanddikte als geen ribben zouden worden toegepast;
- bepaal uitgaande van drie geometrieparameters aan de hand van beide grafieken (vierde parameter);
- herhaal dit proces eventueel, tot de geschiktste parameters gevonden zijn.

Als praktijkvoorbeeld kiezen we de deksel van een wasbox (fig. 5.2). De huidige deksel heeft een schaalvorm en geen ribben en de vraag is: hoe zou een vlakke deksel ontworpen kunnen worden.

Het materiaal is PP met een elasticiteitsmodulus bij 23 C van 1160 MPa en een treksterkte van 24 MPa. De afmetingen van het deksel zijn  $290 * 410 \text{ mm}^2$ . Het deksel is vrij opgelegd. Ga ervan uit dat de plaat- en de ribdikte gelijk zijn. De ribben lopen in korte richting (lengte 210 mm). Als belasting nemen we een gewicht van 1000 N verspreid over een oppervlak van  $200 * 100$  in het midden van de deksel.

#### Opgave 5.1

Teken schematisch de belastingsituatie van het deksel (bovenaanzicht) en geef aan waar het moment maximaal is.

#### Opgave 5.2

Neem aan, dat van de deksel alleen een strookbreedte van 200 mm meedraagt (korte overspanning). Wat zijn de oplegreacties van de strook? Hoe bereken je eenvoudig het maximum moment in de strook?

Bereken het maximum moment in de deksel bij bovengenoemde belasting.

.....

Opgave 5.3

Bereken het benodigde weerstandsmoment van de plaat, uitgaande van een veiligheidscoëfficiënt  $\gamma = 1.4$  t.o.v. de treksterkte.

Bereken vervolgens de vervangende dikte van de plaat  $t_{es}$ .

Opgave 5.4

Ontwerp een de ribgeometrie, ervan uitgaande dat wanddikte en ribdikte gelijk zijn. Neem voor de hartafstand van de ribben 25 mm.

Opgave 5.5

Geef in formulevorm de maximum zakking van de plaat, ervan uitgaande dat alleen een strookbreedte van 200 mm meedraagt.

Opm.: voor een éézijdig ingeklemde balk geldt aan de vrije uiteinde:  $\delta = Pl^3/3EI$  bij een puntlast en  $\varphi = ql^3/6EI$  en  $\delta = ql^4/8EI$  bij een uniform verdeelde belasting.

Opgave 5.6

Voor de stijfheidsberekening gaan we uit van een gebruikssituatie, waarin het midden van de deksel slechts met 500 N wordt belast. Bereken het benodigde traagheidsmoment, ervan uitgaande dat de toelaatbare zakking 5 mm is.

Bereken de vervangende dikte van de plaat  $t_{ed}$ .

Opgave 5.7

Ontwerp een de ribgeometrie op basis van de stijfheidseis. Ga ervan uit, dat wanddikte en ribdikte gelijk zijn. Neem voor de hartafstand van de ribben 25 mm.

Opgave 5.8

Wat wordt uiteindelijk de ribgeometrie.

Opgave 5.9

Verwacht je dat de zakking in werkelijkheid groter of kleiner zal zijn en waarom denk je dat.

Opgave 5.10

De ribben betekenen verlies aan box-inhoud. Hoe zou je het ontwerp kunnen verbeteren ?



.....

**Praktikum Materiaalkeuze.**

**IDE 240 : Konstruktieleer 2 - Deel : Kunststoffen.**

1. Huiswerkopgave
2. Doel van de praktikum oefening
3. Toelichting computerprogramma *Plastic Expert*
4. Toegepaste normen t.a.v diverse selectiecriteria in *Plastic Expert*
5. Toelichting selectiecriteria
  - 5.1 Stijfheid
  - 5.2 Rek bij breuk
  - 5.3 Kerfslag-sterkte
  - 5.4 Warmtebestendigheid
  - 5.5 Lineaire uitzettingscoëfficiënt
  - 5.6 Zelfdovendheid
  - 5.7 Doorslagvastheid
  - 5.8 Doorgangsweerstand
  - 5.9 Oppervlakte-weerstand
  - 5.10 Diëlektrische constante
  - 5.11 Diëlektrische verliesfactor
  - 5.12 Dichtheid / Soortelijke massa
  - 5.13 Prijs per kilogram
  - 5.14 Amorf / Transparant
  - 5.15 Chemische bestendigheid
  - 5.16 Verwerkingstechnieken
  - 5.17 Milieuvriendelijk Konstrueren
6. Voorbeeld van het zoekproces in PE
  - 6.1 Oefenopgave
  - 6.2 Oplossing
  - 6.3 Invoersysteem
  - 6.4 Conclusie t.a.v. de materiaalselectie
7. Praktikum opgaven.
  - Opgave 1: Materiaalkeuze diverse kunststof producten
  - Opgave 2: Structuur van kunststoffen
  - Opgave 3: Structuur van kunststoffen
  - Opgave 4: Redenen voor toepassing van kunststoffen
  - Opgave 5: Bewerken van kunststoffen
  - Opgave 6: Kruip in kunststoffen

---

## 1. Huiswerkopgave

Lees als voorbereiding op de oefening materiaalkeuze paragraaf 6 uit dit hoofdstuk en kies vervolgens in de eigen woonomgeving een niet te ingewikkeld kunststof produkt en vul daarvoor onderstaand schema in. Op de praktikum middag zal voor dit produkt de materiaalkeuze onderzocht worden.



---

## 2. Doel van de praktikum oefening.

Het doel van deze oefening is een materiaalselektie m.b.v. het software pakket *Plastic Expert* op een personal computer uit te voeren. Tijdens het praktikum dienen er materiaalkeuzes te worden uitgevoerd van drie van de twaalf produkten, zoals in hoofdstuk 7 zijn vermeld. De praktikum begeleiders geven duidelijk aan, welke drie produkten men dient uit te voeren. De resultaten van deze materiaalselektie dienen op het antwoord formulier (tevens eisenlijst), met eventuele op-/aanmerkingen te worden vermeld. Aan het eind van de ochtend of middag worden de antwoorden van deze materiaalselektie zonodig behandeld. Na het uitvoeren van de materiaalselektie van deze drie produkten dient men een materiaalselektie uit te voeren van een zelf thuis gekozen **produkt (zie huiswerk opgave)** of onderdeel. Het formulier (zonder gegevens) dient thuis zo compleet mogelijk te worden ingevuld om vervolgens m.b.v. dit ingevulde formulier een materiaalkeuze te kunnen uit te voeren. Het formulier met eventuele op-/aanmerkingen wordt na afloop van het praktikum ingenomen en na correctie kan het worden opgehaald bij het PPA-leegwaterstr. 35 zaal 1.23.

### Programma :

ochtend	/	middag	
8.45	/	13.45	Inleiding
8.55	/	13.55	Aanvang van de oefening
10.30	/	15.30	Koffie- of theepauze
11.30	/	16.30	Bespreking van de antwoorden
12.00	/	17.00	Einde van de oefening.

---

### 3. Toelichting computerprogramma Plastic expert (PE).

Het computerprogramma *Plastic Expert (PE)* is ontwikkeld door de heren Polop en Irrgang te Breda-1995, als "tool" om technisch geschoolde kunststofgebruikers in staat te stellen om een verantwoorde materiaalkeuze uit te voeren. *PE* gebruikt daartoe de onderstaande hulpmiddelen:

- \* een directe koppeling tussen gewenste eigenschap en het aantal geschikte kunststoffen.
- \* het verband tussen belastingsduur en "schijnbare" stijfheid wordt globaal berekend voor thermoplasten en thermoharders.
- \* een "help" functie toets t.b.v. elk selectie criterium.
- \* een produkt-eisenlijst.

Door de directe koppeling (eigenschap - geschikte kunststof) ziet de *PE*-gebruiker onmiddellijk dat de keuze voor een goedkope kunststof of een zeer stijve kunststof duidelijke beperkingen geeft t.a.v. het aantal toepasbare kunststoffen.

De databank van *PE* omvat ca. 118 kunststoffen, bestaande uit zowel thermoplasten als thermoharders. Met deze kunststoffen, worden meer dan 99% van alle kunststofprodukten vervaardigd. Er is tevens gekozen om een beperkt aantal veel gebruikte mengsels (blends) in de database op te nemen. Het aantal blends dat anno 1996 door diverse grondstoffen leveranciers wordt geleverd, loopt namelijk terug door de verbetering van de standaard kunststoffen, recyclingwensen en de strengere milieueisen.

Om tot een juiste materiaalkeuze te komen is het belangrijk om aan de hand van een eisenpakket voor een bepaalde toepassing een kunststof te kiezen.

De meest relevante parameters om tot een juiste materiaalkeuze te komen zijn: verwerkingstechniek, temperatuurbestendigheid, chemische resistentie, impact en slagvastheid, sterkte en stijfheid, maatvastheid onder max. belasting, veroudering in de tijd. De materiaalkeuze tijdens de praktikum ochtend of middag vindt plaats m.b.v. het computerprogramma *Plastic Expert (PE)* op de computers van het cluster 2 aan de leegwaterstraat 35 en zonodig op de computers van het cluster 3 aan de jaffalaan 9.

.....

4. **Toegepaste normen t.a.v. diverse selectiecriteria in Plastic Expert:**

Voor de cijfermatige eigenschappen van de kunststoffen in dit PE-programma is uitgegaan van de onderstaande normen (bij 20 °C):

1)	STIJFHEID (E-modulus) bepaald door een trekproef	DIN-53457 v = 1 mm/min
2)	REK BIJ BREUK (trekproef)	DIN-53455 v = 1 mm/min
3)	KERFSLAGSTERKTE (slagproef-USA)	ASTM-D251
4)	WARMTEBESTENDIGHEID (HDT-A) Heat distortion temp.(HDT)-ISO/R75	DIN-53461:A ASTM-D648:A
5)	LINEAIRE UITZETTINGSCOËFFICIËNT	DIN-52612/3 DIN-52328
6)	ZELFDOVENDHEID	ANSI/ASTM- D635-77 UL-94
7)	DOORSLAGVASTHEID	DIN-53481
8)	DOORGANGSWEERSTAND	DIN-53482
9)	OPPERVLAKTE-WEERSTAND	DIN-53482
10)	DIËLECTRISCHE CONSTATANTE	DIN-53483
11)	DIËLECTRISCHE VERLIESFACTOR	DIN-53483
12)	DICHTHEID/SOORTELIJKE MASSA	DIN-53479
13)	KUNSTSTOFPRIJS PER KILOGRAM	geen norm
14)	AMORF/TRANSPARANT	geen norm
15)	CHEMISCHE BESTENDIGHEID	geen norm
16)	VERWERKINGSTECHNIEKEN	geen norm
17)	ASPEKTEN MILIEUVRIENDELIJK CONSTR.	geen norm

.....

## 5 Toelichting bovenstaande selectiecriteria:

### 5.1 TOELICHTING STIJFHEID (E-modulus)

De stijfheid van een materiaal wordt vrijwel altijd aangegeven met de zogenaamde elasticiteitsmodulus (E-modulus). Deze E-mod. is bij kunststoffen (veel) kleiner dan die van metalen als b.v. staal, aluminium. Glasvezelversterkte kunststoffen hebben een hogere E-mod. dan de niet-versterkte, doch dit gaat ten koste van de taaigheid (rek bij breuk / kerfslagwaarde). De E-mod. bij kunststoffen daalt bij het hoger worden van de temperatuur en bij langere belastingstijd (kruipfactor).

Vergelijkende cijfers voor 23°C en 1 minuut belastingstijd:

staal	210.000 N/mm <sup>2</sup>	PEEK - 30 % CF	26.000 N/mm <sup>2</sup>
Aluminium	70.000 N/mm <sup>2</sup>	UP - 50 % GF	10.000 N/mm <sup>2</sup>
Glas (max)	100.000 N/mm <sup>2</sup>	ABS	2.700 N/mm <sup>2</sup>
Eikenhout	11.000 N/mm <sup>2</sup>	PE-HD	1.200 N/mm <sup>2</sup>
		PVC-zacht	200 N/mm <sup>2</sup>

Kunststof producten kunnen stijver geconstrueerd worden door bijvoorbeeld, vormaanpassingen of het aanbrengen van verribbingen. Hier gaan wij tijdens dit praktikum niet verder op in.

### 5.2 TOELICHTING REK BIJ BREUK

De rek bij breuk van een materiaal geeft een indicatie t.a.v. de taaigheid van dat materiaal. Een materiaal met een zeer lage taaigheid wordt bros genoemd, b.v. glas. De rek bij breuk wordt vrijwel altijd bepaald door een trekproef. Vaak is een minimum aan taaigheid vereist, bijvoorbeeld bij producten die weinig kwetsbaar moeten zijn. (drinkbeker, kinder-fototoestel). Een "lage taaigheid" is bijvoorbeeld acceptabel bij een materiaal dat wordt toegepast als hoogspannings-isolatoren (porselein).

In de praktijk vinden we de volgende waarden voor rek bij breuk:

Konstruktie-metaal (b.v. staal)	10	-	40%
Vezelversterkte kunststoffen	1	-	3%
Brosse kunststoffen (b.v. glashelder PS)	4	-	8%
Taaie kunststoffen (b.v. slagvast ABS)	10	-	50%
Zeer taaie kunststoffen (b.v. PE)	60	-	700%
Rubber	500	-	1000%

.....

### 5.3 TOELICHTING KERFSLAG-STERKTE (IZOD)

Naast de rek bij breuk (taaiheid) is de WEERSTAND van een materiaal tegen SCHOKBELASTINGEN belangrijk. In vergelijking met de rek-bij-breuk wordt deze eigenschap in zeer korte tijd bepaald nl. door een proefstaafje met een hamer gedurende een gedeelte van een seconde te breken. Door een kerf in het proefstaafje aan te brengen wordt de plaats van de mogelijke breuk bepaald.

N.B. Bij lage temperatuur (bijv -20°C) kan de kerfslagsterkte van een kunststof 20-50% verminderen. Dit geldt vooral voor ASA, CA, ECTFE, niet-versterkte PA-typen, PP, PVC, PETP, PS en SAN.

Er zijn twee typen kerfslagproeven te onderscheiden, nl. volgens Izod en Charpy. De resultaten ervan zijn niet vergelijkbaar.

Praktische waarden van de Izod-kerfslagproef bij 23°C zijn:

Brosse kunststoffen (b.v. glashelder PS)	2	-	4 kJ/m <sup>2</sup>
Vezelversterkte kunststoffen	3	-	20 kJ/m <sup>2</sup>
Taaie kunststoffen (b.v. slagvast ABS)	15	-	40 kJ/m <sup>2</sup>
Zeer taaie kunststoffen (b.v. PE)	40	-	geen breuk kJ/m <sup>2</sup>

### 5.4 TOELICHTING WARMTEBESTENDIGHEID (HDT/A)

Vrijwel alle kunststoffen verweken (worden "slapper") bij hogere temperaturen. De temperatuur waarbij kunststoffen een (zeer) aanzienlijk deel van hun mechanische sterkte gaan verliezen is de zgn. ISO-Heat Deflection Temperature oftewel HDT (=ISO/R 75). De zwaarste HDT-proef is type A met een proefbelasting van 1,8 N/mm<sup>2</sup>. Andere warmtebestendigheds proeven zijn die volgens Vicat en Martens. De methode van Martens geeft meestal lagere temperaturen; Vicat/B geeft hogere temperaturen aan. Een praktische indicatie voor de maximale LANGEDUUR-temperatuur bestendigheid van ongevulde kunststoffen (onder belasting) is de temperatuur die 15-20°C lager is dan de HDT/A-waarde.

Voorbeelden van HDT/A-waarden (in °C) zijn:

PE	40	-	50	PA - 20 % GF	195
ABS	95	-	95	PA 6.6 - 50 % GF	250
PC	135			PEEK - 30 % GF	310

De temperatuurbestendigheid kan meestal wat verbeterd worden door aan de kunststof speciale stabilisatoren toe te voegen.

.....

## 5.5 TOELICHTING LINEAIRE UITZETTINGSCOEFFICIENT

Kunststoffen hebben over het algemeen een veel hogere uitzettingscoëfficiënt (u.c. dan metalen en glas. Bovendien is de u.c. afhankelijk van de temperatuur. Vulstoffen, b.v. glasvezels, kunnen de u.c. met een factor 2-3 verlagen. Naarmate e kunststof stijver is (hogere E-mod.) is meestal de u.c. lager.

Voorbeelden van uitzettingscoëfficiënt (u.c.) ( $\times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}$ ):

Staal	1	PA 11	12
Aluminium	2,5	PP copolymeer	15
UP - 50 % GF	3	EVA	16
ABS	8	PE-LD	22

Alle kunststoffen branden mee als men ze in een brandende vlam houdt. Sommige kunststoffen doven echter uit zichzelf als men ze uit de vlam haalt; andere branden dan verder en zijn niet zelfdovend. Door toevoeging van vulstoffen, b.v. broom- of antimoon-verbindingen, kan men de zelfdovendheid van kunststoffen aanzienlijk vergroten. Dit is nuttig bij een electrisch apparaat doch niet bij een kunstof badkuip. Bij proeven van brandbaarheid/zelfdovendheid zijn de volgende aspecten van belang: materiaaldikte - toegevoegde stoffen - thermische ontleedbaarheid. De mee gebruikte zelfdovendheids-test is die van Underwriters Laboratories (UL) - 94 verticaal (USA):

- \* UL - 94 - V0 = zelfdovend 10 sec, geen gloeiende druppels
- \* UL - 94 - V1 = zelfdovend 30 sec, geen gloeiende druppels
- \* UL - 94 - V2 = zelfdovend 30 sec, wel gloeiende druppels

UL - 94 - HB (=horizontal burning) is slechter dan V2 doch beter dan helemaal geen zelfdovendheids-classificatie. In dit programma is aangegeven de hoogste bekende klasse voor een kunststof.

## 5.7 TOELICHTING DOORSLAGVASTHEID

Evenals bij de elasticiteits-modulus (stijfheid) is de doorslagspanning tijdsafhankelijk. Een norm op dit gebied moet dus vaststellen wat de toelaatbare spanning is opdat in een bepaalde tijd geen doorslag zal optreden. De temperatuur speelt hierbij ook een rol; bij hogere temperaturen vindt men een lagere waarde voor de doorslagspanning. Hoewel de doorslagspanning uitgedrukt wordt in Volt per mm kunstofdikte, is het verband met de dikte niet lineair. Dunne folie (b.v. 0,1 mm dik) heeft een relatief hogere doorslagvastheid dan folie van 1 mm dik (FEP-folie 0,1 mm dik = 140 kV.mm; 1,0 mm = 60 kV/mm). De hierna volgende waarden zijn gemeten aan een 1 mm dik proefstuk (monster).

Doorslagvastheid in kV/mm (1 mm dik):

PA 6 - 30 % CF	3	PP	35
SAN	9	PE-HD	45
PC	22	PTFE	75

Opmerking: PA 6-30 % CF betekent PA 6 met 30 % koolstofvezel.  
Koolstofvezels zijn (slechte) geleiders van elektrische stroom.

## 5.8 TOELICHTING DOORGANGSWEERSTAND

De doorgangswaerstand, ook wel soortelijke weerstand of specifieke weerstand genoemd, is het isolerend vermogen van een stof uitgedrukt in Ohm/cm. De doorgangswaerstand is afhankelijk van:

- de temperatuur (hogere temperatuur = lagere weerstand!)
- de hoeveelheid opgenomen vocht (b.v. PA)

In de keuzetabel van dit computerprogramma wordt de weerstandswaer van een kunststof aangegeven als macht van 10. Dus de waarde 12 betekent  $10^{12}$  Ohm/cm.

Doorgangswaerstand Ohm/cm; als macht van 10:

PC - 30 % CF	< 4	ABS	15
MF - gevuld	10	PE - MD	17
EP - 30 % GF	13	PTFE	18

Opmerking: -Koolstofvezels (CF) en sterk roetgevlude (zwarte) kunststoffen zijn toch nog (slechte) stroomgeleiders.  
-Er zijn tegenwoordig kunststoffen die elektrische stroom geleiden (0,01 Ohm/cm), b.v. polypyrrol (BASF), maar is echter wel duur.

## 5.9 TOELICHTING OPPERVLAKTE-WEERSTAND

Deze eigenschap bepaalt in sterke mate de elektrostatische oplading. Bij alle materialen vindt, bij contact of wrijving, ladingsoverdracht plaats (Denk aan nylon-vloertapijt). Bij lage weerstand vloeit de overgedragen lading snel af. Bij hoge weerstand zorgen de ladingen voor aantrekken van stof, het kleven van folies en vonkvorming. Antistatische kunststofftypen (dus minder stof-aantrekkend) hebben meestal een weerstand van 10 tot de macht 10 Ohm/cm of minder. De eventueel toegevoegde antistatische hulpstoffen migreren naar het produktoppervlak en vormen daar een dun huidje. Op een gegeven moment kunnen ze dan echter "op" zijn.

.....

N.B. Zie ook toelichting Doorgangs-weerstand.

Goede isolatoren >  $10^{12}$ (=12) Ohm  
Antistatische kunststoffen  $10^5$  tot  $10^{10}$  (=5-10) Ohm  
Electrostatische afscherming  $10^0$  tot  $10^4$  (=0-4) Ohm

### 5.10 TOELICHTING DIELECTRISCHE CONSTANTE

De diëlectrische constante  $\epsilon$  is van belang bij elektrische wisselspanningen. De grootte  $\epsilon$  is de verhouding tussen de capaciteit van een *condensator met een specifieke kunststof tussen de elektroden* en die *in het luchtledige* (vacuum). De waarde van  $\epsilon$  geeft aan hoe groot de wisselstroom is die wordt doorgelaten door een condensator gevuld met die kunststof. De waarde van  $\epsilon$  ligt meestal tussen de 2 en 6 maar kan ook oplopen tot ca 16. De waarde van  $\epsilon$  is ook afhankelijk van de frequentie van de wisselspanning. Meestal wordt  $\epsilon$  opgegeven bij 50 Hz en 1 MHz.

Voorbeelden $\epsilon$	50 Hz	1 MHz
PE - UHMW	2,1	3,0
ABS - slagvast	3,0	2,5
PA 6.6 - 30 % GF	9,7	5,7
UF - gevuld	6,5	6,5

### 5.11 TOELICHTING DIELECTRISCHE VERLIESFACTOR

De diëlectrische verliesfactor  $\tan \delta$  geeft aan welk gedeelte van de doorgelaten wisselstroom in het materiaal verloren gaat. Dit verlies wordt omgezet in warmte. Deze verlieseigenschap kan worden gebruikt om kunststof inwendig op te warmen en daarna gelijktijdig te lassen, bijvoorbeeld PVC-folie. (= SKAI namaak-leer)



Voorbeelden  $\text{tg } \delta$  (x 10 tot de macht -4):

Voorbeelden $\text{tg } \delta$ (x 10 tot de macht -4)	50 Hz	1 MHz
PTFE	0,5	1,0
PP - copolymeer	2	0,6
POM	10	60
ABS	100	160
PMMA	500	200
PVC - zacht	850	950
PA 6.10	1.000	1.100
PVDF - 30 % CF ( verlies 100 %)	10.000	10.000

### 5.12 TOELICHTING DICHTHEID / SOORTELIJKE MASSA

De dichtheid ofwel soortelijke massa is het gewicht van 1 cm<sup>3</sup> in grammen (water=1). De meeste niet versterkte/gevulde kunststoffen vallen met hun dichtheid tussen de 0,90 (PP) en 1,45 (PVC). De fluorpolymeren (o.a. PTFE =Teflon) hebben een dichtheid tussen de 2,1 en 2,2 g/cm<sup>3</sup>. Uiteraard hebben de gevulde kunststoffen b.v. PA met 50% (gewichts) glasvezel een hogere dichtheid dan de ongevulde kunststoffen. Alleen in de sport en de lucht- en ruimtevaart is gewicht belangrijk. Daar is het nuttig om de gewenste eigenschap te beschouwen in relatie met de dichtheid. De prijs van kunststoffen wordt altijd opgegeven in guldens/kg. Reken dus eventueel bij uw uiteindelijke kunststofkeuze ook de prijs uit van de eigenschap per gulden.

### 5.13 TOELICHTING PRIJS PER KILOGRAM

De goedkoopste 4 kunststoffen, met ieder voor zich nogal onderling verschillende eigenschappen, zijn polyetheen (PE), polypropeen (PP), polystyreen (PS) en polyvinylchloride (PVC). Deze kunststoffen kosten ruwweg fl.1 /kg tot fl.3 /kg. De prijs per kg is echter ook afhankelijk van de hoeveelheid af te nemen kunststof. In dit computerprogramma is gerekend met de prijs van 1000 - 2000 kg afname, niet ingekleurd. Het overgrote deel, meer dan 80 % van alle kunststoffen is goedkoper dan fl.15,- per kg. Dure tot zeer dure kunststoffen zijn de fluor-kunststoffen (b.v. PTFE), LCP, de koolstof- en aramide-vezelversterkte kunststoffen, de polyimiden en de poly-etherketonen (b.v. PEEK). Inkleuren kost fl.0,40 per kg tot fl.0,80 per kg. Goedkoop zijn wit, zwart, grijs en bruin.

De prijsklasse-indeling in *Plastic Expert* is:

1-3/3-6/6-10/10-20/20-40/40-100/meer dan fl.100 per kg materiaal.

.....

#### 5.14 TOELICHTING AMORF / TRANSPARENT

Alleen de amorfe (niet-kristallijne) kunststoffen zijn transparant. De mate van transparantie (=doorzichtigheid) is echter verschillend per kunststof. Gevulde kunststoffen, ook die met glasvezel, zijn matig tot slecht of niet transparant. Bij een transparante kunststof kunt / moet u een transparante kleurstof / pigment kiezen!

De volgende kunststoffen zijn redelijk tot goed transparant en amorf.

CA	PS-helder	PET-amorf	PVC-zacht
CAB	ETFE	PSU	PA-amorf
CP	EP(ongevuld)	UP-ongevuld	SAN
PMMA	PMP	PI	PC
PES			

Niet doorzichtige doch wel amorfe thermoplasten zijn:

PS-slagvast(=SB), ABS, PPE/PS, PVC-hard,.PVC-slagvast, SAN

#### 5.15 TOELICHTING CHEMISCHE BESTENDIGHEID

Over het algemeen zijn kunststoffen weinig corrosief en redelijk goed chemisch bestendig. De bestendigheid tegen organische oplosmiddelen, bijvoorbeeld gechloreerde koolwaterstoffen, is echter minder. In dit programma kunt u de bestendigheid van kunststoffen nagaan tegen bepaalde chemicaliën. De aangegeven bestendigheid geldt voor 23°C. Bij hogere temperaturen wordt de bestendigheid soms weinig, soms veel minder. Soms is de chemische bestendigheid van een kunststof per kunststof- leverancier verschillend.

**KONTROLEER DUS ALTIJD DE GEVONDEN CHEMISCHE BESTENDIGHEID DOOR BIJ UW KUNSTSTOFLEVERANCIER TE INFORMEREN NAAR DE SPECIFIEKE BESTENDIGHEID.**

.....

## 5.16 TOELICHTING VERWERKINGSTECHNIEKEN

Vrijwel altijd is er een koppeling tussen dure (vormgevende) matrijzen en relatief lage produktiekosten, en omgekeerd, voor een bepaald produkt.

Technieken	Geschikte Kunststoffen	Max.prod.grootte	Matrijskosten	Produktiekosten	Vorm-vrijheid
Spuitsieten	111	150 cm	zeer hoog	laag	veel
Thermovormen	89	400 cm	laag	redelijk	redelijk
Extrusie (profiel)	29	∅50 cm	laag	middel	weinig
Extrusie blazen	23	200 cm	middel/ hoog	middel	hol produkt
Rotatiesieten	18	400 cm	laag	hoog	hol produkt
Warm persen	15	100 cm	middel	middel	redelijk

## 5.17 ADVIEZEN VOOR MILIEUVRIENDELIJK CONSTRUEREN

- \* De meeste milieugunstige toepassingen van kunststof zijn die waarbij de kunststof tot de maximaal toelaatbare spanning of rek wordt belast. Indien de vervorming zeer klein moet blijven kies dan een metaal (staal).
- \* Streef naar een minimum materiaalgebruik. Realiseer dat door:
  - belaste vlakken met extra steunpunten uit te voeren
  - belaste vlakken als damwandprofiel uit te voeren
  - geribde constructies toe te passen i.p.v. vlakke plaat
- \* Kies voor een samengesteld (meer onderdelen) produkt zoveel mogelijk één soort kunststof
- \* Ten aanzien van het energieverbruik zijn de volgende kunststoffen het gunstigst om toe te passen :  
PE, PP, PS, SAN, ABS, PVC, PF en PET
- \* Kies zoveel mogelijk een thermoplast, deze zijn zeer goed te recyclen
- \* Geef op het produkt(deel) aan welke kunststof is gebruikt t.b.v. de herverwerking.
- \* Pas herverwerkte kunststof toe. Deze is meestal goedkoop doch vaak beperkt tot donkere kleuren.
- \* Pas zo min mogelijk versterkte kunststoffen toe.

### 6. Voorbeeld van het zoekproces in PE:

#### 6.1 Oefenopgave:

U moet een afdekkapje voor een elektronisch meetinstrument ontwerpen. In het afdekkapje moet een transparant gedeelte komen (ca. ∅5 mm), waardoor men moet kunnen zien of een waarschuwinglampje brandt.

.....

Het gehele kapje mag ook transparant worden uitgevoerd. Het afdekkapje moet bij  $T = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$  gesteriliseerd kunnen worden (stoomsterilisatie). Met het kapje wordt meestal wat ruw omgesprongen. In verband met de elektronische apparatuur wil men, dat er geen statische oplading optreedt. De materiaalprijs van het kapje mag niet hoger zijn dan fl. 20,-per kg.

## 6.2 Oplossing:

Om tot een goede oplossing te kunnen komen, is het handig om de tijdens dit voorbeeld uitgevoerde input stappen op het beeldscherm goed te volgen en te kijken welke oplossing een input geeft.

De stoomsterilisatie van  $T = 135^{\circ}\text{C}$  lijkt een belangrijke criterium, hierom kijkt u als eerste naar de warmtebestendigheid.(begin indien bekend met het belangrijkste criterium)

## 6.3 Invoersysteem:

- \* In het hoofdmenu gaat u met cursor/pijltjestoets naar warmtebestendigheid en u drukt vervolgens op enter/return
- \* Op het scherm "Warmtebestendigheid" gaat u met de pijltjestoets naar recht tot u de HDT-A waarde vindt van  $T = 140^{\circ}\text{C}$ . Natuurlijk zou  $T = 135^{\circ}\text{C}$  ook kunnen, maar het steriliseertoestel heeft ook een afwijking. U ziet dat er na invoer 48 kunststoffen zijn geselecteerd (rechts onder in het scherm)
- \* Om opnieuw een criterium in te voeren gaat u terug naar het hoofdmenu, door op de enter/return toets te drukken. Het warmtebestendigheid vak heeft nu een andere kleur en er staat ook een  $\sqrt{\quad}$ -teken voor. Dit geeft aan dat hierop geselecteerd is.
- \* In het hoofdmenuscherm ziet u rechts bovenaan in een vakje het aantal overgebleven kunststoffen (nu dus 48).
- \* De prijs/kg is ook een belangrijk criterium. U gaat nu met de pijltjestoetsen naar deze selectie-eigenschap en drukt vervolgens op de enter/return toets.
- \* Door nu met de pijltjestoets naar rechts te bewegen kunt u een waarde kiezen tot maximaal fl.20,-. Er zijn na deze selectie nog 28 kunststoffen over.
- \* De bestendigheid tegen stoomsterilisatie betekent, dat de kunststof bestand moet zijn tegen kokend water. We vinden dit criterium in het hoofdmenuscherm onder "chemische bestendigheid". Dus u gaat met de pijltjes-toetsen hierheen en vervolgens drukt u op de enter/return toets.
- \* Door nu drie keer op de PgDn-toets te drukken vind u de stof water-kokend (alfabetisch,links). Zet de cursor op "water-kokend" en druk hierna op enter/return.
- \* We zien nu rechts boven in het hoofdmenu dat er nog 16 geschikte kunststoffen over zijn.
- \* In verband met het ruw omgaan met het kapje moeten we een zekere taaiheid bv. kerfslagwaarde kiezen. We gaan met de pijltjes toetsen naar "kerfslagsterkte" en selecteren deze eigenschap met de toets enter/return.

- .....
- \* We selecteren nu met de cursor toetsen een waarde van 9 kJ/m<sup>2</sup>. Dit is 40% van het maximale aantal kunststoffen en lijkt dus acceptabel. We hebben nu nog slechts 3 kunststoffen over. Met de enter/return toets gaan we weer naar hethoofdmenu.
  - \* Een selectie die nu moet gebeuren, moet geschieden het criterium "geen statische-elektriciteit". Kijk nu op het scherm naar de eigenschappen "doorgangsweerstand" en "oppervlakte weerstand". Kijk ook met de funktietoets F5 naar de Help-informatie.
  - \* U vindt uiteindelijk op het Help-scherf (F5) van de selectie t.a.v. oppervlakte weerstand een minimum eis voor antistatische kunststoffen van 10<sup>5</sup> tot 10<sup>10</sup> ohm/cm. Met behulp van de ESC-toets gaat u weer terug naar het selectie-scherf "Oppervlakteweerstand" en kiest voor 4 Ohm (als macht van 10) Er blijven nu nog 3 kunststoffen over, waaruit we logischer wijs de goedkoopste selecteren. Uit deze selectie blijkt PBT-30 % GF, eventueel met antistaticum het best toepasbaar te zijn.
  - \* De laatste selectie die u nu moet uitvoeren is t.a.v. de amorf/transpant eisstelling. We selecteren in het hoofdmenu "amorf/doorzichtig" en na het uitvoeren van deze selectie, blijkt er geen kunststof te zijn, die aan deze criteria voldoet. Om toch aan deze criteria te kunnen voldoen is het nu noodzakelijk om de eisen kritisch te beoordelen, cq. aan te passen.
  - \* Een alternatieve mogelijkheid is, om deze eisen aan te passen voor het "kijkgaatje" van het waarschuwingsslampje.
  - \* Het verhogen van de oppervlakteweerstand is ook mogelijk. Statische oplading van een klein "kijkgaatje" lijkt nauwelijks een probleem. Het resultaat is echter nihil.
  - \* We verhogen nu de kerfslagwaarde voor het "kijkgaatje" van 9 kJ/mm<sup>2</sup> naar 12 kJ/mm<sup>2</sup>. We vinden nu 1 geschikte kunststof nl.PA 4.6 -30% GF (prijs fl.10,-/kg - fl.20,-)
  - \* Een ander alternatief is om de toelaatbare prijs te verhogen naar fl. 40,-/kg. Dit blijkt echter niet te helpen.

#### **6.4 Conclusie t.a.v de materiaalselectie:**

Uit de materiaal selectie blijkt, dat PA 4.6 -30% GF (fl.6,- of fl.10,-) voor het ondoorzichtige kapje het best toepasbare material is. Om de matrijs kosten laag te houden is het verstandig om het "kijkgaatje" rond uit te voeren.

.....

**7. Practicum opgaven.**

**Opgave 1 :**

De produkteisen van onderstaande produkten zijn opgesteld om een materiaalselekt uit te voeren d.m.v. "het werken met het software pakket *Plastic Expert*" en moeten gezien worden als toepassingseisen t.b.v. dit praktikum. Tijdens dit praktikum dient er een materiaalkeuze m.b.v. Plastic Expert te worden uitgevoerd van minimaal drie van de twaalf consument produkten. Welke van de twaalf produkten men moet uitvoeren, wordt door de begeleiders tijdens het praktikum aangegeven.

**Produkt 1 : de Kunststof fles.**

Bij het produceren van deze kunststof fles gaat men uit van een serie van 100.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de fles te vervaardigen is extrusieblazen.

Het gewicht van de kunststof fles (incl. dop = 6,5 g.) bedraagt 40 gram. De te vervaardigen fles dient een redelijke kerfslagsterkte van ca. 30 % te hebben i.v.m. eventueel vallen van een gevulde fles. De warmtebestendigheid i.v.m. hoge temperatuur dient men te stellen op 35 %. De opdrachtgever van dit produkt acht een transparante fles niet noodzakelijk en kiest voor een niet transparante fles. De fles dient wel bestand te zijn tegen BENZEEN. De kunststofprijs per kg, die men wil toepassen dient men te stellen op 75 %. Het produkt inclusief het benzeen heeft een kostprijs van fl. 4,- .

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 2 : De Stekkersafe.**

Bij het produceren van deze stekkersafe gaat men uit van een serie van 75000 stuks.

De fabricage methode die men gaat toepassen om de stekkersafe te vervaardigen is spuitgieten. Het gewicht van de stekkersafe bedraagt 123 gram. De te vervaardigen stekkersafe dient aan de zelfdovendheids-classificatie van UL-94-V1 te voldoen, en de doorgangsweerstand dient hoog (90 %) te worden genomen. De kostprijs per kg dient men te stellen op 75%. De weersbestendigheid dient goed te zijn en tevens moet het produkt een hoge taaiheid en sterkte bezitten. De dielektrische verliesfactor bij 50 Hz, dient men op 30 % te kiezen, i.v.m. het warm worden van de stekkersafe. Het produkt heeft een kostprijs van fl. 12,95- .

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

.....

**Produkt 3 : Kunststof korflamp (onderzijde + bescherm gedeelte).**

Bij het produceren van deze kunststof korflamp gaat men uit van een serie van 50.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de korflamp te vervaardigen is spuitgieten.

Het gewicht van de kunststof korflamp bedraagt 78 gram.

De te vervaardigen korflamp dient een redelijke warmtebestendigheid tot een Tmax van 60 graden celcius te hebben. De rek bij breuk dient 60% te worden genomen. Het produkt dient een redelijke stijfheid te hebben (15%), en de opdrachtgever van dit produkt wil het produkt niet transparant uitvoeren. Het produkt moet een doorslagweerstand van 40 % hebben en moet tevens bestand zijn tegen kokend water. De kunststofprijs per kg , die men wil toepassen mag beslist niet hoger liggen dan fl.6,- per kg. Het produkt heeft een kostprijs van fl. 7.25,- .

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 4: De handdouche (chrome uitvoering).**

Bij het produceren van deze handdouche gaat men uit van een serie van 80000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de handdouche te vervaardigen is spuitgieten. Het gewicht van de handdouche bedraagt 91,5 gram. De te vervaardigen handdouche dient te beschikken over een redelijke stijfheid (25%) en een rek bij breuk van 40 %. De kerfslagsterkte dient men te stellen op 75 % ( bij het vallen vanaf 1.90 m). Zoals blijkt is het produkt niet transparant en heeft men zelfs een chrome oppervlaktebehandeling aangebracht.

De kostprijs per kg moet men kleiner zijn dan fl.6,-. Het produkt heeft een kostprijs van fl.8.95,-

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 5: Instelbare handdouche.**

Bij het produceren van deze handdouche gaat men uit van een serie van 50.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de handdouche te vervaadigen is spuitgieten.

Het gewicht van de kunststof handdouche bedraagd 50 gram.

De te vervaardigen handdouche dient een redelijke temperatuurtebestendigheid tot een Tmax van 50 graden celcius te hebben. Het produkt dient een redelijke stijfheid te hebben (10%). De opdrachtgever van dit produkt wil de greep en de buitenhuls van de douchekop transparant uitvoeren. De kunststofprijs per kg , die men wil toepassen mag beslist niet hoger liggen dan fl.3,- per kg. Het produkt heeft een kostprijs van fl. 14,95- .

.....

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 6 : Behuizing hetelucht pistool**

Bij het produceren van deze behuizing gaat men uit van een serie van 100.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de behuizing te vervaardigen is spuitgieten.

De te vervaardigen behuizing dient t.a.v. de warmtebestendigheid ingesteld te worden op 40 %. De kerfslagwaarde dient men in te stellen op 19 kJ/m<sup>2</sup>. De behuizing dient een redelijke stijfheid te hebben (45%). De uitzettingscoëfficiënt i.v.m de vervorming tijdens gebruik moet men stellen op 35 %. De behuizing moet voldoen aan de zelfdovendheids klasse UL94-V1. De kunststofprijs per kg , die men wil toepassen mag beslist niet hoger liggen dan fl.6,- per kg. Het produkt heeft een kostprijs van fl. 30,- .

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 7 : Behuizing lijmpistool**

Bij het produceren van deze behuizing gaat men uit van een serie van 50000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de behuizing te vervaardigen is spuitgieten. Het produkt heeft een kostprijs van fl.16,95- Stel een aantal eisen op, waaraan deze behuizing dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn, kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 8: Gasaansteker.**

Bij het produceren van deze gasaansteker gaat men uit van een serie van 50.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de gasaansteker te vervaardigen is spuitgieten. Het gewicht van de kunststof gasaansteker bedraagt 40,5 gram. Het produkt heeft een kostprijs van fl.7,95- Stel een aantal eisen op, waaraan deze gasaansteker dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn, kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.



.....

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 9 : Balkonbloembakhaken**

Bij het produceren van deze balkonbloembakhaken gaat men uit van een serie van 100000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de haken te vervaardigen is spuitgieten. Het produkt heeft een kostprijs van fl.4,95-  
Stel een aantal eisen op, waaraan deze haken dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn , kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 10: Fiets achterlicht.**

Bij het produceren van dit fiets achterlicht gaat men uit van een serie van 30.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om het achterlicht te vervaardigen is spuitgieten. Het gewicht van het kunststof achterlicht bedraagt 61,5 gram. Het produkt heeft een kostprijs van fl.4,95-  
Stel een aantal eisen op, waaraan dit achterlicht dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn, kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 11 : Behuizing v.e haardroger.**

Bij het produceren van deze behuizing gaat men uit van een serie van 100000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de behuizing te vervaardigen is spuitgieten. Het produkt heeft een kostprijs van fl.30,-  
Stel een aantal eisen op, waaraan deze behuizing dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.

.....

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Produkt 12 : Moduul box.**

Bij het produceren van deze moduul box gaat men uit van een serie van 80.000 stuks. De fabricage methode die men gaat toepassen om de box te vervaardigen is spuitgieten. Het gewicht van het kunststof box bedraagt 100 gram. Het produkt heeft een kostprijs van fl.2,95-.

Stel een aantal eisen op, waaraan deze box dient te voldoen en probeer de eisen in te vullen in "Plastic Expert". De eisen die niet in het pakket in te voeren zijn, kunnen b.v in het diktaat kunststoffen (iobo 5) worden opgezocht.

**Mogelijke antwoorden :**

.....  
.....  
.....  
.....

**Opgave 2:**

Tijdens de ontwerpfase van een kunststof produkt volgt uit de eisenlijst, waaraan dit produkt moet voldoen, dat het produkt transparant moet worden uitgevoerd.

Gevraagd:

- a) Wat is het kenmerkende verschil tussen een kunststof met een amorfe-en een kristallijne structuur?

.....  
.....  
.....  
.....

- b) Wat is echter te zeggen over de structuur van deze kunststof, die men moet kiezen?.

.....  
.....  
.....  
.....

**Opgave 3:**

- a) Als men een kunststof produkt wil lakken, geeft men dan aan een bepaald kunststof structuur de voorkeur en waarom?

.....  
.....

.....

**Opgave 4:**

Het toepassen van diverse kunststof in produkten is gebaseerd op redenen die variëren van kwantitatieve tot kwalitatieve eisen.

- a) Wat kunnen de redenen zijn, om de behuizing van een telefoontoestel niet van ABS, maar van PP te vervaardigen?

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

- b) Noem drie à vier redenen waarom men een kunststof koffie-filter van PC wilt maken?

.....  
.....  
.....  
.....

- c) Geef enkele redenen waarom LEGO-blokjes van ABS zijn gemaakt?

.....  
.....  
.....  
.....

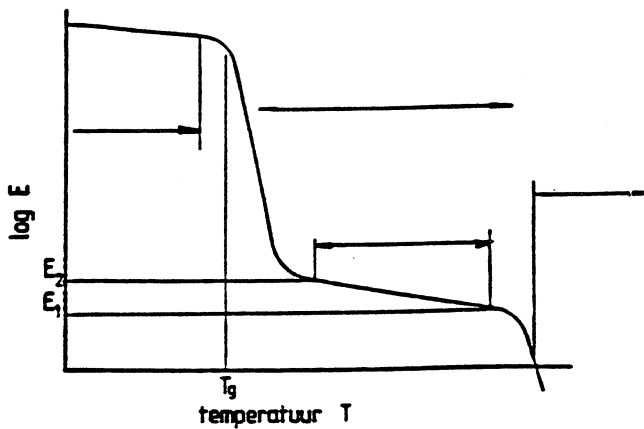
- d) Geef enkele redenen waarom een hockey-stick nooit van PS gemaakt moet worden?

.....  
.....  
.....  
.....  
.....

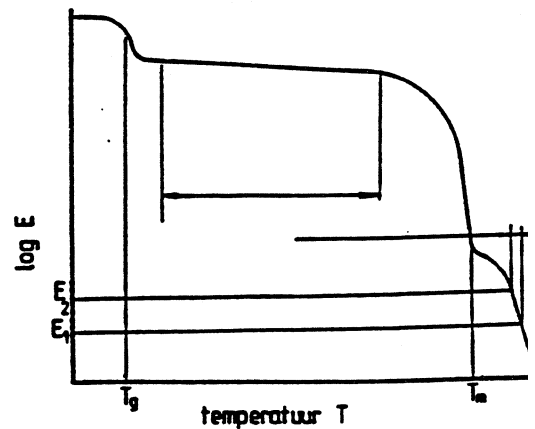
**Opgave 5:**

Bij het bewerken van kunststoffen is het verschil tussen thermoplasten en thermoharders van belang. Zelfs het verschil tussen amorf en (deel)-kristallijn thermoplasten kan van belang zijn. Amorfe kunststoffen bezitten een glasovergangstemperatuur  $T_g$  boven de kamertemperatuur. Beneden  $T_g$  is het materiaal hard, daarboven wordt het materiaal rubberelastisch tot  $T_m$  waarbij het materiaal plastisch of vloeibaar is (zie figuur 1).

Sommige deeltkristallijne kunststoffen zoals PP, PE, en POM hebben een  $T_g$  beneden kamertemperatuur. Het rubberelastisch gebied strekt zich van kamertemperatuur uit tot aan de smelt van de kristallen (zie figuur 2). Andere deeltkristallijne materialen zoals PA en PETP hebben een glasovergangstemperatuur  $T_g$  die boven kamertemperatuur ligt.



*Figuur 1 : Amorfe kunststof*



*Figuur 2 : Deeltkristallijne kunststof*

- a) Geef in de figuren 1 en 2 aan, in welk gedeelte van de grafiek de volgende vervaardigingstechnieken kunnen worden toegepast:
  - \* thermovormen
  - \* spuitgieten
  - \* extruderen
- b) Schets in de figuren 1 en 2 duidelijk het gebruiksgebied van de thermoplastische kunststoffen?
- c) Zijn de technieken zoals vermeld in vraag a, ook toepasbaar bij het vervormen van thermoharders? Motiveer uw antwoord.
- d) Benoem de gebieden in de bovenstaande figuren 1 en 2, staan aangegeven?  
( glas, rubber, vloeï)

Opgave 6:

Bij gebrek aan kruipkrommen mogen de volgende verminderingfactoren worden gebruikt:

Invloed van temperatuur en tijd op de elasticiteitsmodulus

De invloed van gebruikstijd op de elasticiteitsmodulus is op de volgende wijze te schatten:

$E_t = y_t \cdot E_0$  ..... formule 1

Betekenis van de letters:

$E_t$  is de elasticiteitsmodulus na t bedrijfsuren.

$y_t$  is de faktor van gebruikstijd, waarin t het aantal uren aangeeft.

$E_0$  is de elasticiteitsmodulus bij een temperatuur van 20°C.

Voor  $y_t$  gelden onderstaande waarden:

Thermoplasten	Thermoharders
$y_{10^2} = 0,60$	$y_{10^3} = 0,78$
$y_{10^3} = 0,50$	$y_{10^4} = 0,65$
$y_{10^4} = 0,40$	$y_{10^5} = 0,55$
$y_{10^5} = 0,35$	

De invloed van temperatuur op de elasticiteitsmodulus bepaalt men als volgt:

$E_T = \delta_T \cdot E_0$  ..... formule 2.

Betekenis van de letters:

$E_T$  is de elasticiteitsmodulus bij temperaturen  $\geq 20^\circ\text{C}$ .

$\delta_T$  is een faktor in verband met temperatuur, waarin T de temperaturen aangeeft.

De waarden van  $\delta_T$  volgen uit de grafiek voor thermoplasten en thermoharders (zie bijlage 1).

De invloed van tijd en temperatuur tesamen op de elasticiteitsmodulus schat men als volgt:

$E = y_t \cdot \delta_T \cdot E_0$  ..... formule 3.

De toelaatbare rekken indien de tijd  $\geq 10^4$  h. :

\* voor amorfe thermoplasten

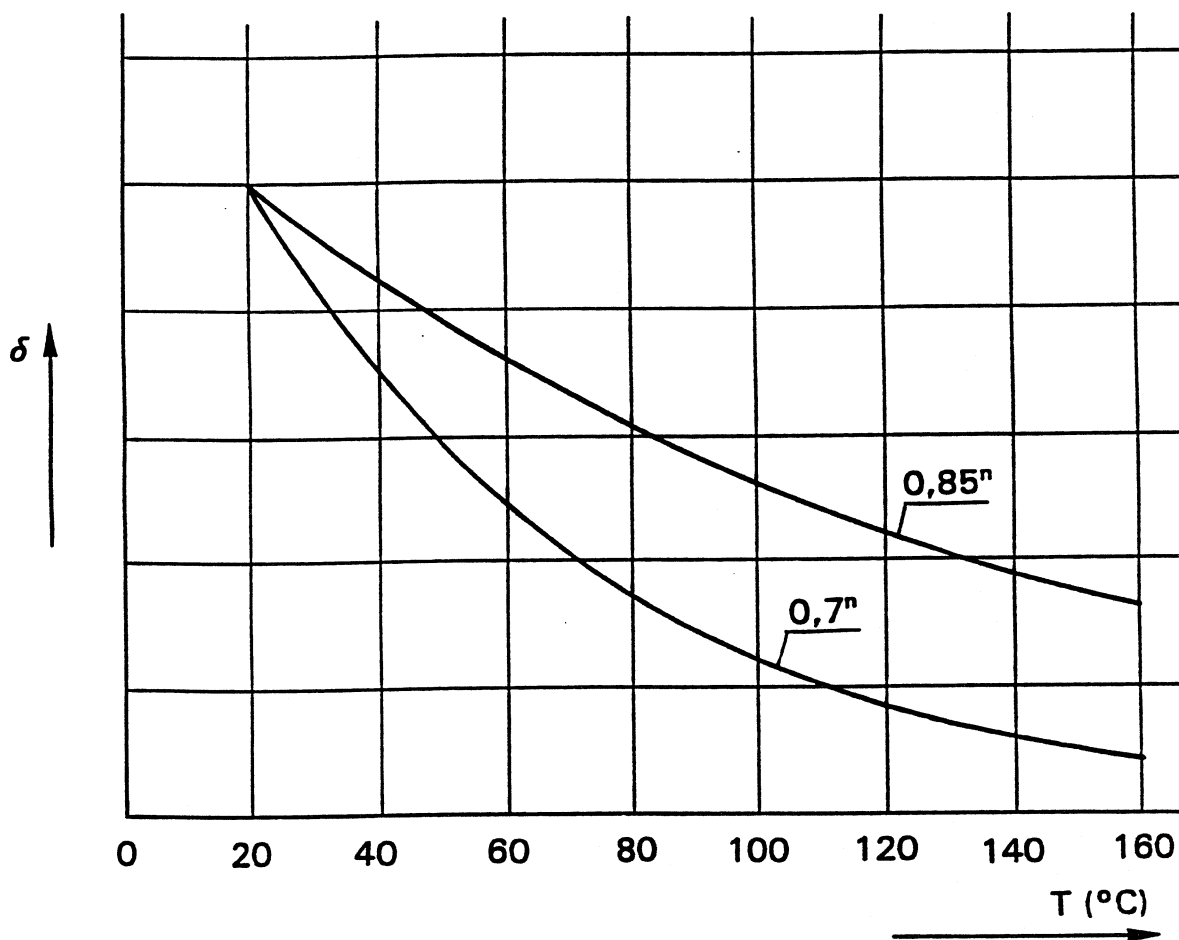
\* voor deeltkristallijne thermoplasten

\* voor glasvezel gevulde (amorfe + deeltkristallijne thermoharders)

$\epsilon_{\max} = 0,8\%$   
 $\epsilon_{\max} = 2\%$   
 $\epsilon_{\max} = 0,3\%$

Bijlage 1

Grafiek t.b.v.  $\delta_T$  voor thermoplasten en thermoharders



$\delta$  voor thermoharders =  $0,85^n$

$\delta$  voor thermoplasten =  $0,7^n$

voor de exponent "n" gelden de volgende waarden:

$n_{20^\circ\text{C}} = 0$

$n_{40^\circ\text{C}} = 1$

$n_{60^\circ\text{C}} = 2$

$n_{80^\circ\text{C}} = 3$

$n_{100^\circ\text{C}} = 4$

$n_{120^\circ\text{C}} = 5$

$n_{140^\circ\text{C}} = 6$

$n_{160^\circ\text{C}} = 7$

---

**Opdracht:**

Gegeven:      Elasticiteitsmodulus       $E = \dots \text{N/mm}^2$   
                 Belasting tijdsduur       $t = \dots \text{uren}$   
                 Gebruikstemperatuur       $T = \dots \text{°C}$

Gevraagd:      Bereken de elasticiteitsmodulus bij bovenstaande belastingsduur  
                 en gebruikstemperatuur?





.....

**Praktikum Verbindingen Kunststoffen**

**IDE 240 : Konstruktieleer 2 - Deel : Verbindingen Kunststoffen.**

1. Huiswerkopgave
2. Doel van de praktikum oefening.
3. Praktikum opgaven.

Opgave 1 - De snoerschakelaar

Opgave 2 - De videocassette

Opgave 3 - Kap ontluichtingskanaal

Opgave 4 - Het badhanddoekenrek

Opgave 5 - De gieter

Opgave 6 - Huis v/e motor zaag

Opgave 7 - De powerbreaker

Opgave 8 - Berekening van een klikvinger

Opgave 9 - Berekening v/e ringsnapverbinding

Opgave 10- Berekening van een torsie klikverbinding

Opgave 11- Berekening van een filmscharnier

.....

**1. Huiswerkopgave:**

Lees aandachtig het hoofdstuk “Verbindingen Kunststoffen “ in het collegedikt door, alvorens u de volgende huiswerkopgave gaat uitvoeren.

- 1) Wat kunnen de redenen zijn om bij een schroefverbinding een draadvormend of een draadsnijdende schroef toe te passen?
- 2) Waarvan is de sluitkracht van een torsiesnap afhankelijk?
- 3) Waarvan is de sluitkracht van een klikvinger afhankelijk?
- 4) Op welke wijze zijn thermoharders te lassen?

.....

## 2. Doel van de oefening.

De verbindingstechnieken vormen binnen de kunststofindustrie een zeer belangrijk onderdeel. De meeste kunststof produkten bestaan uit meerdere delen of onderdelen, die m.b.v een verbindingstechniek aan elkaar worden bevestigd. De verscheidenheid van deze verbindingstechnieken zijn in de inleidende tekst weergegeven.

Tijdens dit praktikum worden een aantal van deze verbindingstechnieken die toegepast zijn in kunststof produkten kritisch bekeken. Een aantal produkten waarin diverse verbindingstechnieken voorkomen dienen a.d.h.v een vragenlijst kritisch te worden bekeken. Aan het eind van de ochtend of middag worden de antwoorden t.a.v. deze vragenlijst zonodig behandeld.

Als huiswerk is het noodzakelijk om de tekst door te lezen. In de handleiding zijn ook een aantal vragen opgenomen die thuis kunnen worden beantwoord.

### Programma:

ochtend	/	middag	
8.45	/	13.45	Inleiding
8.55	/	13.55	Aanvang van de oefening
10.30	/	15.00	Koffie- of theepauze
11.30	/	16.30	Bespreking van de antwoorden
12.00	/	17.00	Einde van de oefening.

3      **Praktikum opgaven :**

**Opgave 1: De Snoerschakelaar.**

In figuur 1 zijn een bovenaanzicht en twee dwarsdoorsneden van de uitgereikte snoerschakelaar weergegeven. In de dwarsdoorsneden is duidelijk te zien dat er aantal details ontbreken.

Probeer nu **zonder** de snoerschakelaar **te openen** de onderstaande vragen te beantwoorden.

a)      Welke kunststof produktietechniek is toegepast om de boven-en onderzijde van de snoerschakelaar te vervaardigen?

.....  
.....

b)      Waaraan is dit te zien en geef dit duidelijk aan in figuur 1?

.....  
.....

De tuimelaar ziet eruit zoals is aangegeven in figuur 2. De bevestiging van de tuimelaar aan de behuizing van de snoerschakelaar ontbreekt.

c)      Welke van de vier in figuur 2 weergegeven mogelijkheden "A t/m D, is geschikste voor deze bevestiging, rekening houdend met de krachten die opgevangen moeten worden, het fabricageproces en de vervormingen die hierbij op kunnen treden, montage etc. (voor een goede werking van de schakelaar is het absoluut noodzakelijk dat de tuimelaar precies op zijn plaats blijft zitten).

	wel	niet	waarom deze keuze?
A			
B			
C			
D			

d)      Schets in de figuur 1 het werkingsprincipe van de snoerschakelaar?

In de doorsneden van figuur 1 ontbreekt de schroefverbinding die de onder-en bovenzijde van de snoerschakelaar aan elkaar verbind.

e)      Schets a.d.v. de gegevens zoals vermeld in tabel 1 zelf een schroefverbinding en geef in de schets ook duidelijk aan waar de sluitkrachten op afsteunen? (de diameter van de schroef is 3,0 mm).

.....  
.....

.....

De schroefverbinding zit ver uit het centrum van de schakelaar en toch is de schakelaar rondom stevig gesloten.

- f) Schets in de doorsneden de extra voorziening die de ontwerper van de schakelaar heeft toegepast om dit te bereiken?
- g) Wat zijn de gevolgen van deze extra voorziening voor de spuitgietmatrijs van de schakelaar?

.....  
.....

- h) Wat kan de reden zijn dat de ontwerper hier gekozen heeft, voor één schroefverbinding?

.....  
.....

Verwijder "nu" de schroef en demonteer de snoerschakelaar.

- i) Is deze schroefverbinding voorzien van een draadvormende-of een draadsnijdende schroef?

.....  
.....

- j) Wat kunnen de redenen zijn om bij een schroefverbinding een draadvormende-of een draadsnijdende schroef toe te passen?

.....  
.....

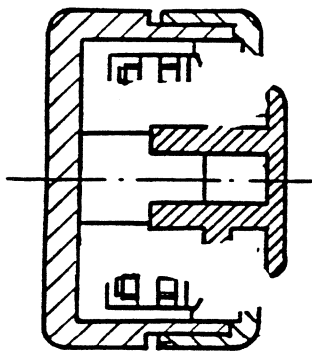
- k) Waarom is één van de nokken voorzien van een zogenaamde "put"?

- \* Om een overmatige kruip van de kontranok (dus, waar de zelftapper ingedraaid wordt) tegen te gaan.
- \* Om eventuele dwarskrachten op de verbinding op te vangen.
- \* Om een snelle en blijvende positionering van de beide helften t.o.v. elkaar waarborgen tijdens het monteren.
- \* Hierdoor hoeft de andere nok niet korter gemaakt te worden, waardoor matrijskosten worden bespaard.

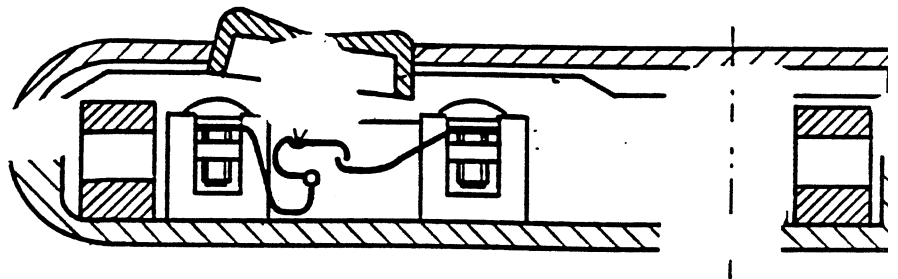
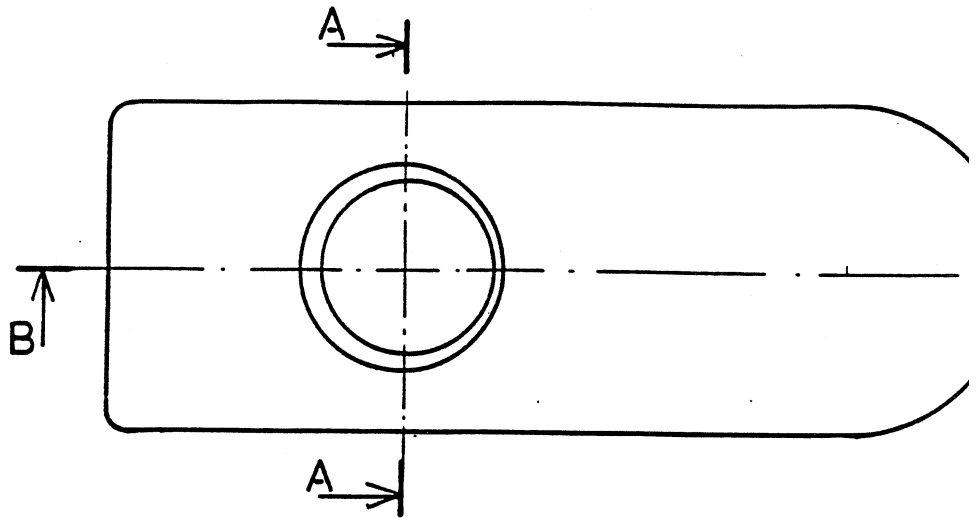
Het snoer waaraan de snoerschakelaar wordt gemonteerd, is aan beide zijden van de schakelaar m.b.v. een wit klemmetje ingeklemd (volgens C.E.E. voorschriften).

- l) Met behulp van welke bevestigingstechniek zijn deze klemmetjes en de metalen strips met het schakelaarhuis verbonden?

.....  
.....

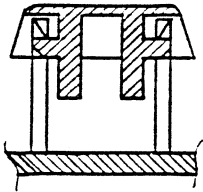
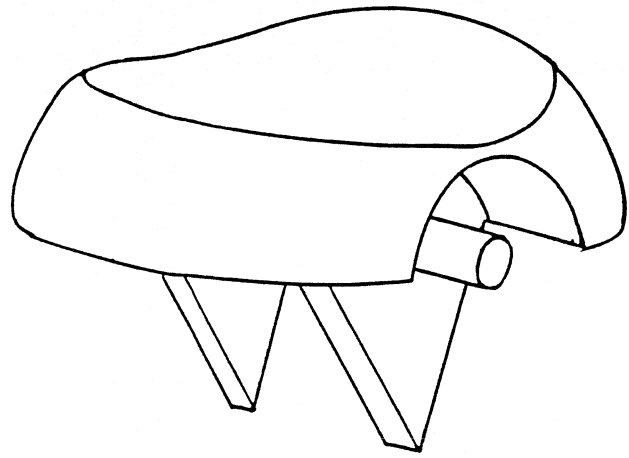


doorsnede A-A

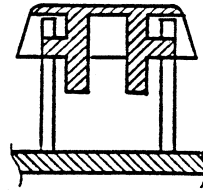
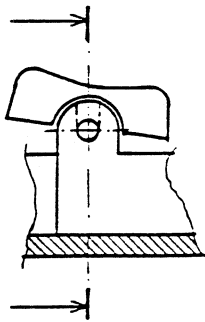


doorsnede B-B

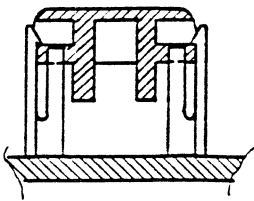
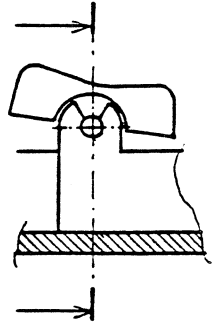
*Figuur 1: De Snoerschakelaar.*



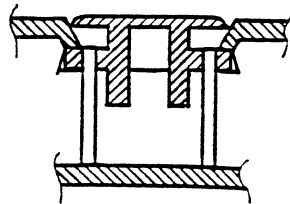
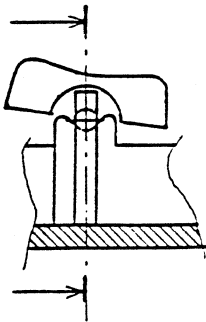
mogelijkheid A



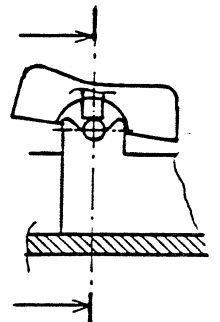
mogelijkheid B



mogelijkheid C



mogelijkheid D



*Figuur 2 : De Tuimelaar.*

Als algemene richtlijn voor de dimensionering van meegevormde ogen in kunststof produkten geldt:

$$\begin{aligned} D_n &= 2 \text{ tot } 2,5 d_s \\ d_n &= 0,8 d_s \\ L &= 2 \text{ tot } 2,5 D_s \\ l &= 1,3 d_s \end{aligned}$$

$D_n$  = buitendiameter van de nok.  
 $d_s$  = buitendiameter van de schroef.  
 $d_n$  = diameter van het gat in de nok.  
 $L$  = lengte van de nok.  
 $l$  = minimale inschroeflengte.

Opgelet:

Dit zijn zeer algemene richtlijnen, omdat de juiste dimensionering afhankelijk is van het soort kunststof die men wil toepassen.

*Tabel 1*



**Opgave 2: De Videocassette.**

De videocassette is gemaakt van Polystyreen volgens het spuitgietproces (figuur 3). Om de cassette te demonteren kan men het best als volgt te werk gaan:

- \* verwijder eerst de middelste schroef en vervolgens de overige vier schroeven.
- \* draai de cassette in zijn geheel om, zodat de kant waar de schroeven zaten op tafel komt te liggen.
- \* neem tenslotte de beide helften van elkaar.

De videocassette is afgekeurd, d.w.z. dat deze videocassette om de één of andere reden niet niet geschikt is voor het doel waarvoor ze zijn gemaakt.

- a) Probeer een aantal redenen te vinden, waardoor deze band is afgekeurd, door na te gaan wat hun functie is en of ze deze ook inderdaad (kunnen) vervullen.  
(p.s: niet alle videocassettes zijn om dezelfde reden afgekeurd).
- b) Hieronder staat een opsomming van een aantal kunststofverbindingstechnieken. Kruis aan welke van deze technieken zijn toegepast in de videocassette (een omschrijving van de genoemde verbindingstechnieken is te vinden in de aanvullende informatie).

**Schroefdraadverbinding.**

- draadvormend
- draadsnijdend

**Klikverbinding**

- klikvinger
- torsiesnap
- ringvormig

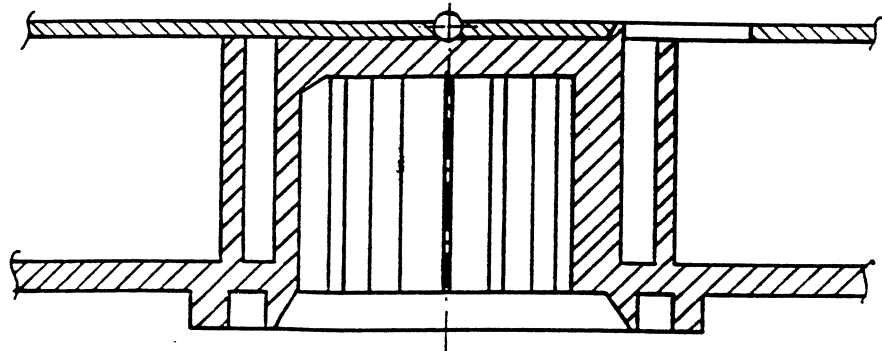
**Lasverbindingen**

- ultrasoon ( klinklas)
- heetelement ( klinklas)
- vibratielas
- wrijvingslas

**Overige**

- lijmverbinding
- persverbinding

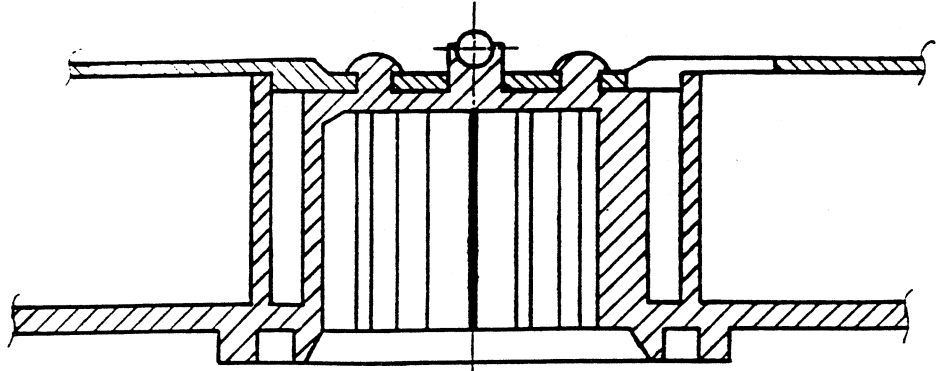
De spoel bestaat uit twee delen. Het witte deel is van slagvast PS en het transparante deel is van normaal PS gemaakt. De verbinding van deze twee delen is in doorsnede van fig.4.



*Figuur 4 : Spoel.*

- c) Hoe is deze verbinding tot stand gekomen?  
 .....  
 .....
- d) Waarvoor dient het rode bolletje aan de bovenzijde van spoel?  
 .....  
 .....

In de wat oudere cassettes waren de twee delen met elkaar verbonden d.m.v. een zogenaamde "klinklas". (figuur 5)



Figuur 5 : Klinklas.

- e) Waarom zou men dit veranderd hebben?  
 .....  
 .....
- De band (tape) is aan de spoel bevestigd d.m.v. een klikverbinding.
- f) Is deze klikverbinding wel-of niet losneembaar?  
 .....
- g) Is het "doorkijkraampje" aan het cassettehuis gelast of gelijmd?  
 .....  
 .....  
 Als het gelijmd is, waarom is het dan niet gelast?  
 .....  
 .....  
 Als het gelast is, waarom is het dan niet gelijmd?  
 .....
- h) Wanneer past men in het algemeen lassen toe in plaats van lijmen?  
 .....  
 .....

.....

Het blokkeer systeem van de spoelen (onderdeel A) bestaat uit een rood en een wit palletje.

i) Waarom heeft men dit zo gedaan?

.....  
.....

Onderdeel B (figuur 3) is vergelijkbaar met een torsiesnap.

j) Wat is het essentiële verschil tussen deze twee?

.....  
.....

k) Waarvan is de sluitkracht van een torsiesnap afhankelijk?

.....  
.....

Waarvan is de sluitkracht van een klikvinger afhankelijk?

.....  
.....

Had men een torsiesnap op deze plaats kunnen toepassen?

.....  
.....

Verwijder nu de beschermkap (onderdeel c) van het cassettehuis.

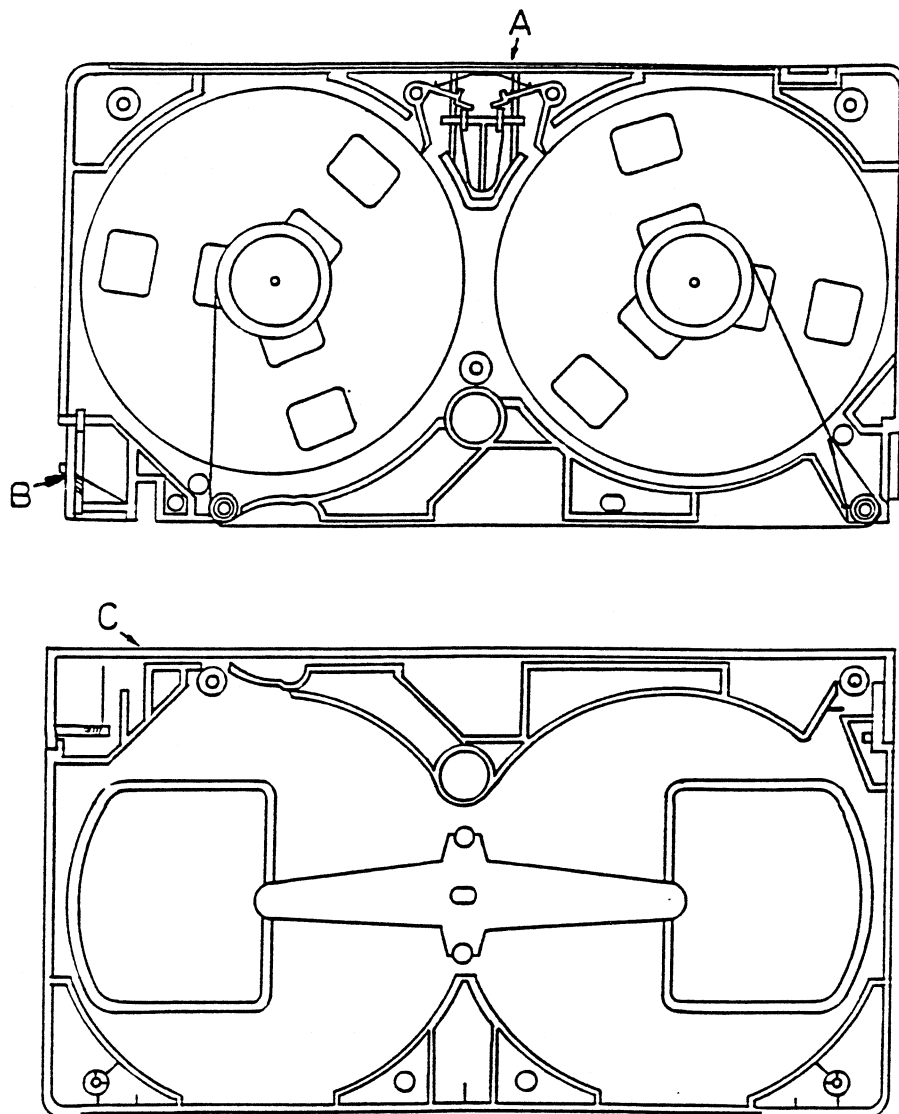
l) Welke "truuk" heeft men hier toegepast om de montage van deze klep ondanks de torsie veer toch eenvoudig te maken?

.....  
.....

m) Hoe is de verbinding tussen de bladveer en het cassettehuis tot stand gekomen?

.....  
.....

Zet nu de cassette weer in elkaar. Bij het monteren van de cassette is goed te zien dat er veel onderdelen verbonden cq. op de plaats worden gehouden, doordat ze ingeklemd worden tussen de beide helften van het cassettehuis.



*Figuur 3 : De Videocassette.*

**Opgave 3: Kap voor een ontfluchtungskanaal.**

Dit produkt bestaat uit een stuk pijp waaraan drie onderdelen gelast zijn, nl; een kap, een stormkraag en een fixeerring.

- a) Hoe is de kap op de pijp gelast?

.....

- .....
- b) Welke gevolgen heeft dit gehad voor het uiterlijk van het produkt en waarom?  
.....  
.....
  - c) Hoe zijn de stormkraag en de fixeerring aan de pijp gelast?  
.....  
.....
  - d) Welke van de twee hier toegepaste lasmethoden is het snelst en welke is het goedkoopst?  
.....  
.....
  - e) Ontwerp een soortgelijk produkt dat dezelfde functies heeft (pijp, kap, stormkraag en fixeerring) heeft, maar goedkoper kan worden (denk hierbij; aan minder onderdelen en goedkopere (las)verbindingstechnieken). Ga uit van een behoorlijke seriegrootte en maak een schets van de doorsnede?

**Opgave 4: Het Badhanddoekenrek.**

- a) Hoe zijn de twee steunen aan de pijp gelast?  
.....  
.....
- b) Geef schematisch aan, de manier waarop de twee steunen op de pijp worden gelast en bedenk daarbij dat deze twee steunen in het eindprodukt allebei dezelfde positie in moeten nemen t.o.v. de pijp.

**Opgave 5: De Gieter.**

In eerste instantie werd de bodem d.m.v. rotatielassen aan de gieter bevestigd. Doordat deze verbinding niet altijd waterdicht was, moest men de lasnaad zgn. "nagespoelen" met tri (oplosmiddel). Men past nu een lasmethode toe, die meestal wel waterdicht is.

- a) Welke lasmethode heeft men nu toegepast?  
.....  
.....
- b) Hoe wordt de gieter hierbij ondersteund, zodat men voldoende druk kan uitoefenen, om de las tot stand te laten komen zonder de gieter te beschadigen?  
.....  
.....

**Opgave 6: Huis van een Motorzaag.**

- a) Hoe heeft men de beide delen aan elkaar gelast?  
.....  
.....

- .....
- b) Wat heeft dit voor gevolgen gehad, voor het uiterlijk van het produkt?  
.....  
.....
  - c) Welke konstruktieve maatregel had men kunnen nemen, om ervoor te zorgen, dat men geen nabewerking hoeft uit te voeren?  
.....  
.....
- Geef dit aan d.m.v. een schets van de dwarsdoorsnede van de lasnaad?  
.....  
.....

**Opgave 7: De PowerBreaker.**

De powerbreaker wordt in engeland veel toegepast om gegoten stekers van huishoudelijke apparaten veilig te kunnen toepassen. Probeer door de powerbreaker kritisch te bekijken, onderstaande opgaven te beantwoorden;

- a) Welke bevestigingen herken je?  
.....  
.....
- b) Waarom maakt men bij deze powerbreaker voor de bevestiging van de beide behuizingsdelen na het inbrengen van een steker gebruik van zgn. toer schroef?  
.....  
.....
- c) Hoe is het mogelijk om toch deze 1-toer schroef te verwijderen als men powerbreaker wil demonteren?  
.....  
.....
- d) Heeft men een draadsnijdend-of een draadvormende schroef toegepast op de beide behuizingsdelen aan elkaar te bevestigen?  
.....  
.....

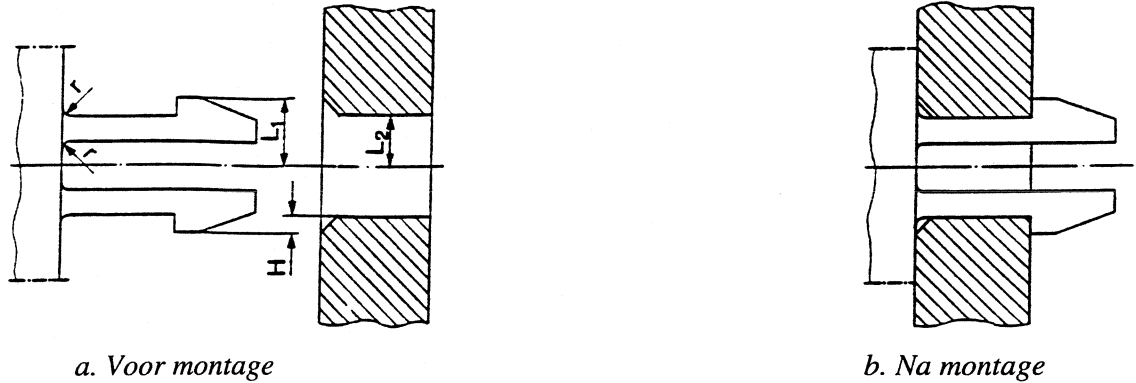
**Opgave 8 t/m 11:**

In dit praktikumdeel worden sommen uitgevoerd op het gebied van klikverbindingen en tolerantie. Klikverbindingen (Schnappverbindungen in het duits en Snap-fits in het engels) zijn een eenvoudige en goedkope manier om een verbinding in een produkt tot stand te brengen. Tijdens dit praktikum worden alleen klikverbindingen berekend in kunststof produkten.

Om de opgaven 8 t/m 11 te kunnen uitvoeren volgt een korte inleiding m.b.t. het berekenen van verschillende klikverbindingen, de benodigde formules worden tijdens het praktikum door de praktikum begeleiders gegeven.

Het principe van klikverbindingen berust op het onder belasting doorbuigen van een verend element met een haakvorm, die wanneer deze naar de juiste positie bewogen is, in een ondersnijding (een kontravorm) grijpt. (zie figuur 1)

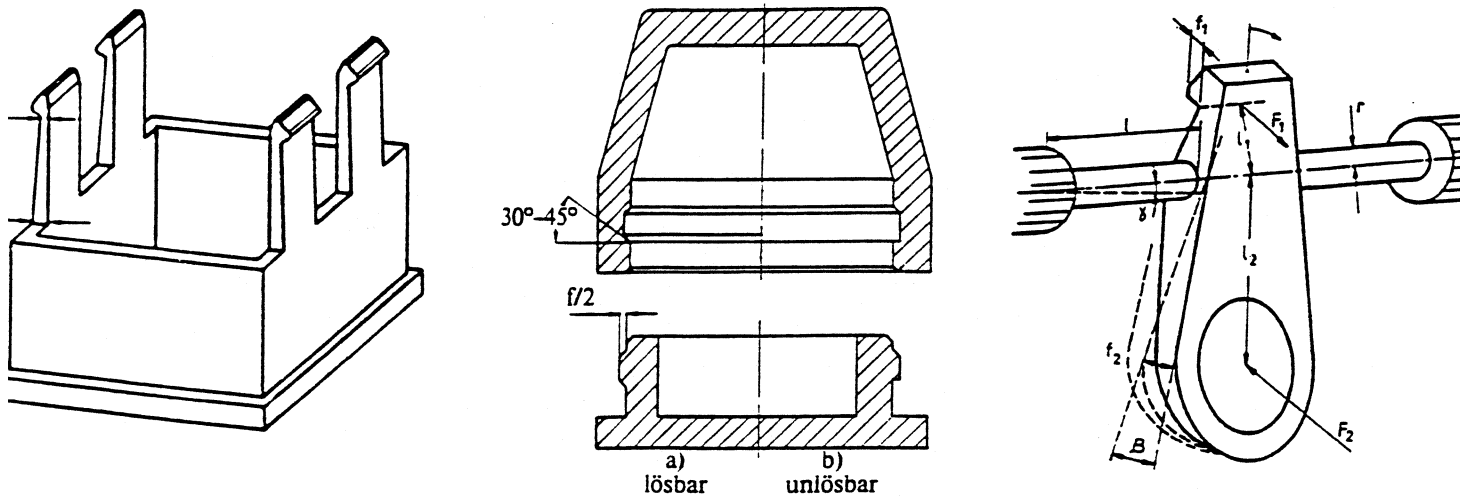
Wanneer klikverbindingen worden toegepast, wordt duidelijk aan de hand van onderstaande voor-en nadelen van deze verbindingmethode:



*Figuur 1 : Eenvoudige klikverbinding*

Klikverbindingen worden meestal ingedeeld in drie kategorieën :

- één of meer verende haken (voornamelijk belast op buiging)-zie figuur 2a
- ringsnapverbindingen (radiaal en gelijkmatig belast)-zie figuur 2b
- torsieklikverbindingen (op torsie belast)-zie figuur 2c



*a)verende haken      b)gesloten-of open ringsnap c)torsieklikvinger*

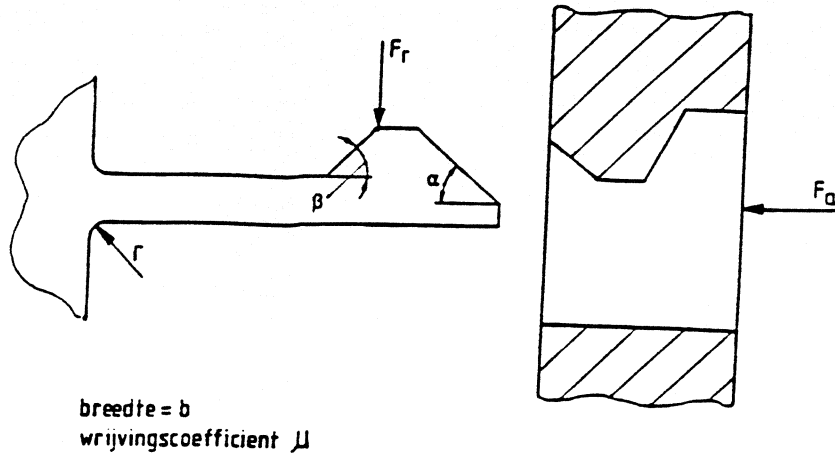
*Figuur 2 : Klikverbindingen.*

Voordelen	Nadelen
1) snelle montage, ook mechanisatie van montage mogelijk	1)geringe maatafwijkingen hebben grote gevolgen voor de optredende krachten en de stijfheid van de verbinding
2)mogelijkheid tot intergratie in het produkt (hierdoor minder onderdelen)	2)maximale sterkte van de verbinding is beperkt
3)geen of geringe spanning in het materiaal, nadat de verbinding tot stand is gekomen	
4)bij juiste dimensionering eenvoudige demontage, ook meerdere keren	
5)geringe kracht nodig voor montage	
6)montagekracht kan vele malen kleiner zijn, dan de kracht nodig voor demontage	
7)bestand tegen trillingen	
8)zeer geschikt voor serie-en massafabrikage	

*Tabel 1 : Voor-en Nadelen van klikverbindingen.*

De eenvoudigste vorm van een klikverbinding is de klikvinger. De klikvinger wordt tijdens het productieproces (spuitgieten) van het kunststof produkt mee gespuutgiet. Tijdens het monteren wordt de klikvinger behoorlijk belast. De betrouwbare werking hangt af van de juiste vormgeving. Bij het berekenen van klikverbindingen zijn elasticiteitsmodulus  $E$  en de grootte van de vervorming, ofwel de rek, van groot belang. Bij klikverbindingen is de montagetijd of de sluitijd zeer kort, hierdoor hoeft men bij het monteren geen rekening te houden met de "kruip" (= het vervormen van een produkt in de tijd onder spanningsbelasting) van het materiaal. De aangegeven afrondingen en hoeken zijn van groot belang voor het juist functioneren van de klikvinger. De afrondingsstraal  $r$  (figuur 3) is van invloed op de optredende spanning bij montage in de meest kritische doorsnede, dit wordt uitgedrukt in de spanningsconcentratiefactor  $k$ . De hoeken  $\alpha$  en  $\beta$  beïnvloeden resp. de voegkracht (montagekracht) en de uittrekracht (demontagekracht).



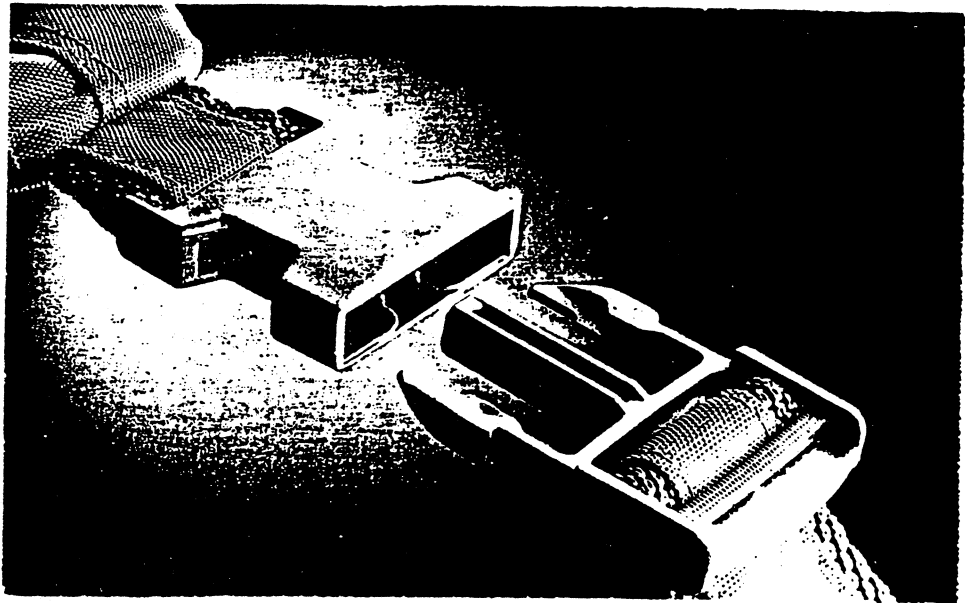


*Figuur 3 : Benaming van een klikvinger*

**Opgave 8 : Berekening van een klikvinger.**

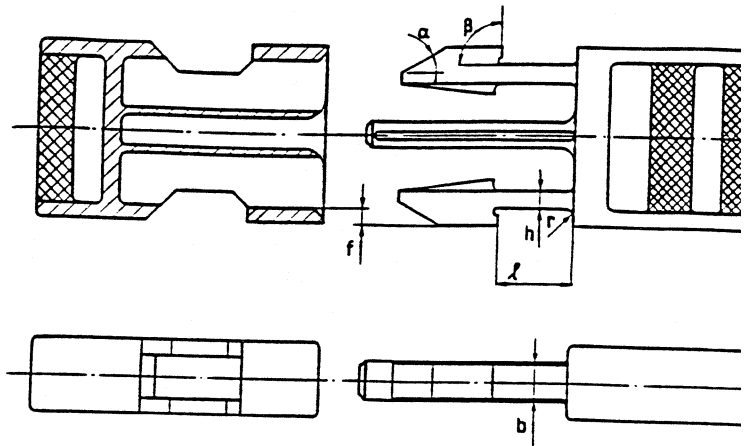
Een kunststof "gesp" die toegepast wordt voor het vastklikken van riemen van rugtassen bestaat uit twee kunststof delen, zoals in figuur 4. De volgende gegevens van deze klikverbinding zijn bekend:

- de lengte van de klikvinger  $L$  = 25 mm
- de breedte van de snaprand  $f$  = 1 mm
- breedte  $b$  = 3 mm
- materiaal POM,  $\epsilon_{\max}$  = 5 %
- wrijvingscoëfficiënt  $\mu$  = 0,25
- sluihoek  $\alpha$  = 40°

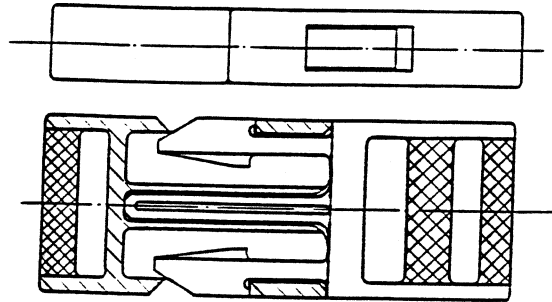


*Figuur 4 : Kunststof behuizing met klikvingers.*

Voor montage



na montage

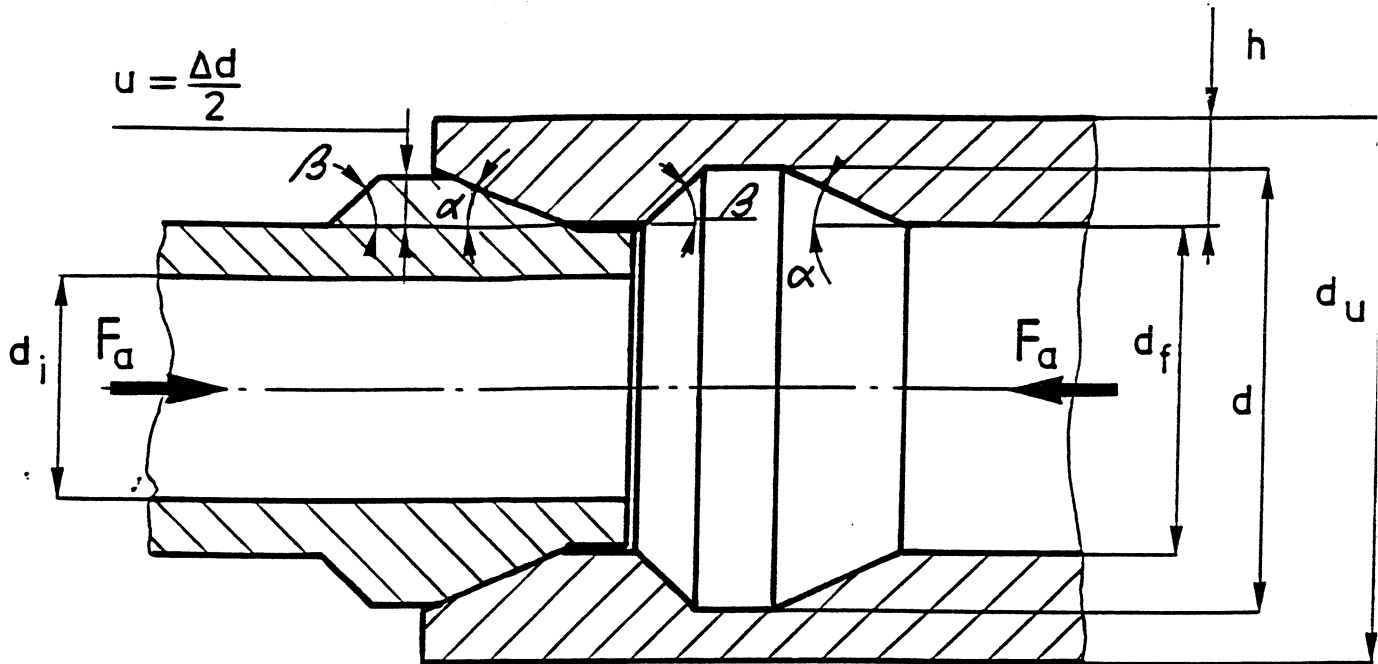


**Beantwoord onderstaande vragen met behulp van de kennis uit het collediktaat :**

- Bereken met bovenstaande gegevens de hoogte "h" van de toegepaste klikvinger?
- Wat concludeer je uit het antwoord van vraag "a" t.a.v. de hoogte "h" in verhouding tot de lengte van de klikvinger?
- Wat is te veranderen om de klikvinger toch redelijke afmetingen te geven?
- Bereken vervolgens de sluitkracht  $F_a$ ?
- Bereken de kracht  $F_r$  om de klikverbinding te kunnen demonteren (openen) en de daarbij optredende afschuifspanning?
- Bij welke waarde van de hoek  $\beta$  kan de berekende klikverbinding niet meer worden losgetrokken zonder de klikverbinding te beschadigen?
- Het berekende kunststof produkt gaan we nu wijzigen t.a.v. het gedeelte waar de klikhaak moet klikken, deze wordt nu uitgevoerd in staal, wat is nu *zonder berekening* te concluderen t.a.v. de antwoorden a, b en c?

**Opgave 9 : Berekening van een ringsnapverbinding (cilindrische klikverbinding)**

Het kunststof beschermdoosje waarin dia-en fotorolletjes worden verkocht is uitgevoerd met een ringsnap klikverbinding.(figuur 5)



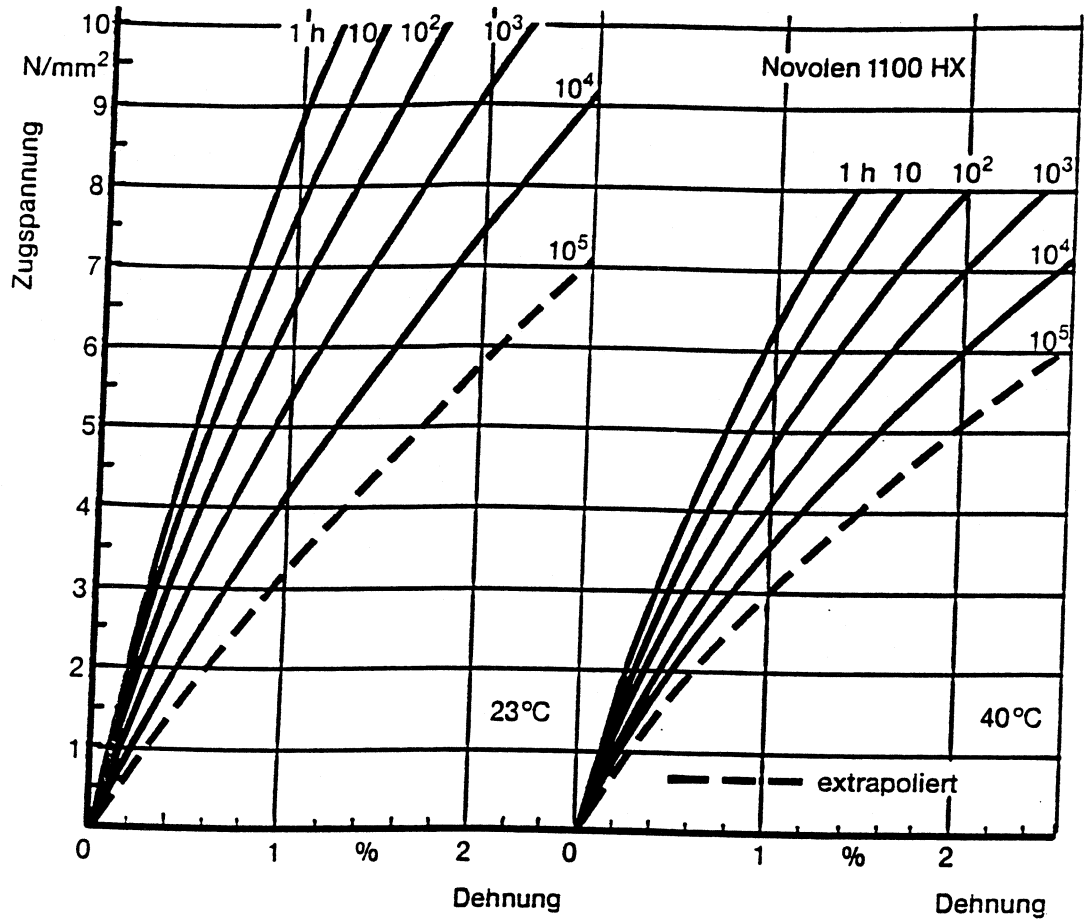
Figuur 5 : Cilindrische klikverbinding.

Gegevens :

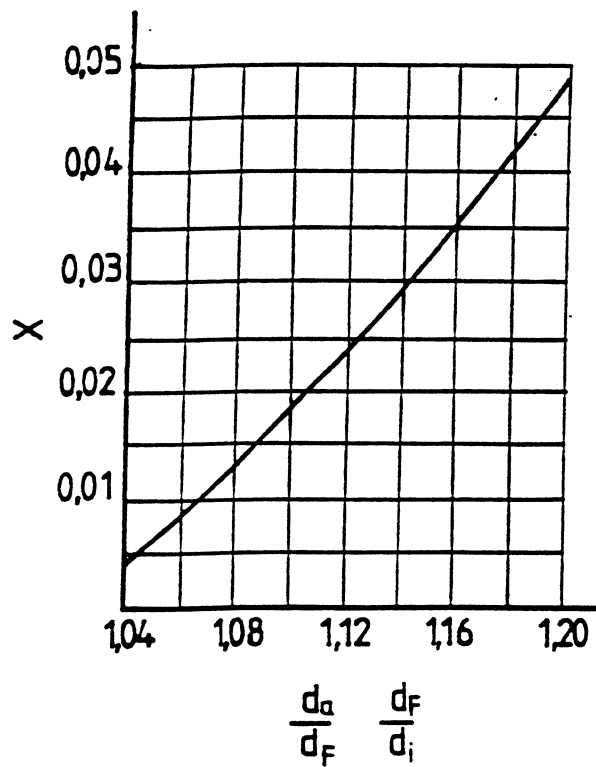
Materiaal deksel en huls	: PP
Uitwendige diameter	: $d_a = 34\text{mm}$
Inwendige diameter	: $d_f = 31\text{mm}$
Diameterverschil tussen deksel en huls	: $\Delta d = 0,35\text{mm}$
Sluithoek	: $\alpha = 15^\circ$
Demontagehoek	: $\beta = 45^\circ$
Wrijvingscoëfficiënt	: $\mu = 0,45$

Gevraagd:

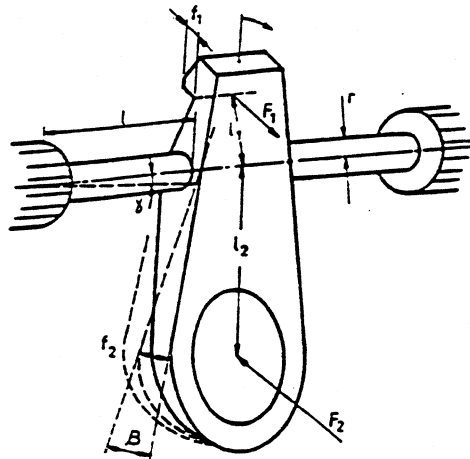
- Bereken de rek die optreedt in deze cilindrische klikverbinding?
- Bepaal de secund modulus m.b.v. figuur 6, van het toegepaste materiaal PP-type novolen 1100 HX van de fi.BASF ?
- Bepaal m.b.v. figuur 7 de verhouding  $d_a/d_f$  en de x-waarde?
- Bereken de kracht  $F_a$  om de verbinding te sluiten?
- Bereken de kracht  $F_a$  om de verbinding te openen?



Figuur 6 : Isochrone spanings-tek diagram van PP.



De torsiesnap is een verbinding die berust op het verplaatsen (de verdraaiing van het bevestigingsmechanisme) van een klikhaak, ofwel het torderen van een torsiestaaaf. Er wordt een kracht  $F_2$  uitgeoefend op de haak, die als stijf beschouwd wordt. Hierdoor wordt de torsiestaaaf belast op een moment. De verdraaiing van deze staaaf zorgt voor een verplaatsing van de haak, die bij het terugdraaien achter een kontradeel grijpt. Wanneer de torsiestaaaf niet geheel in zijn oude stand terug komt, blijft er een kracht  $F_1$  permanent op de verbinding werkzaam en blijft de torsiestaaaf onder belasting staan. Voor het openen van de verbinding wordt de torsiestaaaf weer in dezelfde richting belast en draait de haak weg van het kontradeel. (zie figuur 8)



Figuur 8 : Torsie klikverbinding.

### Opgave 10 : Berekening van een torsie klikverbinding.

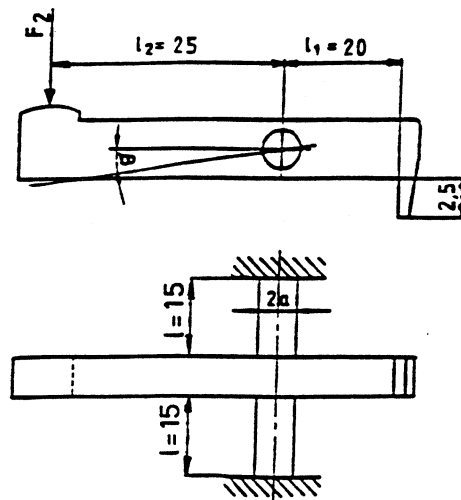
Een kunststof behuizing is voorzien van een symmetrisch erin bevestigde torsieklik zoals in figuur 9 is aangegeven. De inklemming van de torsiestaven kunnen we als oneindig stijf beschouwen.

Gegevens :

Materiaal torsieklik	: PC
Toegelaten rek	: $\epsilon = 4\%$
Elasticiteitsmodulus	: $E_s = 1300 \text{ N/mm}^2$
Snaphoogte	: $f = 2,5 \text{ mm}$
Dwarscontractiefactor	: $n = 0,35$
Lengte torsieas	: $l = 15 \text{ mm}$

Gevraagd:

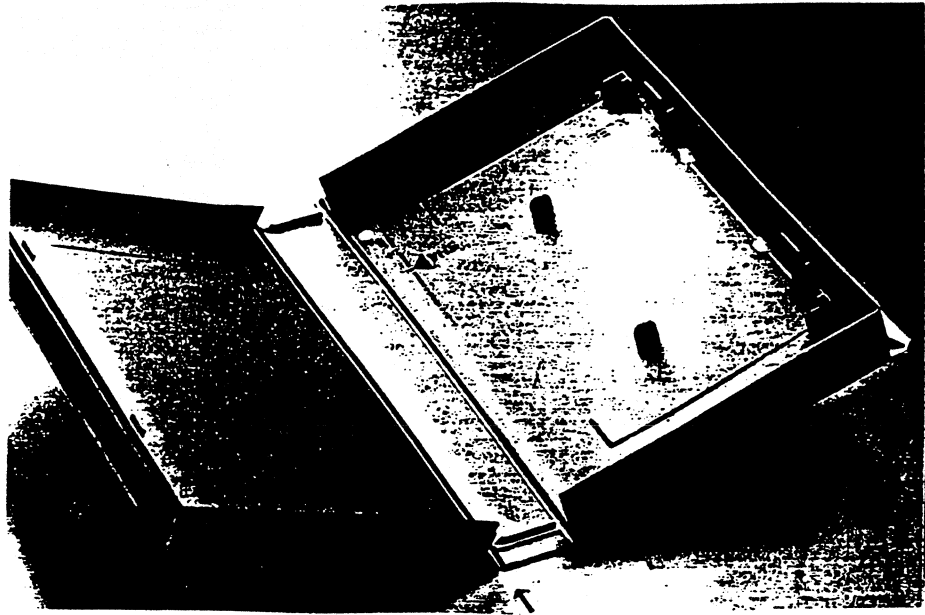
- a) Bereken de diameter van de torsieas?
- b) Bereken  $F_2$  om de verbinding te openen?
- c) Bereken  $F_2$  om de verbinding te sluiten?
- d) Bereken de diameter van de torsieas met een driehoeki doorsnede?



*Figuur 9 : Bemating van een torsie klikverbinding.*

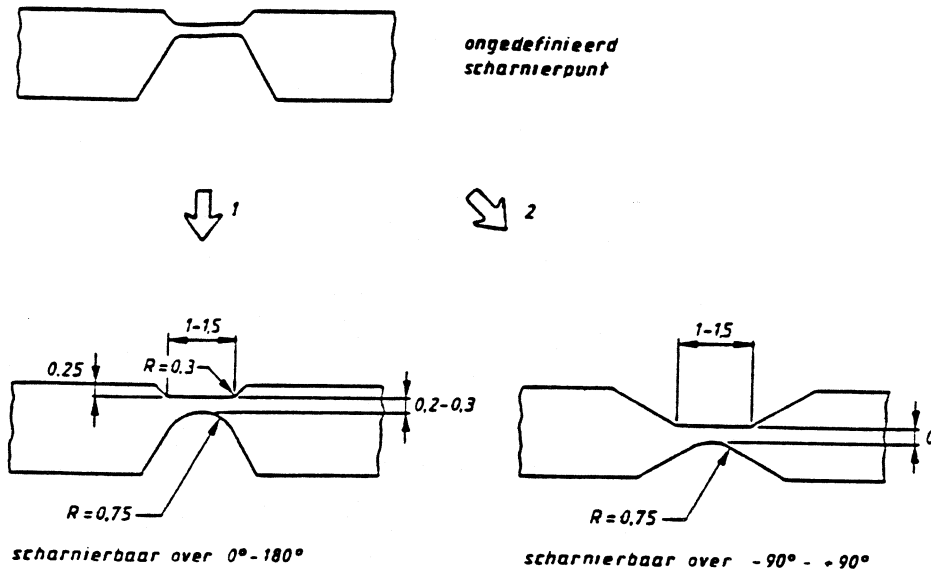
### **Filmscharnieren (integraal scharnieren).**

Dit soort scharnieren worden veelal toegepast in spuitgiet produkten.(figuur 10) Filmscharnieren worden door hun integratie in een spuitgietprodukt ook veel aangeduid met integraal scharnieren. De filmscharnieren worden naast het spuitgieten ook d.m.v. extrusieblazen en het extruderen(van kunststof profielen) vervaardigd. Polypropyleen-[PP] en Polyacetaal-[POM] zijn bijzonder goed toepasbaar als filmscharnier.



*Figuur 10 : Filmscharnier.*

Het filmscharnier (figuur 11), bestaat uit een zeer dunne wand die de twee kunststofdelen verbindt en die in één keer samen met de rest van het produkt wordt gesputgiet. Door een juiste vormgeving kan de scharnierplaats goed worden gepositioneerd. De plaats van de aansputting moet zodanig zijn dat er zeer duidelijk moleculoriëntatie ontstaat loodrecht op de scharnierlijn. De oriëntatie neemt toe door direct na het spuitgieten van het produkt, het scharnier enige malen te buigen. Naast het polypropyleen zijn ook andere deeltkristallijne materialen toepasbaar om als filmscharnier te dienen. Een polypropyleen filmscharnier, mits op de juiste wijze is vormgegeven en gesputgiet kan enkele miljoenen buigingen ondergaan. Bij de andere materialen is dit aantal buigingen beduidend minder. Past men minder taaie (amorfe) materialen toe, dan is het aantal scharnierbuigingen beperkt tot slechts eenmaal b.v. tijdens de montage van een produkt. Een probleem bij een filmscharnier is het vullen van het produktdeel na het filmscharnier. Dit produktdeel moet namelijk gevuld worden door het filmscharnier. Wordt aan weerszijden van het scharnier aangespoten, dan moet absoluut worden voorkomen dat de vloeifronten ter plaatse van het filmscharnier samen vloeien, waardoor een vloeinaad ontstaat, die het scharnier t.a.v. de belastbaarheid zeer nadelig beïnvloed. De maximale lengte van een filmscharnier mag bij een spuitgiet produkt maximaal 300 mm bedragen. Een nadeel van een filmscharnier is de geringe mechanische belastbaarheid door de relatief kleine hoogte "h" van het scharnier, deze hoogte "h" moet zo klein zijn i.v.m. de optredende rek ter plaatse van het scharnier. Voor elke thermoplast geldt, dat t.g.v. de invloed van de temperatuur en de gebruiksduur een rekverandering van het materiaal optreedt.



Figuur 11 : Bemating van een Filmscharnier in PP.

### Opgave 11 : Berekening van een Filmscharnier(integraal scharnier).

Een kunststof videocassette opbergdoos (figuur 10), wil men voorzien van een filmscharnier. Het materiaal dat men gebruikt is een Hostalen type PPN 7190 T 40-[PP].

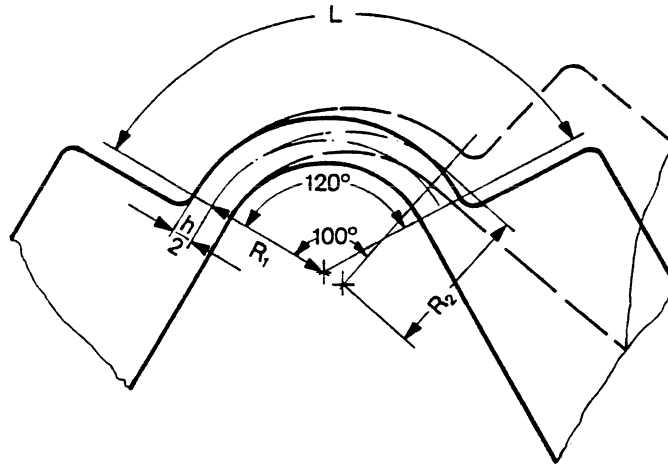
De filmscharnier moet ca. 1.000.000 keer open en gesloten kunnen worden, voordat het scharnier faalt. Voor een betrouwbare toepassing van een filmscharnier moet de uiterste vezelrek  $\epsilon_b$  kleiner of gelijk aan de specifiek buig  $\epsilon_a$  zijn. Voor het berekenen van de  $\epsilon_b$  dient men rekening te houden met een veiligheidsfactor  $v$ , die varieërd tussen de waarde 1,1 en 1,2. In figuur 12 staan verschillende afmetingen vermeld.

Gegevens :

materiaal	: hostalen type PPN 7190 TV 40-[PP]
veiligheidsfactor	: $v = 1,15$
Scharnier dikte	: $h = 0,5 \text{ mm}$
filmstraal lengte	: $L = 5 \text{ mm}$
Buighoek in gesloten situatie	: $\alpha_1 = 180^\circ$
Buighoek in geopende situatie	: $\alpha_2 = 95^\circ$

- Bereken de uiterste vezelrek  $\epsilon_b$  van de filmscharnier m.b.v. de tabel 2 en a veiligheidsfactor  $v = 1.15$  ?
- Bereken de kromtestraal  $R_1$  en de kromtestraal  $R_2$  in resp. geopende en gesloten situatie?
- Bereken opnieuw de uiterste vezelrek  $\epsilon_b$  door gebruik te maken van de buighoeken in gesloten-en geopende situatie?
- Wat kun je voor konklusie trekken uit het antwoord van "a" en "c"





Figuur 12 : Bematingsschets behorend bij opgave 11.

Werkstoff	N = 10 <sup>6</sup>		N = 10 <sup>7</sup>	
	$\sigma_a$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\epsilon_a$ [%]	$\sigma_a$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\epsilon_a$ [%]
Hostaform C 2521	46	2,6	34	1,7
Hostaform C 13021	37	2,0	26	1,1
Hostaform C 32021	34	1,5	19	0,75
Hostaform S 9063	48	4,0	39	3,0
Hostaform S 9064	33	3,0	26	2,0
Hostaform S 27076	21	4,0	19	3,0
Hostaform C 9021 GV 1/30	58	0,7	50	0,6
Celanex 2500	48	2,1	29	1,2
Celanex 2300 GV 1/30	35	0,5	30	0,3
Hostalen PPR 1042	28	2,7	24	2,1
Hostalen PPN 7190 TV 40	41	1,5	32	1,0
Hostalen PPN 7790 GV 2/30	32	0,65	27	0,5
Hostalen GM 5010 T2			21	2,3
Hostalen GF 7750			18	1,3
Hostalen GC 7260			6	0,5

Tabel 2 : Waarden voor de  $\sigma_a$  en de  $\epsilon_a$



.....

**IDE 240 : Konstruktieleer 2 - Deel : Algemene Konstruktie Regels.**

1. Huiswerkopgave
2. Doel van de praktikum oefening.
3. Praktikum opgaven.

Opgave 1	- Vloeilijnen
Opgave 2	- Matrijskonstrukties
Opgave 3	- Matrijskonstrukties
Opgave 4	- Matrijskonstrukties
Opgave 5	- Matrijskonstrukties
Opgave 6	- Matrijskonstrukties
Opgave 7	- Matrijskonstrukties
Opgave 8	- Matrijskonstrukties
Opgave 9	- Matrijskonstrukties
Opgave 10	- Produkt konstruktie
Opgave 11	- Produkt konstruktie
Opgave 12	- Produkt konstruktie
Opgave 13	- Produkt konstruktie
Opgave 14	- Produkt konstruktie
Opgave 15	- Produkt konstruktie

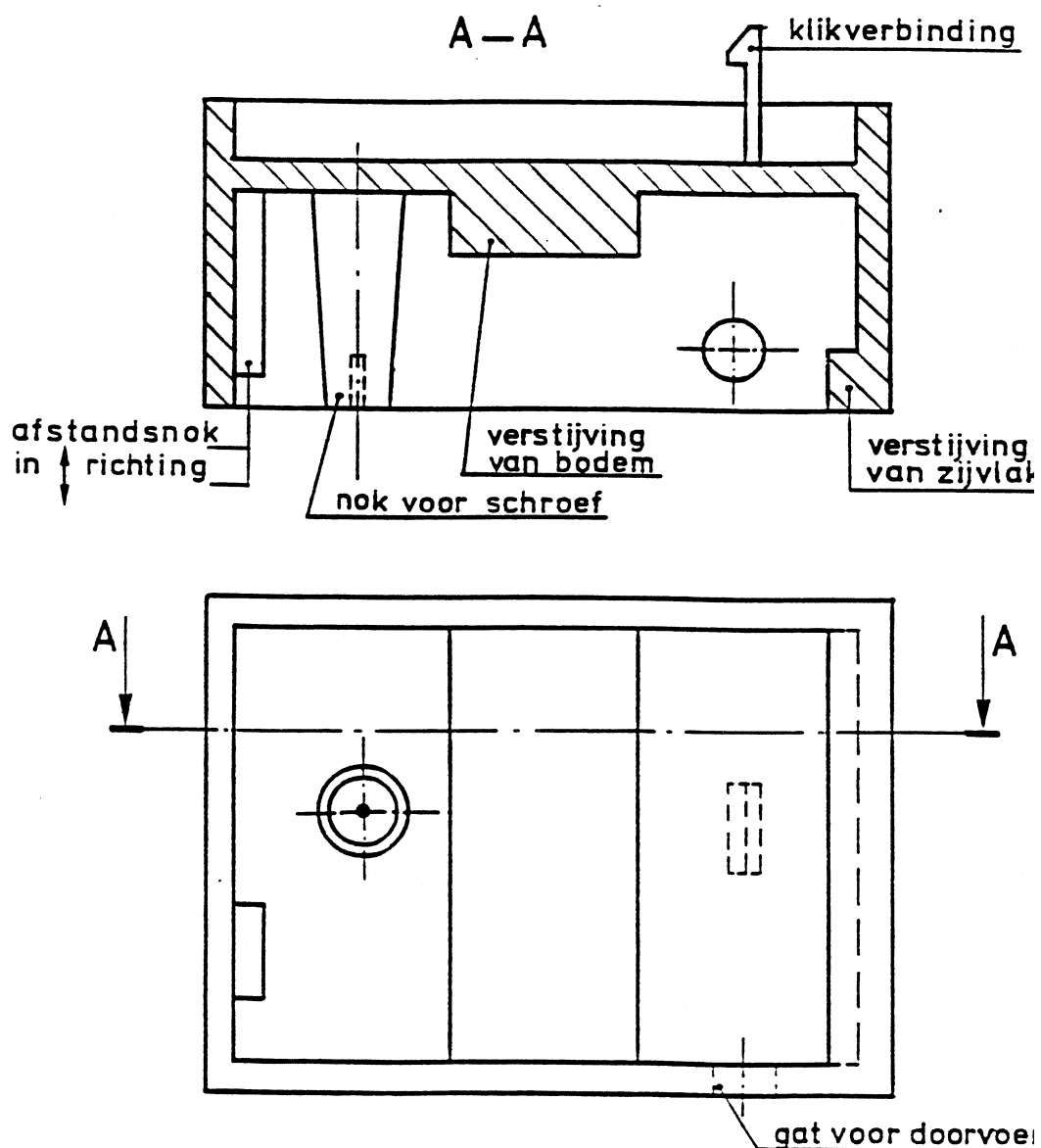
1. Huiswerkopgave

Lees aandachtig het hoofdstuk "Konstruktie-regels" in het collegediktaat door, alvorens u de volgende huiswerkopgave gaat uitvoeren.

opgave.

Een kunststof produkt wordt geproduceerd van ABS. Aan het uiterlijk van het buiten oppervlak worden hoge eisen gesteld. Aan het inwendige deel en aan de bovenzijde stelt men geen eisen.

- 1) Pas het produkt zodanig aan dat de functies behouden blijven en optimaal gefabriceerd kan worden en dat men voldoet aan de overige eisen?



.....

**2. Doel van de oefening.**

Het doel van deze oefening is om inzicht te krijgen m.b.t de vervaardiging van kunststof spuitgietprodukten en de consequenties van de gekozen oplossingen.

**Programma:**

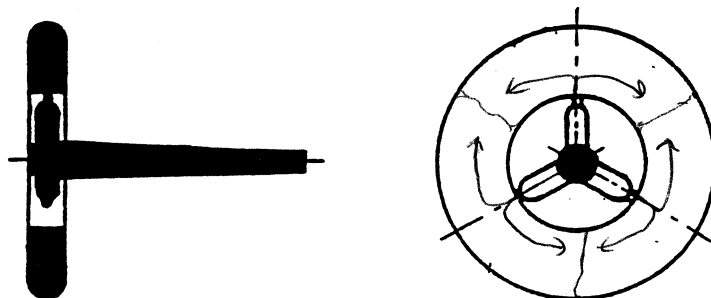
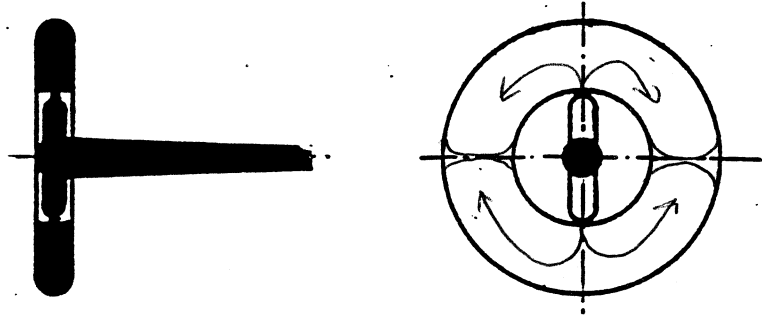
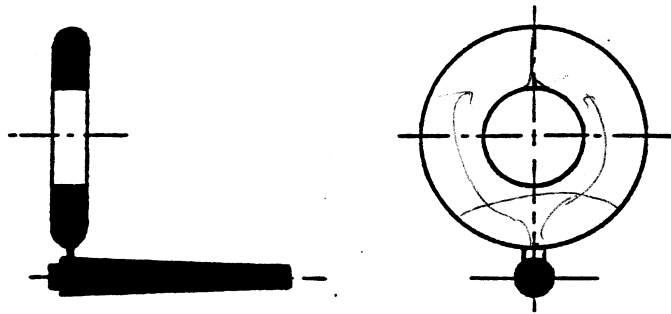
ochtend	/	middag	
8.45	/	13.45	Inleiding
8.55	/	13.55	Aanvang van de oefening
10.30	/	15.30	Koffie- of theepauze
11.30	/	16.30	Bespreking van de antwoorden
12.00	/	17.00	Einde van de oefening.

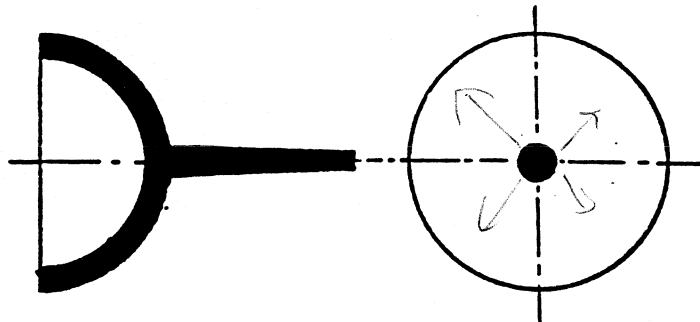
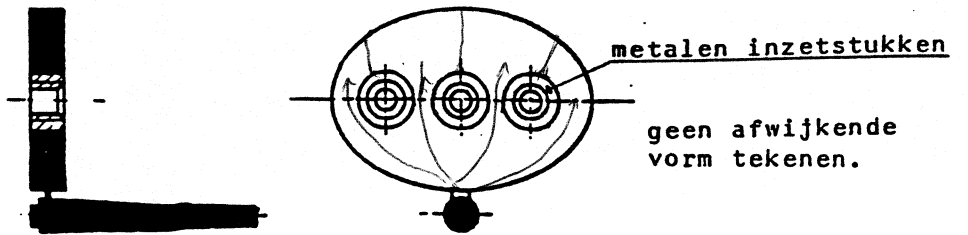
3. Praktikum opgaven.

Opgave 1: Vloeilijnen.

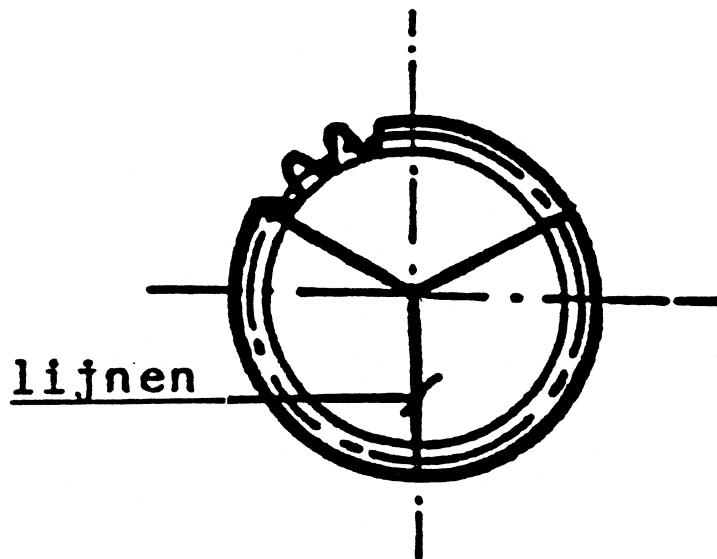
Voor de sterkte en de vorm van een produkt is de plaats van aansluiting van belang. Wanneer in het produkt uitsparingen of bv. inserts zijn aangebracht zullen zgn. samenvloeiaden ontstaan die de sterkte ter plaatse van deze naden, nadelijk kunnen beïnvloeden. Doordat rondom het aansluitpunt een kleinere krimp optreedt, dan op de plaats waar de polymeerstromen elkaar ontmoeten, is ook de vorm afhankelijk van het aantal en de plaats van de aansluitingen.

- a) Teken de vloeilijnen en de vloeinaad in de volgende produkten
- b) Teken de eventuele afwijking van de vorm *naast* de produkten (overdreven)





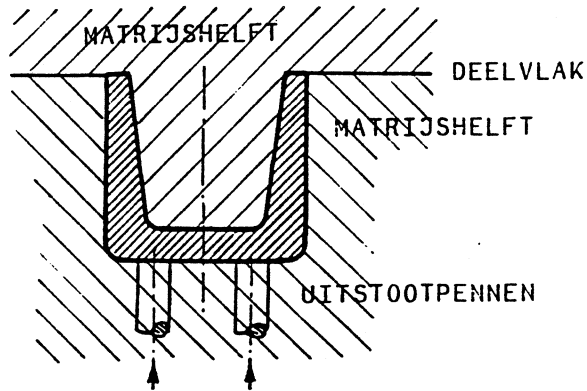
- c) Hoeveel aanspuitingen bevinden zich op het hieronder getekende en bijgevoegde tandwiel? 3



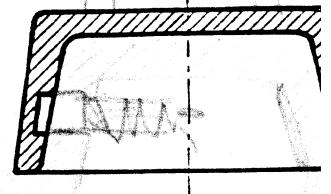
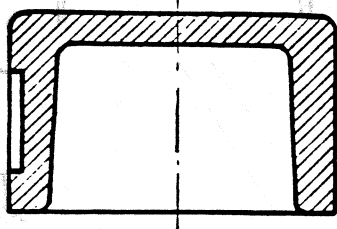
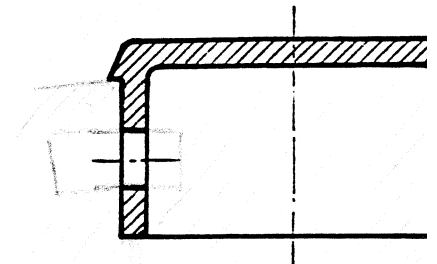
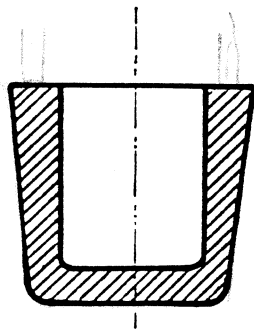
- d) Wat is de oorzaak van het ontstaan van de drie getekende lijnen in de figuur? ontmoeten vloeifronten

**Opgave 2: Matrijskonstruktie.**

In onderstaande tekening is voor een produkt de matrijs, het deelvlak en de mogelijke uitstootpennen weergegeven.



- a) Teken in onderstaande doorsneden een oplossing van een matrijs waarn het produkt te vervaardigen is t.a.v. het deelvlak, uitstootpennen en eventuele toe te passen schuiven(of pennen).
- b) Geef de richting van de eventueel toegepaste schuif aan.



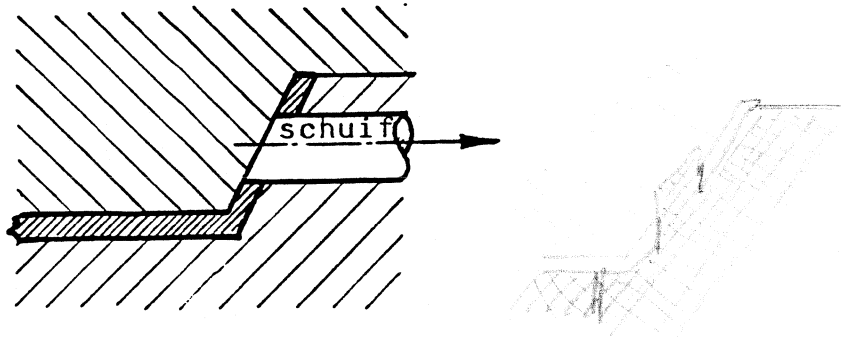


.....

**Opgave 3: Matrijskonstruktie.**

In een bakje wil men aan de zijkant een opening realiseren. De toepassing van een cilindrische pen als schuif is relatief goedkoop.(zie onderstaande figuur)

- a) Hoe is er *zonder* het toepassen van een schuif een opening te realiseren in de wand van het produkt?  
Verduidelijk uw antwoord gesitueerd in de matrijs.



**Opgave 4: Matrijskonstruktie.**

In een bakje met vrij steile wanden moet in één wand een gat volgens onderstaande figuur worden aangebracht.

- a) Hoe is dit *zonder* een schuif te realiseren?  
b) Teken het bakje in de matrijs?

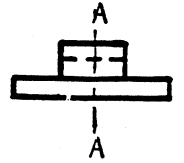
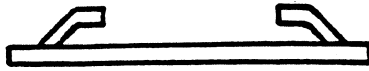


gatvorm

**Opgave 5: Matrijskonstruktie.**

Het onderstaande produkt vergt vanwege de antilossing een dure matrijs door de aanwezigheid van schuiven.

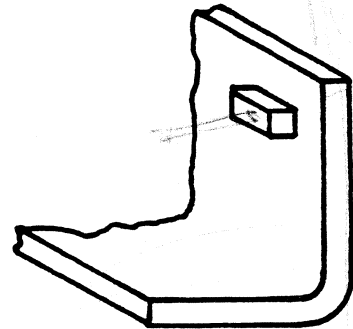
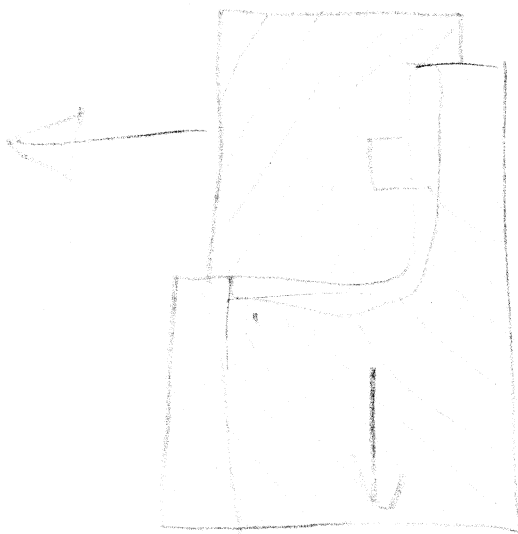
- a) Is deze schuif eventueel te vermijden?
- b) Geef de mogelijke oplossing aan in de figuur en schets de matrijs er omheen?



**Opgave 6: Matrijskonstruktie.**

In een produkt bevindt zich een nokje, waarmee het antilossend wordt.

- a) Hoe kan hier een schuif vermeden worden?
- b) Wat is hiervan de konsekwentie t.a.v het produkt?
- c) Schets een doorsnede over het nokje van de matrijs?

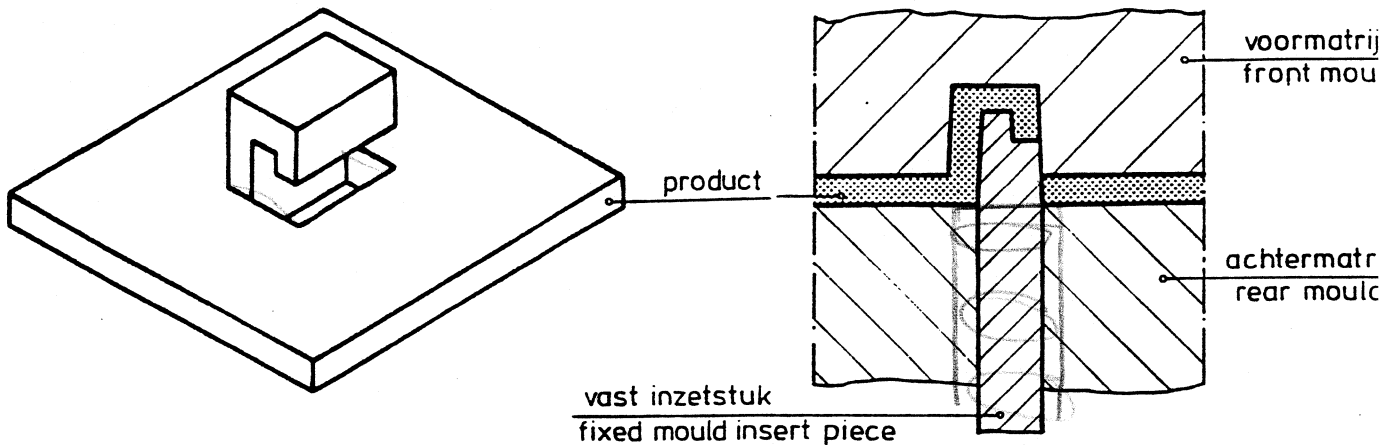


**Opgave 7: Matrijskonstruktie.**

Matrijzen worden vaak uitgevoerd met vaste inzetstukken en/of vaste pennen. Ronde pennen of inzetstukken zijn aanzienlijk goedkoper te vervaardigen en aan te brengen dan niet-ronde vormen. Voor de pennen wordt veelal gebruik gemaakt van gestandaardiseerd handelsmateriaal.

De produktie tijd van de matrijs van de onderstaande haakconstructie is ca. 8 uur.

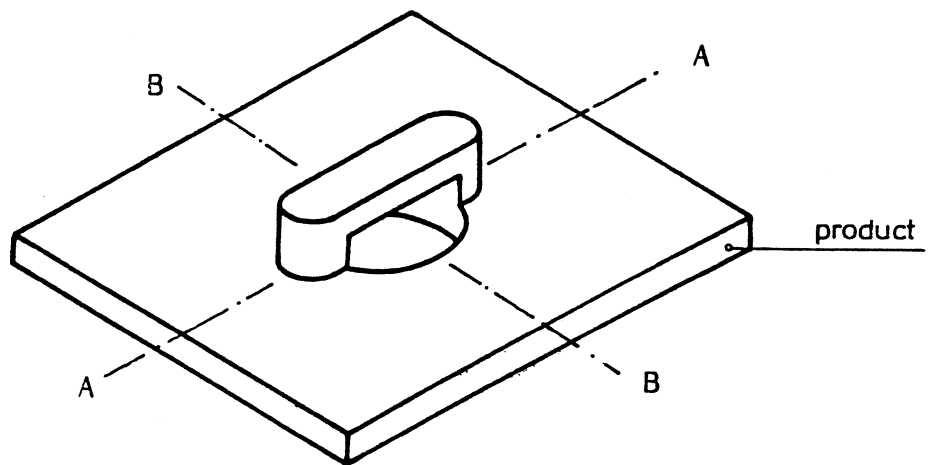
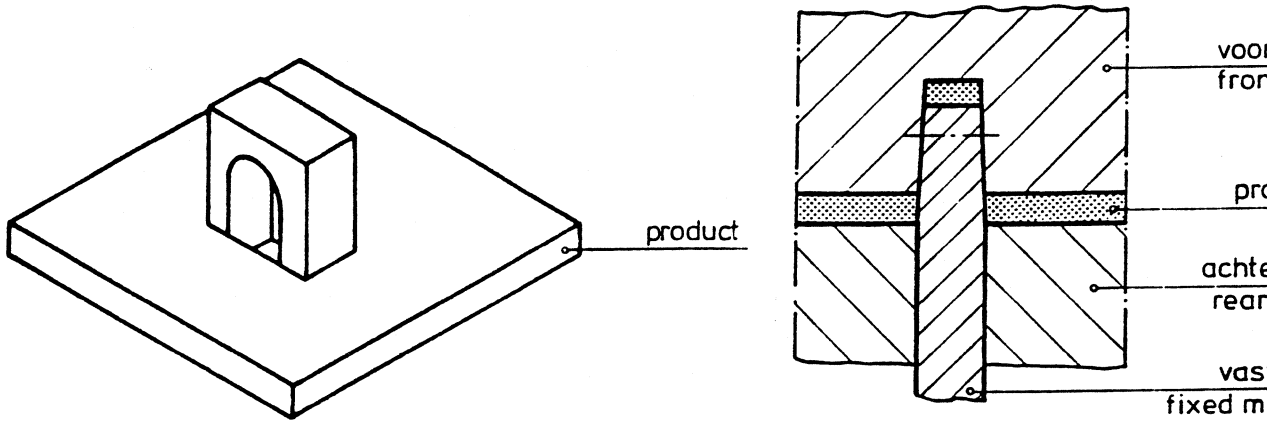
- a) Teken een vereenvoudigde haak, uitgaande van de ronde uitvoering gedachte?
- b) Teken ook de situatie in de matrijs?



**Opgave 8: Matrijskonstruktie.**

De produktietijd van de matrijs van het onderstaand brugstuk bedraagt ca.7 uur  
Door het toepassen van een standaard ronde-pen is dit terug te brengen tot  
ca. 2 uur.

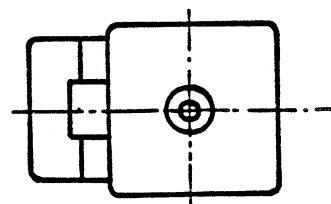
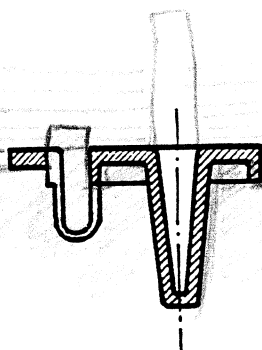
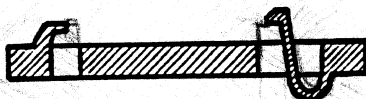
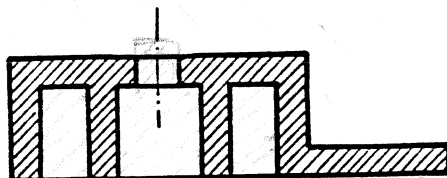
- a) Teken in de twee doorsneden de verbeteringen in de matrijs (doorsned A-A en B-B)?



**Opgave 9: Matrijskonstruktie.**

Hieronder is van het uitgereikte produkt een doorsnede getekend.

- a) Teken in elke doorsnede de matrijsdelen en geef aan, waar de deelnaad van de matrijs ligt en waar de uitstootpennen zijn aangebracht.
- b) Geef m.b.v een pijl aan, waar het aanspuiten heeft plaats gevonden?
- c) Teken in het bovenaanzicht van de toets het verloop van de vloeilijnen?



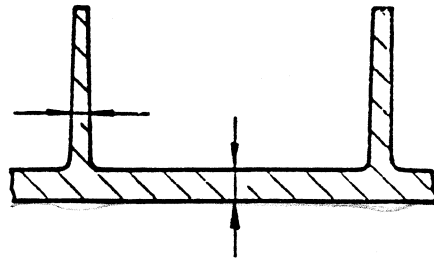
bovenaanzicht toets

**Opgave 10 : Produkt konstruktie**

Een vlak deel in een spuitgiet produkt wordt t.a.v de sterkte vaak aan één zijde voorzien van ribben. Het nadeel van verribbingen is de inval die duidelijk zichtbaar is op het niet met ribben voorziene oppervlak.

- 1) Welke maatregelen kan men als industrieel ontwerper nemen, om deze zichtbare inval acceptabel te maken voor de consument?
- 2) Geef deze maatregelen indien mogelijk aan in onderstaande figuur.

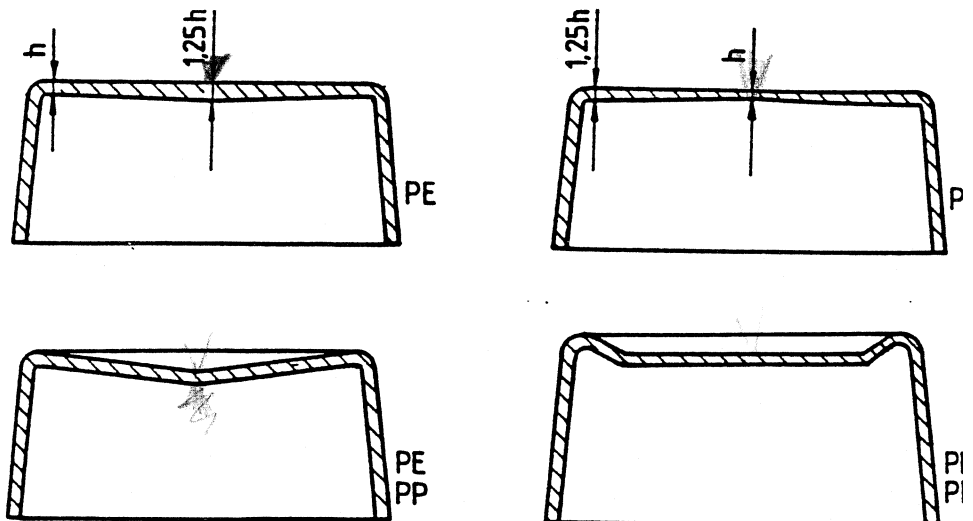
*aan binnenzijde product*



**Opgave 11 : Produkt konstruktie**

Bij het spuitgieten van cilindrische vaten zijn verschillende bodem constructies mogelijk (zie inleiding)

- 1) Geef in onderstaande doorsneden de beste bodem constructie aan en verklaar je keuze?
- 2) Op welke plaats zou men deze produkten aanspuiten om een zo gunstig mogelijke vloeï te realiseren?

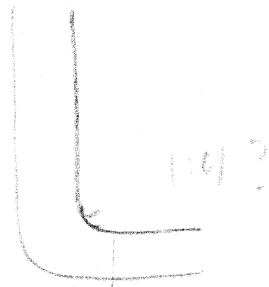
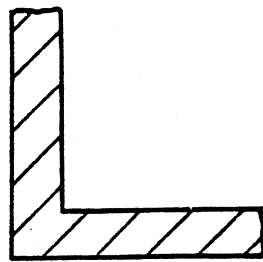


.....

### Opgave 12 : Produkt konstruktie

Bij spuitgietsprodukten dienen scherpe hoeken te worden voorkomen. Scherpe hoeken geven een minder goede stroming in de matrijs en ter plaatse van de scherpe hoeken ontstaan dikkere delen die langzamer afkoelen dan de dunnere delen. Hierdoor ontstaan afkoelspanningen in het produkt, waardoor het produkt kan vervormen en er ontstaat zichtbare inval op het produkt oppervlak.

- 1) Geef schematisch een oplossing voor dit probleem, naast de onderstaande figuur?
- 2) Geef de verhouding tussen de minimale straal van de afronding en de wanddikte?

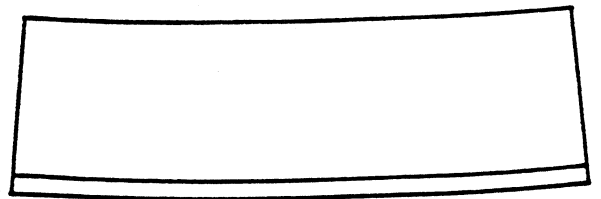
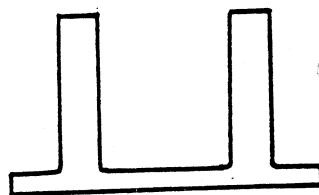


### Opgave 13 : Produkt konstruktie

Een kunststof produkt is voorzien van ribben, zoals is aangegeven in de onderstaande figuur. Om het kromtrekken tijdens het afkoelen te voorkomen zijn er standaard konstruktie regels opgesteld.

- 1) Welke verhouding is er noodzakelijk tussen de ribhoogte en de flensdikte om het kromtrekken van dit produkt te voorkomen?

1:2 WAARDAN AFKOMEN ALS



**Opgave 14 : Produkt konstruktie**

In spuitgiet produkten worden inserts zeer veel toegepast om onderdelen en/of subonderdelen te kunnen monteren.

- 1) Noem een aantal redenen, waarom men in kunststof produkten inserts toepast.  
..... *schroefdraad aldstof hetzelfde* .....

Outsert techniek is het spuitgieten van kunststof functie-elementen op een drage veelal een stalen plaat.

- 2) Wanneer geeft men de voorkeur aan outsert techniek?  
..... *Bij fijne mechanica* .....

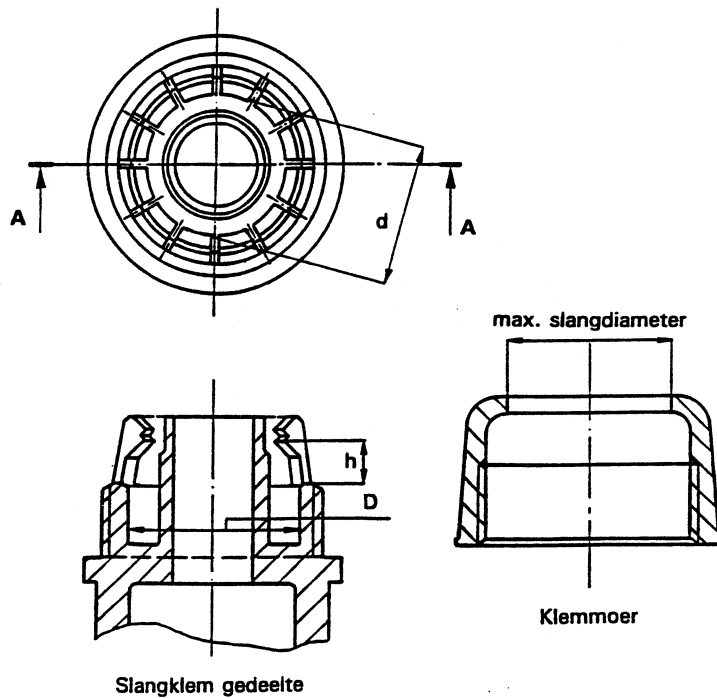
**Opgave 15 : Produkt konstruktie**

Een kunststof tuinslangkoppeling is zonder schuiven in de matrijs geproduceerd (t.p.v het slangklem gedeelte-zie tekening)

- 1) Aan welke eisen moet dit materiaal en de afmetingen  $d$ ,  $D$  en  $h$  voldoen om zonder beschadiging uit de matrijs gelost te kunnen worden? Maak gebruik van de formule voor een eenzijdig ingeklemde balk, zoals hier is aangegeven.

$$f_m = \frac{Fl^3}{3EI}$$

- 2) Schets de matrijs van dit produkt deel en geef de openloop richting en volgorde aan?





---

# Tentamenbundel

Inclusief antwoorden

Konstruktieleer 2 IDE 240

Juli 1997  
Aug. 1997  
Nov. 1997  
Jan. 1998



.....

donderdag 3 juli

Opgave 1

(Goede antwoord aankruisen. Let op!! Per deelvraag kunnen meerdere antwoorden goed zijn)

a Wat is het voordeel van een tandriem of kettingoverbrenging ten opzichte van een tandwieloverbrenging.

1 De elasticiteit van ketting- en riemoverbrengingen, is beter geschikt voor schokkende belastingen.

2 De steekmaat tussen de wielen van een riem of kettingoverbrenging kan flexibeler gekozen worden.

3 Tandwielen hebben een exacte overbrengingsverhouding, tandriemen niet

b Wat is een voordeel van een tandriemoverbrenging boven een normaal profiel V-riem overbrenging.

1 Tandriemen hebben geringe voorspanning nodig, waardoor een lagere lagerbelastingen.

2 Met V riemen is de overbrengingsverhouding i exact bepaald.

3 Met V-riemen worden axiale krachten voorkomen, met tandriemen niet.

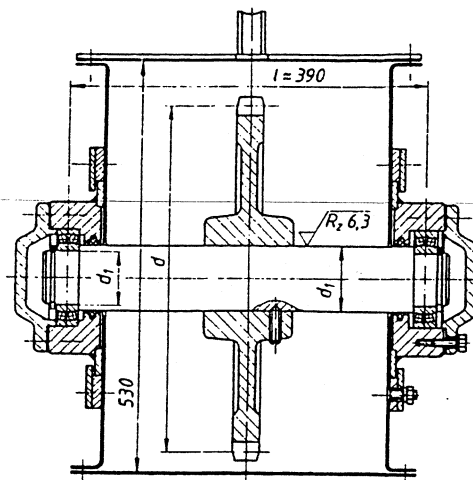
c Wanneer twee assen elkaar loodrecht kruisen, hoe kan dan een overbrenging tussen deze assen gerealiseerd worden

1 Met een kettingoverbrenging

2 Met een riemoverbrenging

3 Met een tandwieloverbrenging

## Opgave 2



De diameter  $d_1$  van de as volgens DIN 59 (zie tabel 1-6) uit blank getrokken rondsta St50-2K voor een kettingwiel in het spanstation van een kettingtransporteur m globaal en vervolgens 'exacter' w berekend. Door de belastingsomstandighe moet met een maximale askracht  $F = 10$  [l worden gerekend.

- a Hoe groot is de maximaal toelaatbare buigspanning van de as?

$$\sigma = \quad [\text{N/mm}^2]$$

- b Bepaal de ontwerpdiameter  $d_1$  van de as en rond die af op een genormaliseerde diameter.

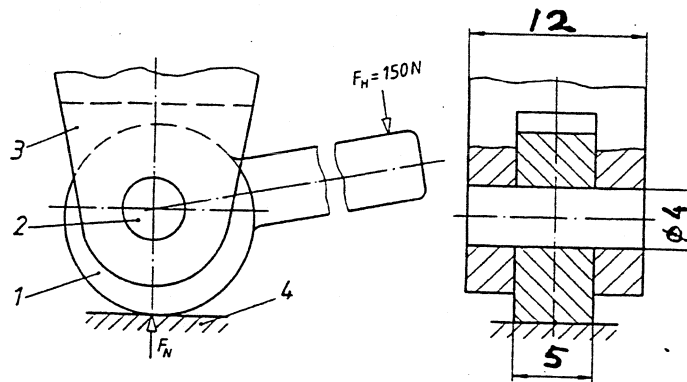
$$d = \quad [\text{mm}]$$

- c Voor de "exacte" berekening wordt rekening houdend met de vormfactoren en kerffactoren een toelaatbare spanning van  $\sigma_G = 112$  [N/mm<sup>2</sup>] toegestaan. Hoe groot is de veiligheidsfactor wanneer voor de diameter  $d = 50$  [mm] genomen wordt? (andere diameter dan bij "b" bereke

$$v_D =$$

**Opgave 3**

De inspanexcenter (1) is via een geharde pen  $\varnothing 4\text{mm}$  (2) draaibaar gelagerd in de gaffel (3). Bij het vastzetten van het werkstuk (4) met de handkracht  $F_H$  ontstaat als grootste normaalkracht  $F_N = 1\text{ [kN]}$ ; de zwenkhoek is ca.  $30^\circ$ . De inspanexcenter en de pen zijn gemaakt van oppervlaktegehard Ck 15, met een treksterkte  $R_m = 740\text{ [N/mm}^2\text{]}$ .



- a De belasting van de constructie wordt beschouwd als een zwellende belasting. Hoe groot zijn respectievelijk:

De toelaatbare schuifspanning van de as

$\tau_a = 1110\text{ [N/mm}^2\text{]}$

- b Bereken de werkelijk optredende schuifspanning.

$\tau_a = 53,04\text{ [N/mm}^2\text{]}$

- c Bereken de werkelijk optredende vlaktedruk.

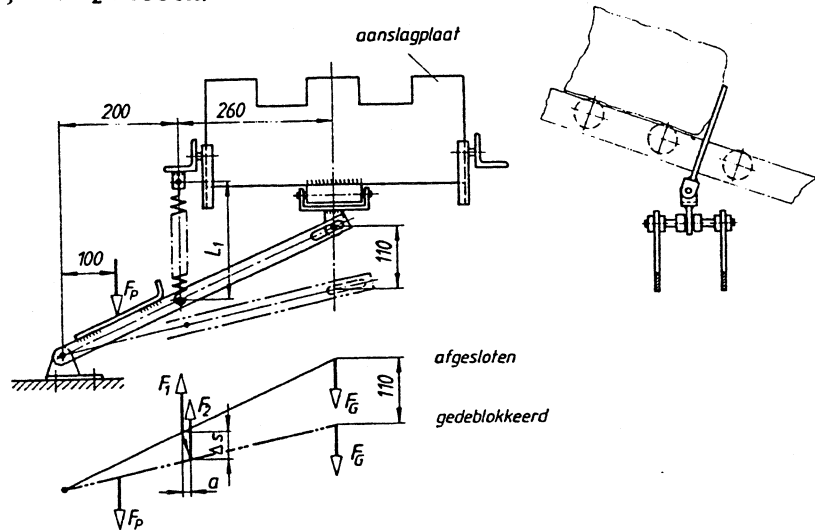
$p = 20\text{ [N/mm}^2\text{]}$

**Opgave 4**

Voor een met de voet te bedienen blokkeerinrichting van een rollenbaan voor het transporteren van zakken moet de cilindrische trekveer worden berekend. De afbeelding toont de montageverhoudingen en de belastingssituaties met overeenkomstige veerweg respectievelijk veerlengte.

De veer moet de aanslagplaat met een massa  $m = 10[\text{kg}]$  met zekerheid in de bovenste aanslagstand houden en zo worden geconstrueerd dat voor het vrijmaken van de baan een voetkracht (pedaalkracht)  $F_p \approx 200 [\text{N}]$  niet wordt overschreden. De wrijvingskracht bij geleidingen, scharnieren en dergelijke dienen buiten beschouwing te blijven.

Volgens de constructiegegevens moet de veer een inwendige voorspankracht  $F_0 \approx 0,25 \cdot F_2$  hebben.



- a Bereken zonder rekening te houden met de geringe zijwaartse verschuiving van de veerophanging bij bediening van het pedaal de veerkrachten  $F_1$  en  $F_2$

$F_1 = 15 \cdot 225.4 [\text{N}]$

$F_2 = 100 \cdot 325.4 [\text{N}]$

- b Bereken de veerconstante  $R$ . Neem voor  $F_1 = 200 [\text{N}]$  en voor  $F_2 = 300 [\text{N}]$  (anders dan bij 4a)

$R = 2.09 [\text{N/mm}]$

- 4c Bepaal de uitrekking van de veer  $s_1$  bij de kracht  $F_1 (=200 [\text{N}])$

$s_1 = 79.5 [\text{mm}]$

1. **Materiaalkeuze**

a. Kan men glasvezelgevulde thermoplasten toepassen indien een glanzend oppervlak geeist wordt?

- 0 ja  
0 nee

b. Kruis in onderstaande tabel desbetreffende vakje aan op de vraag: Is het aan te raden deeltkristallijne kunststoffen te kiezen indien men:

	JA	NEE
Het produkt wil lakken		X
Het produkt wil lijmen		X
Het produkt wil thermovormen		X

c. Geef in onderstaande tabel aan of genoemde materialen zelfdovend zijn na het weghalen van de vlam:

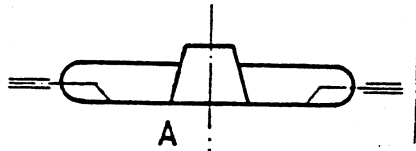
	JA	NEE
PVC (Polyvinylchloride)	X	
PE (Polyetheen)		

2. Konstruktierregels

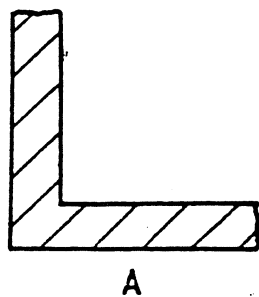
Teken naast elk van onderstaande figuren een beter alternatief uit oogpunt van kostprijs en/of kwaliteit.

Motiveer bij elke tekening de reden (waarom de huidige constructie minder goed voldoet) en achtergrond voor de aanpassing.

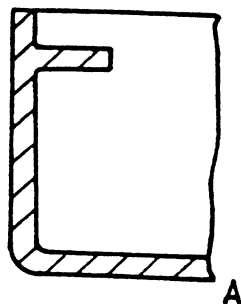
a.



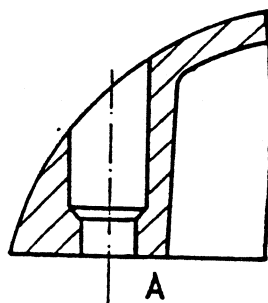
b.



c.



d.





**Vraag 3**

Een dunwandige cilindrische tank van een PP-homopolymeer wordt in een fabriek belast met een overdruk  $p$ . De omtrekspanning kan worden berekend met de volgende formule voor dunwandige producten:

$$\sigma = p \cdot (d - 2t) / 2t$$

met

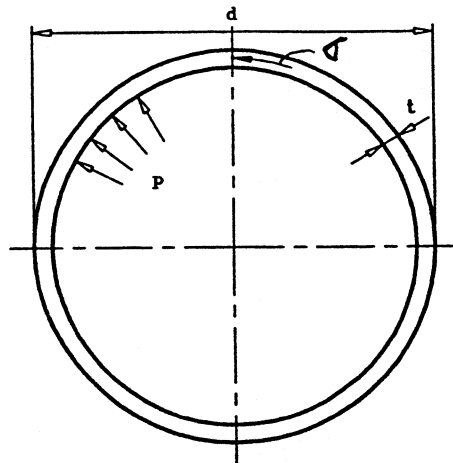
$\sigma$  = spanning in omtreksrichting

$p$  = overdruk cilinder

$d$  = buitendiameter

$t$  = wanddikte

Voor de berekening mag de spanning in de lengterichting van de cilinder worden verwaarloosd.



$d = 255 \text{ mm}$   
 $t = 2,5 \text{ mm}$

Fig.: dunwandige cilinder met inwendige overdruk  $p$  en omtrekspanning  $\sigma$ .

Gevraagd (zie bijlage):

- a) Bereken de spanning  $\sigma$  in omtreksrichting bij een druk  $p$  van 0,12 MPa en bepaal de bijbehorende rek  $\varepsilon$  in omtreksrichting na 100 s bij een cilindertemperatuur van 20 °C (zie gegevens in de bijlage).

$\sigma =$ .....
$\varepsilon =$ .....

- .....
- b) De cilinder wordt bij 20 °C gedurende  $9 \cdot 10^4$  s zodanig belast, dat voor de omtrekspanning geldt:  $\sigma = 4$  MPa. Vervolgens wordt de cilinder weer ontlast. Bepaal uitgaande van lineair materiaalgedrag m.b.v. het superpositiebeginsel de resulterende rek in omtreksrichting na  $10^5$  s (d.w.z.  $10^4$  s na begin ontlasten). Geef ook de tussenresultaten zoals hieronder vermeld.

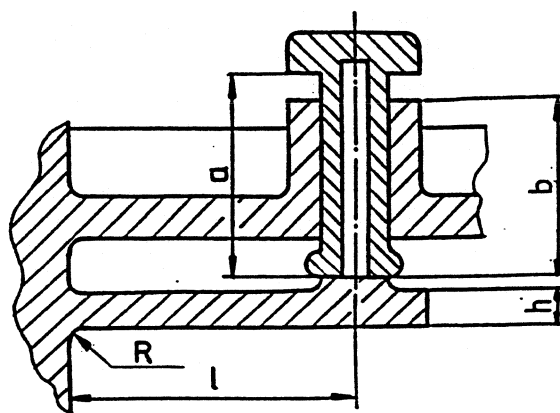
$\varepsilon_1 =$	.....
$\varepsilon_2 =$	.....
$\varepsilon(10^5 \text{ s}) =$	.....

- c) Als in subvraag b de cilinder niet bij 20 °C, maar bij 50 °C was belast. Wat was dan de rek geweest na 100 s ? Gebruik mag worden gemaakt van de temperatuur-tijdequivalentie met een verschuivingsfactor  $a_T = 0,004$  bij een temperatuur van 50 °C t.o.v. de referentietemperatuur van 20 °C.

$t_{\text{equivalent}} =$	.....
$\varepsilon^{50^\circ\text{C}}(100 \text{ s}) =$	.....

**Vraag 4**

Een druktoets wordt door een kunststof veer van PP-homopolymeer ondersteund, zoals in bijgaande figuur is aangegeven. Verondersteld mag worden, dat het deel dat zorgt voor de positionering oneindig stijf is. Als faalcriterium voor de vermoeiingsbelasting mag een maximum rek  $\epsilon_m$  van 3% worden aangehouden.



- a = 15 mm
- b = 13 mm
- h = 3 mm
- l = 20 mm
- R = 0,3 mm

fig.: kunststof druktoets

Gevraagd (zie de gegevens verstrekt in de bijlage):

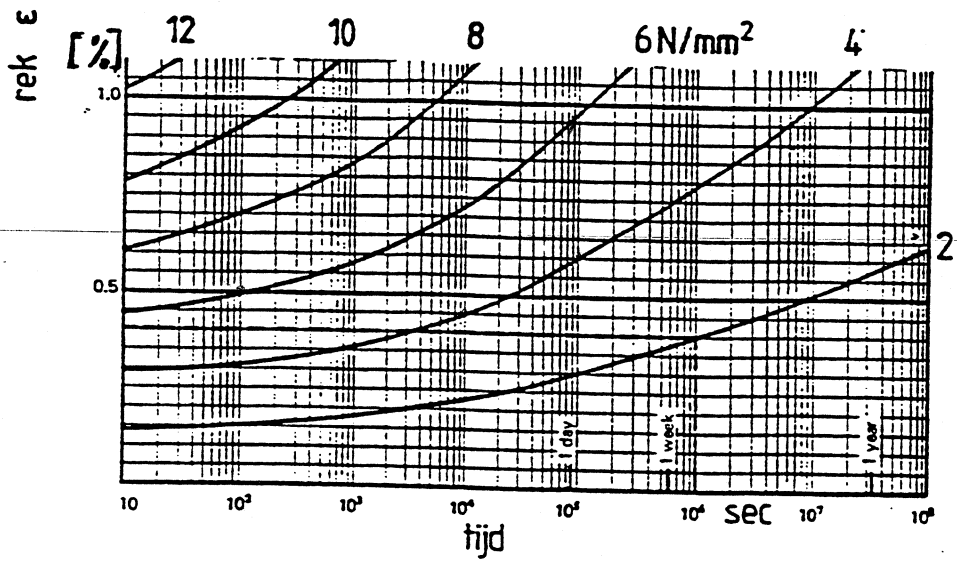
- a) Bereken de maximum rek op de veer  $\epsilon$  (zonder de invloed van spanningsconcentraties mee te nemen).

$\epsilon =$  .....

- b) Bepaal de spanningsconcentratiefactor  $K_t$  (benaderen met  $D/d = 3$ ) en controleer vervolgens of de maximum rek  $\epsilon_m$  (inclusief effect spanningsconcentraties) beneden de toelaatbare rek blijft.

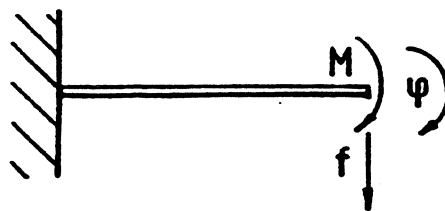
$K_t =$  .....

$\epsilon_m =$  ..... (voldoet ja / nee ?)



T = 20°C

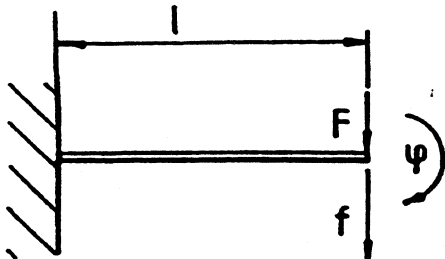
KRUIPKROMMEN VAN EEN PP-HOMOPOLYMEER



hoekverdraaiing ~ doorbuiging

$$\varphi = \frac{Ml}{EI}$$

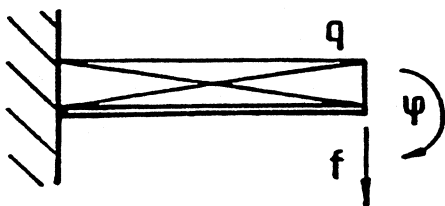
$$f = \frac{Ml^2}{2EI}$$



$$\varphi = \frac{Fl^2}{2EI}$$

$$f = \frac{Fl^3}{3EI}$$

(rechtthoekige drsn.:  $\varepsilon = 3/2 * f *$   
met t = wanddikte)

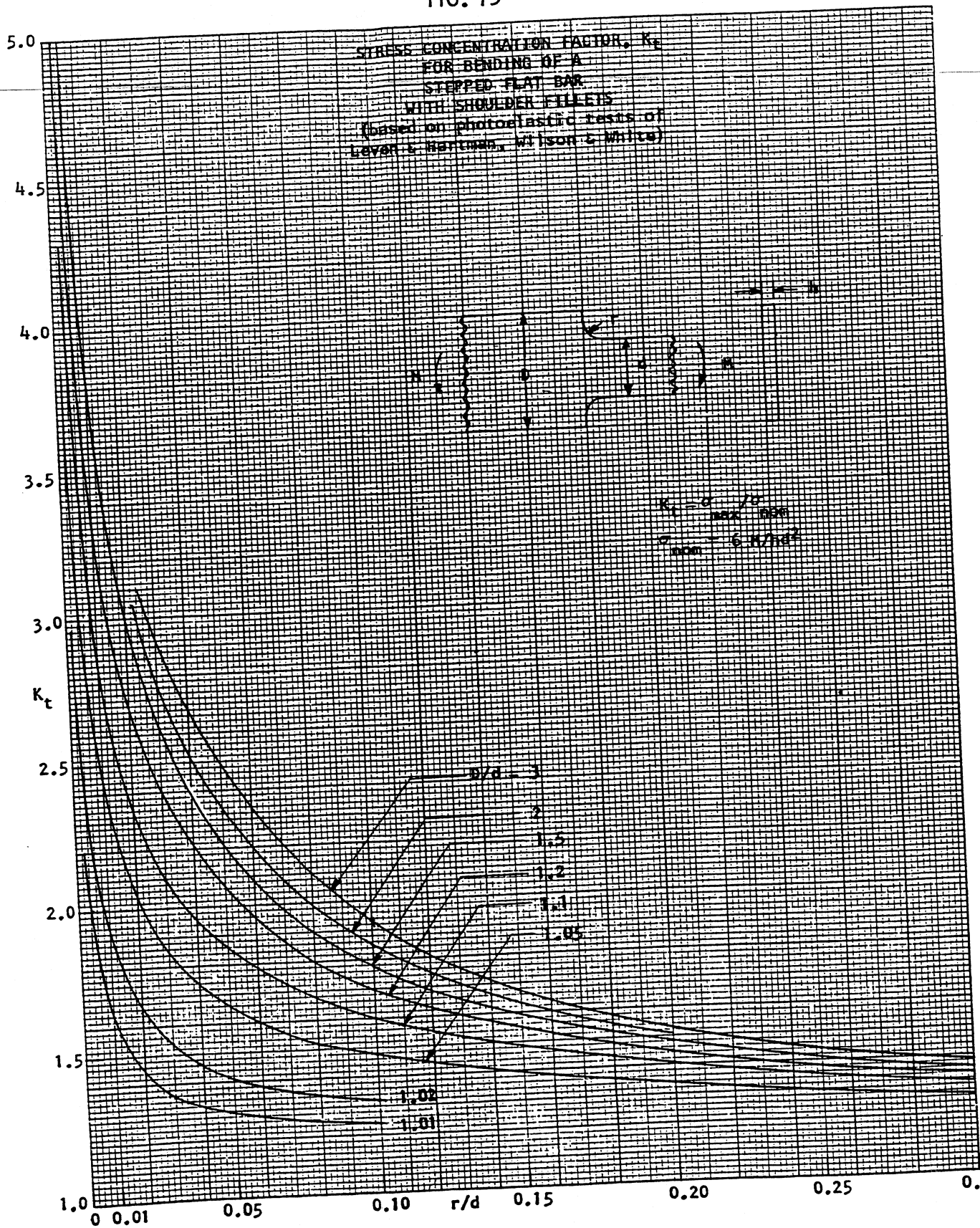


$$\varphi = \frac{ql^3}{6EI}$$

$$f = \frac{ql^4}{8EI}$$

Vergeetmijnetjes

FIG. 73



c

gegeven is:

$$d := 50 \cdot \text{mm} \quad \sigma_G := 112 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Hier moet het berekeningsschema voor de controle van de vermoeingssterkte worden toegepast. Volgens fig. 11-19 geldt:

$$W := \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad W = 1.2 \cdot 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

$$\sigma_b := \frac{M}{W} \quad \sigma_b = 79.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v := \frac{\sigma_G}{\sigma_b} \quad v = 1.4$$

opgave 3

a

Volgens 9.3 is de toelaatbare schuifspanning

$$R_m := 740 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau := 0.15 \cdot R_m \quad \tau = 111 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

b

gegeven is:

$$t_s := 5 \cdot \text{mm} \quad F := 1 \cdot \text{k} \cdot \text{N} \quad d := 4 \cdot \text{mm} \quad C_B := 1$$

Volgens 9.3 geldt:

$$S := \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad S = 12.6 \cdot \text{mm}^2$$

$$\tau_{\max} := \frac{4 \cdot C_B \cdot F}{3 \cdot 2 \cdot S} \quad \tau_{\max} = 53.1 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

c

Volgens 9.4 geldt:

$$A := d \cdot t_s \quad A = 20 \cdot \text{mm}^2$$

$$p := \frac{C_B \cdot F}{A} \quad p = 50 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

opgave 4

a

Uit de evenwichtsvergelijkingen volgt:

$$F_G := 9.8 \cdot 10 \cdot N \quad F_G = 98 \cdot N \quad F_p := 200 \cdot N$$

$$F_1 := F_G \cdot \frac{460}{200} \quad F_1 = 225.4 \cdot N$$

---

$$F_2 := \frac{F_G \cdot 460 + F_p \cdot 100}{200} \quad F_2 = 325.4 \cdot N$$

b

Gegeven:

$$F_1 := 200 \cdot N$$

$$F_2 := 300 \cdot N$$

$$F_0 := 0.25 \cdot F_2 \quad F_0 = 75 \cdot N$$

$$\Delta s := 200 \cdot \frac{110}{460} \cdot \text{mm} \quad \Delta s = 47.8 \cdot \text{mm}$$

$$R := \frac{F_2 - F_1}{\Delta s} \quad R = 2.1 \cdot \frac{N}{\text{mm}} \quad \text{algemene definitie van veerstijfheid (wet v. Hook)}$$

c

$$s_1 := \frac{F_1 - F_0}{R} \quad s_1 = 59.8 \cdot \text{mm} \quad (\text{zie 10.53})$$

Antwoorden : Tentamen IDE 240-Konstruktieleer 2 dd. donderdag 3 juli 1997.

**1. Materiaalkeuze.**

1a) Glasvezelgevulde thermoplasten kan men niet toepassen indien men een glanzend oppervlak eist volgens het boek. (in de praktijk is er verschil tussen korte vezels en lange vezels, PA + 30 % GV is prima glanzend te spuitgieten)

1b) Deelkristallijne kunststoffen zijn toepasbaar bij:

- |   |                              |   |     |
|---|------------------------------|---|-----|
| - | het produkt wil lakken       | - | NEE |
| - | het produkt wil lijmen       | - | NEE |
| - | het produkt wil thermovormen | - | NEE |

1c) Zijn de volgende materialen zelfdovend na het weghalen van de vlam:

- |   |     |   |     |
|---|-----|---|-----|
| - | PVC | - | JA  |
| - | PE  | - | NEE |



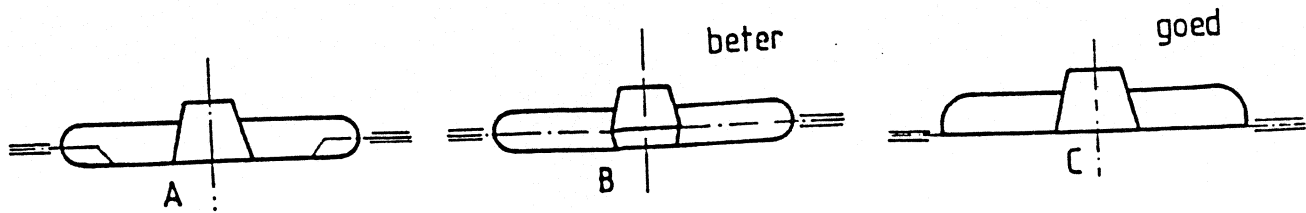


fig. 2.2

- a) In fig. 2.1 C ligt de deling in een plat vlak en aan de onderzijde van het produkt.

Het produkt van fig. 2.2 A geeft van de matrijs een versprongen deling.  
De deling van het produkt volgens fig. 2.2 B is vlak.

Het produkt moet in beide matrijshelften aangebracht worden. In fig. 2.2 C ligt de deling van de matrijs aan één zijde. De matrijs vna het produkt volgens 2.3 A heeft een vlakke deling, deze loopt echter over de omtrek van het produkt. In fig. 2.3 B en in fig. 2.3 C is de deelnaad naar de rand gelegd. Voor thermohardende materialen moet men de konstrukties volgens fig. 2.3 A en 2.3 B vermijden. De optredende braam kan men slecht verwijderen. Voor deze groep materialen gebruiken we de konstruktieve volgens fig. 2.3 C.

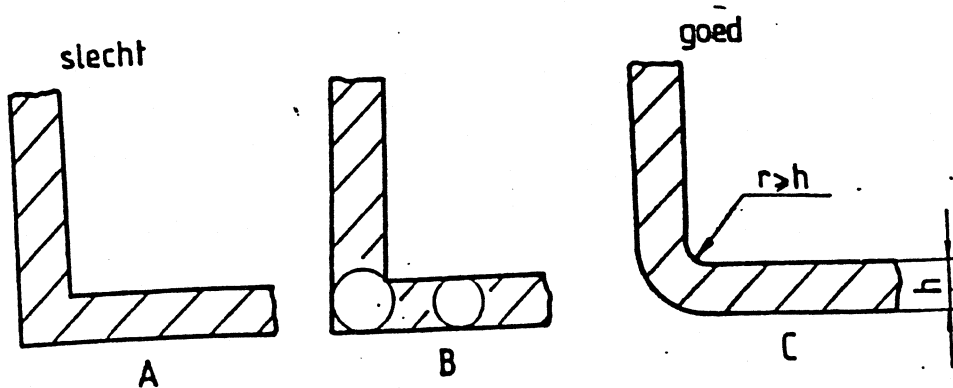
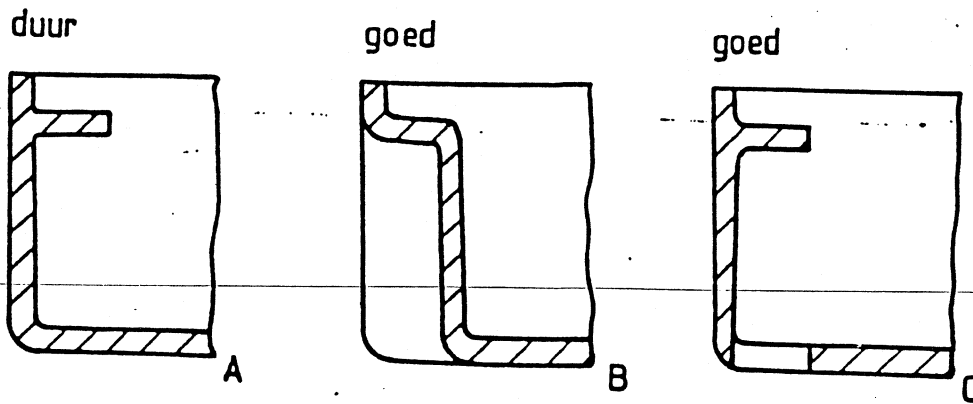


fig. 3.7

- b) Scherpe hoeken geven een minder goede stroming in de matrijs dan afgeronde hoeken (fig. 3.7). Een scherpe hoek zal door de langere koeltijd nakrimpen en naar binnen trekken. De beste oplossing is een straal aan te brengen die groter of gelijk is dan de wanddikte  $h$ . (fig. 3.7 C en fig. 3.8).

Wanddikteverschillen geven vervormingen en vergen een langere cyclustijd. Voor thermoplasten komt daar nog een slechte kwaliteit van het oppervlak bij.



### Ondoorsnijdingen

- c) Ondoorsnijdingen of antilossingen zijn ongunstig in een produkt omdat we de matrijs van zijschuiven of zijlossers moeten voorzien.

In een aantal gevallen kan men door wijziging van het produkt zijschuiven voorkomen.

Men kan ook door omkonstrueren van het produkt de zijschuiven vermijden (fig. 8.6 tot en met fig. 8.11).

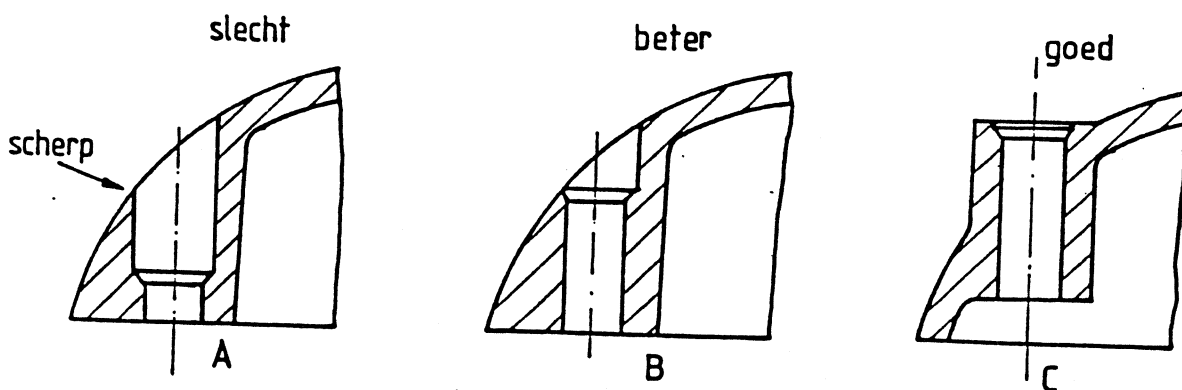


fig. 12.2

### Zwakke delen in produkt en matrijs konstrukties

- d) Zwakke punten in een produkt moeten we vermijden. We denken meestal aan scheuren, breuk of een te grote vervorming. Maar ook dun uitlopende wanden kunnen problemen geven door uitbrokkelen of niet vol vloeien van de matrijs ter plaatse van de verdunning.

Een ander probleem is dat de konstruktie van een produkt in de matrijs zwakke delen veroorzaakt.

Het produkt vlg. fig. 12.2 A bevat een dun uitlopende wand, die slecht vol vloeit met kunststof. Bij brosse materialen is de kans op uitbrokkelen van de wand groot. De konstrukties van de fig. 12.2 B en 12.2 C zijn veel beter.

## TENTAMEN IDE 240 KONSTRUKTIELEER 2

(vragen 3 en 4 van deel kunststoffen: 3 juli 1997)

### Vraag 3:

a:  $\sigma = 6 \text{ MPa}$

Zie grafiek bijlage:  $\epsilon(100 \text{ s}) = 0,5 \%$

b: de belastingsgeschiedenis is een belasting van 4 MPa gedurende 90.000 s, waarna de spanning wordt verwijderd. We willen de resulterende rek in omtreksrichting weten na 100.000 s.

Opsplitsing van het spanningsverloop via het superpositiebeginsel geeft:

$\sigma_1 = 4 \text{ MPa}$  gedurende  $(t - t_1) = 100.000 \text{ s}$

$\sigma_2 = -4 \text{ MPa}$  gedurende  $(t - t_2) = 10.000 \text{ s}$

Uit de grafiek van de kruipkrommen in de bijlage volgt voor de rekken:

$\epsilon_1(10^5 \text{ s}) = 0,60 \%$                        $\epsilon_2(10^4 \text{ s}) = -0,45 \%$

$\epsilon(10^5 \text{ s}) = +0,60 - 0,45 = 0,15 \%$

c: de referentietemperatuur is 20 °C. Er geldt, dat de rek gedurende 100 s bij 50 °C gelijk is aan de rek bij de referentietemperatuur, maar dan gedurende een equivalente tijd  $t_{eq} = 100 \text{ s} / a_T$ .

$t_{eq} = 100 / 0,004 = 2,5 \cdot 10^4 \text{ s}$ .

Uit grafiek bijlage:  $\epsilon_{20^\circ\text{C}}(2,5 \cdot 10^4 \text{ s}) = 0,5 \%$

Dus ook:  $\epsilon_{50^\circ\text{C}}(100\text{s}) = 0,5 \%$

### Vraag 4:

a: zie bijlage:  $\epsilon = 3/2 * 2 * 3 / 20^2 = 2,25 \%$

b: Zie bijlage:

$r/d = 0,3 / 3 = 0,1$

$K_t = 1,93$

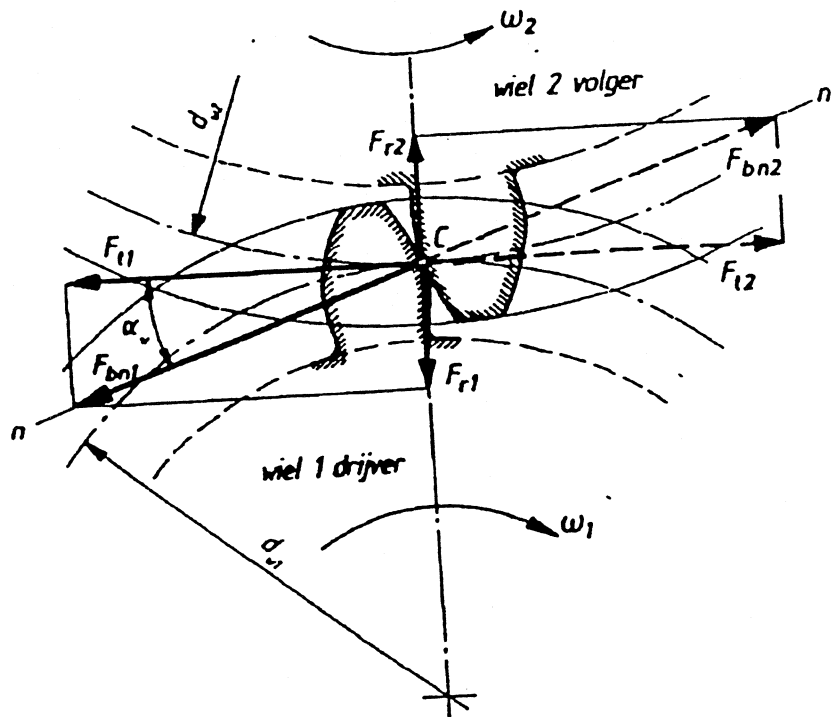
$\epsilon_m = 1,93 * 2,25 = 4,34 \%$

( $\epsilon_m > 3 \%$  dus voldoet niet)

28 nov. 1997

Opgave 1

(Goede antwoord aankruisen. Let op!! Per deelvraag kunnen meerdere antwoorden goed zijn)



a De drukhoek van een recht tandwiel (zie fig.) bedraagt  $\alpha = 20^\circ$ , de diameter van het wiel bedraagt  $d_{w1}$

Het drijvend moment dat het tandwiel uitoefent bedraagt:  
 $F_{t1} \cdot d_{w1}/2$

Het drijvend moment dat het tandwiel uitoefent is:  
 $F_{bn1} \cdot \cos(\alpha) \cdot d_{w1}/2$

Het buigend moment dat de tandkracht uitoefent op de as wordt veroorzaakt door de kracht  $F_{t1}$

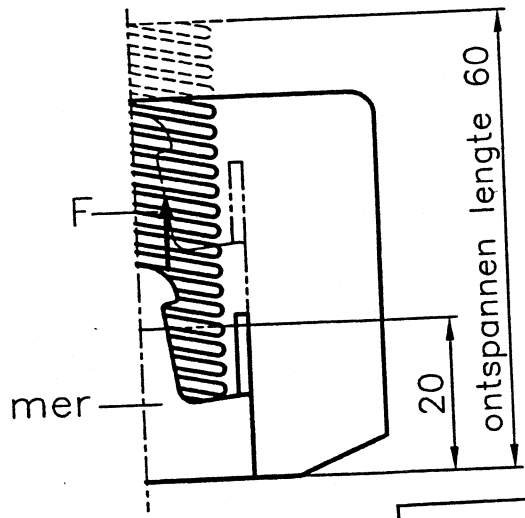
b Twee samenwerkende nulwielen met rechte vertanding hebben een door het ontwerp vastgestelde hartafstand, bij een gegeven overbrengingsverhouding  $i$

- Hierdoor ligt automatisch de moduul van de wielen vast
- Na een keuze voor het aantal tanden voor de samenwerkende wielen ligt de moduul vast.
- Het is niet altijd mogelijk bij gegeven hartafstand en overbrengingsverhouding, een wielenpaar te vinden met een genormaliseerde moduul.

c De moduul van een tandwiel heeft bij een gegeven over te brengen vermogen de volgende invloed op de belasting van het wiel.

- De keuze van het moduul beïnvloedt de optredende voetspanning.
- De keuze van het moduul beïnvloedt de optredende contactspanning.
- De keuze van het moduul beïnvloedt de maximaal toelaatbare voetspanning.

Opgave 2



In een nietpistool (zie figuur) wordt de energie die noodzakelijk is voor het inschieten van een niet opgeslagen door een drukveer. De ontspannen lengte van de veer bedraagt 60 mm. De maximale slag bedraagt 20 mm. De energie die moet worden opgeslagen in de veer bedraagt 2 Joule. De ruimte voor de diameter van de veer is maximaal 12 mm. De maximale schuifspanning in de veer is 900 N/mm<sup>2</sup>.

a Hoe groot is de maximale kracht F waarmee de veer ingedruwd wordt?

F = 200 N

b Bepaal de draaddiameter d, zodanig dat deze maximaal belast wordt en rond deze af tot een genormaliseerde diameter volgens DIN 2076

d = 1.96 mm

- c Stel  $d = 2,1 \text{ mm}$  en de maximale scuijspanning is  $650 \text{ N/mm}^2$  . .  
 (anders dan bij opgave b)  
 Bepaal dan de lengte van de veerdraad en afgerond op een halve winding het aantal windingen van de draad.

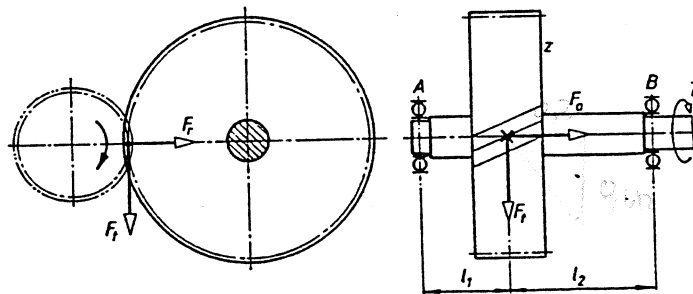
$l =$	mm
$n =$	

**Opgave 3**

Het maximale moment van een tussenas van St44 in een tandwielkast, dat maatgevend is voor de bepaling van de diameter van de as moet worden berekend (om het vergelijkmoment te kunnen bepalen). De tussenas heeft een schuin vertand tandwiel.

steekcirkeldiameter  $d = 171,1 \text{ mm}$ .  
 breedte  $b = 50 \text{ mm}$ .  
 tandhoek  $\beta = 15^\circ$

tangentiele kracht  $F_t = 1,12 \text{ kN}$   
 axiale kracht  $F_a = 0,3 \text{ kN}$   
 radiale kracht  $F_r = 0,42 \text{ kN}$   
 lagerafstand  $l_1 = 60 \text{ mm}$ .  
 lagerafstand  $l_2 = 100 \text{ mm}$ .



- a Bepaal het grootste buigend moment in de as. (Aanwijzing: let op momentensprong door de kracht  $F_a$ .)

$M =$ 4142	Nm
------------	----

Vanaf A kan op identieke wijze het moment berekend worden. Door de momentensprong is deze echter lager. Het grootste moment moet genomen worden.

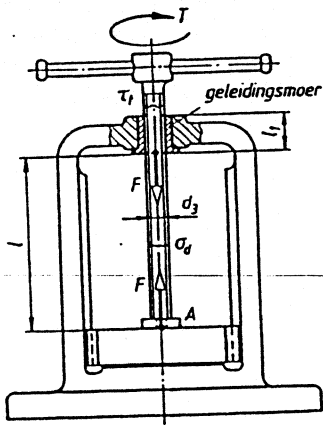
- b Stel  $M = 70 \text{ Nm}$  (anders dan bij vraag b) Bereken dan het vervangmoment  $M_v$

$M_v =$	Nm
---------	----

- c Hoe groot is de maximaal toelaatbare spanning?

$\sigma_{bD} =$	N/mm <sup>2</sup>
-----------------	-------------------

## Opgave 4



Een schroefpers (zie figuur) van St50 met een drukkracht van 50 kN en een grootste spallengte van 1 m. moet worden berekend.

- a Bereken in eerste instantie de kerndiameter op bij benadering op knik. Kies voor de veiligheidsfactor  $v = 6$ .

$$d_3 = \quad \text{mm}$$

- b De wrijvingscoëfficiënt  $\mu = 0,15$ . Hoe groot moet de spoedhoek  $\phi$  zijn wil de trapeziumschroefdraad van de spil niet zelfremmend zijn?

$$\phi > \quad$$

- c Stel er wordt gekozen voor een trapeziumdraad (anders dan in vraag a en b) met:

nominale diameter  $d = 36$  mm.

flank diameter  $d_2 = 29$  mm

kerndiameter  $d_3 = 25$  mm.

De steek van de schroefdraad  $P = 6$  mm., waarbij voor een

driegangige draad gekozen wordt. De wrijvingscoëfficiënt  $\mu = 0,15$ .

De spoed van de draad moet groter zijn dan  $10^\circ$

Bereken de torsiespanning  $\tau$  in de spil

$$\tau = \quad \text{N/mm}^2$$

**Vraag 1**

a. Geef aan welke van de onderstaande vier posten, in het algemeen het grootste aandeel heeft in de fabricagekostprijs bij massafabricage:

- 0 Materiaalkosten
- 0 Gereedschapskosten
- 0 Man- en machinekosten
- 0 Montagekosten

b. Geef in onderstaande tabel met behulp van een kruis aan welke combinatie van materialen en verwerkingstechnieken mogelijk of gebruikelijk zijn:

	PC	PA	UP	EP
Spuitgieten				
Lamineren/wikkelen				
thermovormen				

c. Geef in onderstaande tabel aan met een +, +/- of een - een waardering voor de genoemde verwerkingstechnieken op genoemde punten:

	spuitgieten	lamineren	thermovormen
Vormvrijheid			
Tijdsduur tussen produktidee en fabriekgestart			
(Productie)cyclustijd			

d. Verklaar kort de fysische achtergrond van lassen van kunststoffen.

e. Wat zijn de consequenties hiervan voor wel of niet kunnen lassen van:

- A Thermoplasten en thermoharders
- B Ongelijksoortige materialen



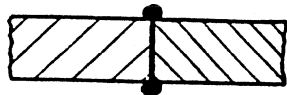
.....  
**Vraag 2**

Teken naast elk van onderstaande figuren een beter alternatief uit oogpunt van kostprijs en/of kwaliteit.

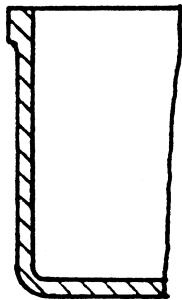
Motiveer bij elke tekening de reden (waarom de huidige constructie minder goed voldoet) en de achtergrond voor de aanpassing.

---

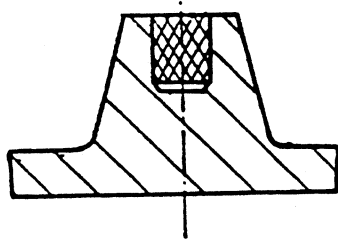
a. (gelast produkt)



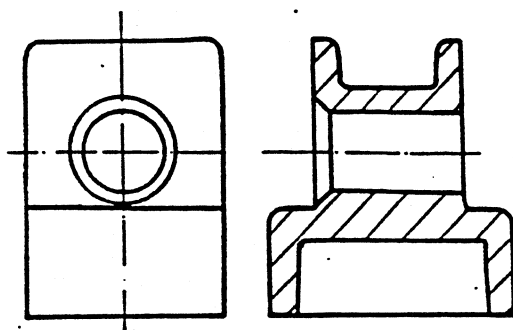
b.



c.

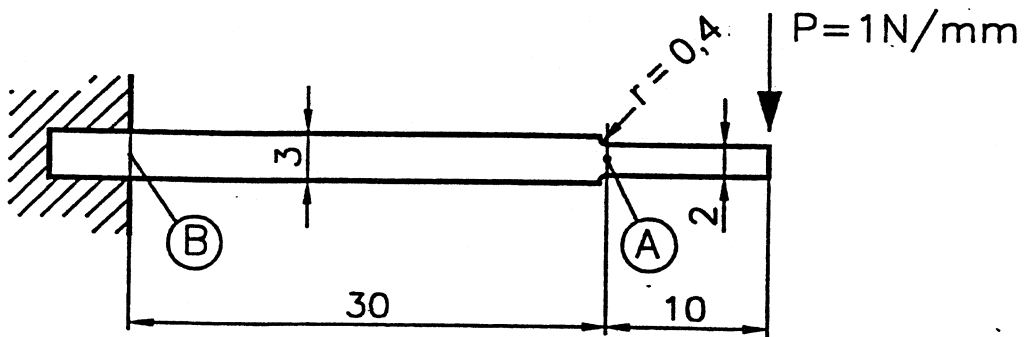


d.



**Vraag 3**

Een plaat van ABS is aan een zijde ingeklemd in een wand. Aan de andere zijde wordt de plaat gedurende korte tijd aan de rand belast door een lijnlast van 1 N per mm randlengte. Zoals is aangegeven in onderstaande figuur is er t.p.v. A een sprong in de wanddikte van 2 naar 3 mm.



*Figuur: eenzijdig ingeklemde plaat met lijnlast.*

Gevraagd (zie bijlage):

- a. bereken de maximale spanning in de doorsnede bij A. Bedoeld wordt  $\sigma_{\text{nom, max}}$ , d.w.z. de maximale nominale spanning, waarbij geen rekening wordt gehouden met spanningsconcentraties;

.....

.....

$\sigma_{\text{nom, max}} = \dots\dots\dots$

- b. Bepaal de spanningsconcentratiefactor in doorsnede A. Hoe groot wordt nu de piekspanning in de doorsnede bij A ?

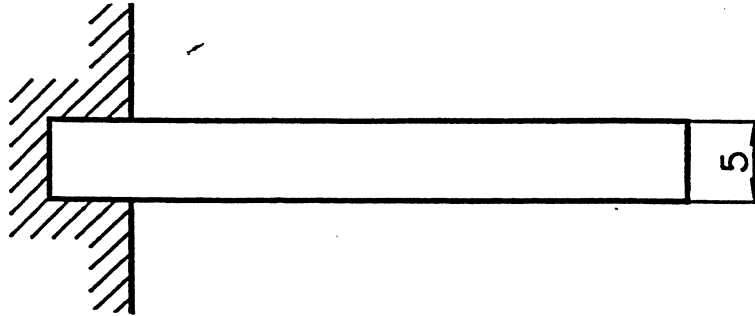
.....

$K_t = \dots\dots\dots$

$\sigma_{\text{piek}} = \dots\dots\dots$

c: De lijnbelasting wordt verder verhoogd en uit berekeningen blijkt, dat een plaat met een uniforme wanddikte van 5 mm aan de stijfheidseis voldoet (zie figuur). Gekozen wordt echter voor een plaat met ribben met als parameters: wanddikte  $t_w = 1,5$  mm; ribdikte  $t_{rib} = 1,5$  mm; ribhoogte  $h_r = 9$  mm.

Welke ribafstand  $b_b$  moet minimaal toegepast worden, om ervoor te zorgen, dat de plaat met ribben even stijf is als een 5 mm dikke plaat zonder ribben? Gebruik hierbij de grafiek van Lifshy uit de bijlage.



Figuur: equivalente plaat zonder ribben.

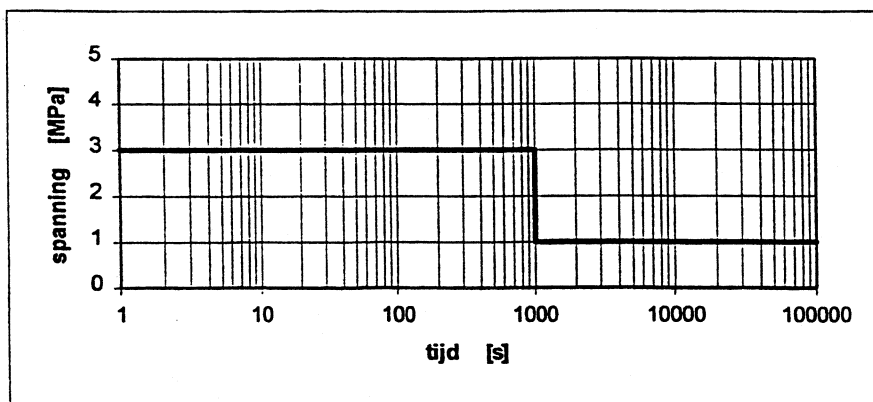
.....

.....

$b_b =$  .....

**Vraag 4**

Een ophanging van Polypropeen, waarvan de kruipmodulus  $E(t)$  bij  $35$  °C gegeven is in de bijlage, wordt op een trekspanning van  $3$  MPa belast gedurende  $1000$  seconde. Daarna daalt de spanning naar  $1$  MPa (zie figuur).



Figuur: belastingsverloop van de ophanging als functie van de tijd.

.....  
Gevraagd:

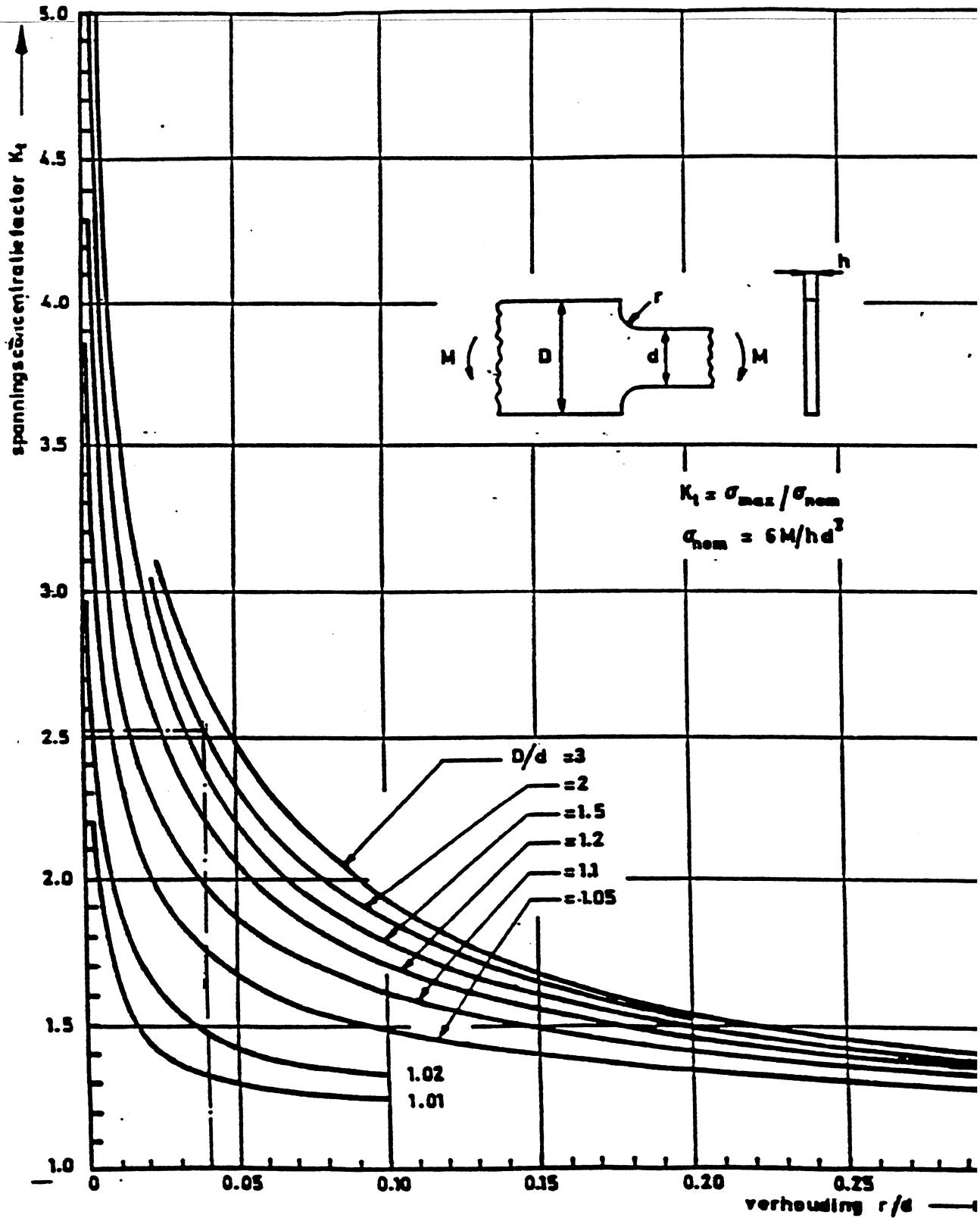
a: bereken m.b.v. het Boltzmann superpositiebeginsel de rek na  $10^4$  seconde als gegeven is, dat de temperatuur constant op  $35\text{ }^\circ\text{C}$  wordt gehouden.

$t-t_1 =$ .....
$\epsilon_1 =$ .....
.....
$t-t_2 =$ .....
$\epsilon_2 =$ .....
$\epsilon(10^4\text{s}) =$ .....

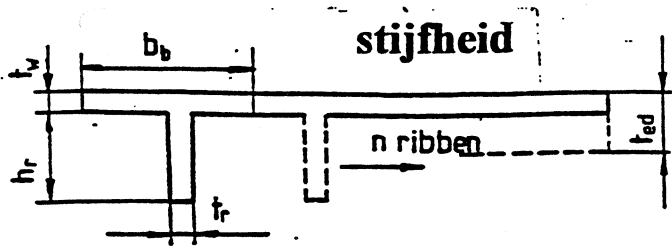
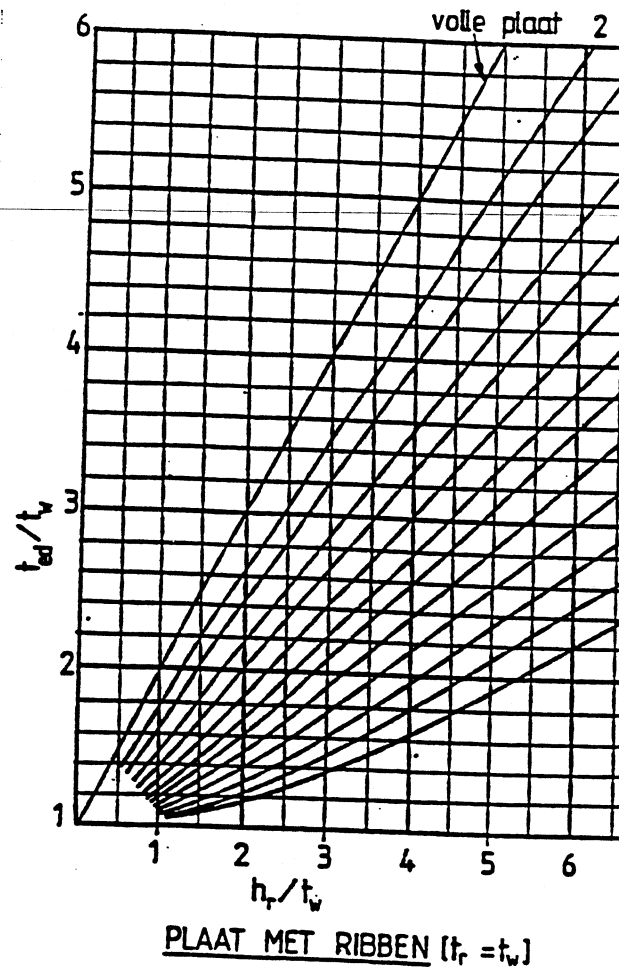
b: Stel dat de temperatuur  $40\text{ }^\circ\text{C}$  bedraagt. Het materiaal beantwoordt aan de Tijd-Temperatuurs-Equivalentie. De verschuivingsfactor  $a_T$  is berekend en bedraagt voor het toegepaste materiaal bij een procestemperatuur van  $40\text{ }^\circ\text{C}$  en een referentietemperatuur van  $35\text{ }^\circ\text{C}$ :  $a_T = 0,333$ . Hoe groot is nu bij dezelfde belasting, de rek  $\epsilon$  na duizend seconde ?

.....
.....
$\epsilon(10^3\text{s}) =$ .....

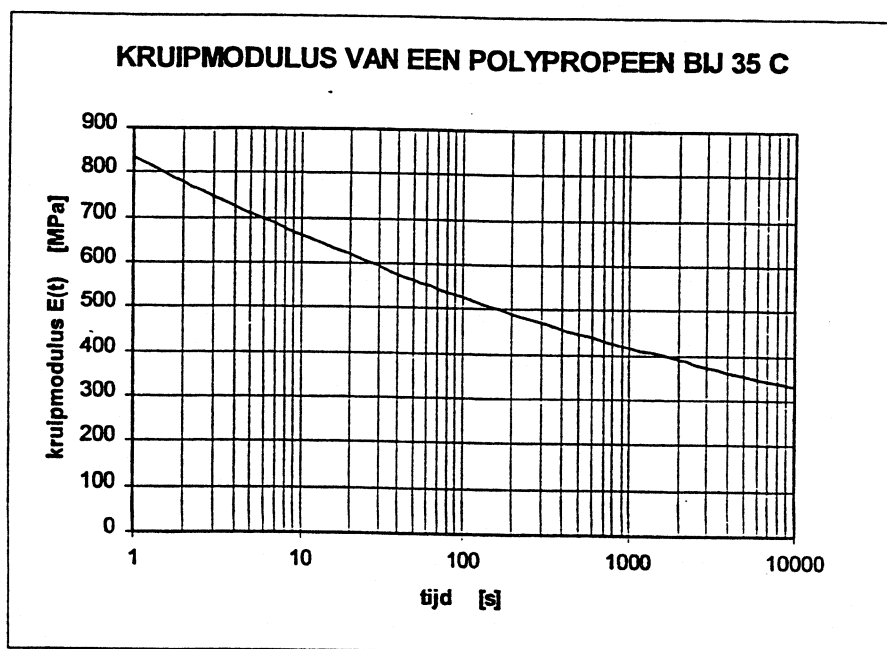
Bijlage Spanningsconcentratiefactoren voor platte buigstaven met een overgang:



Bijlage



Grafiek van Lifshey voor stijfheidsberekening (wanddikte = ribdikte).



## tentamen november 1997

### opgave 1

- a1 Ja: Moment is kracht maal arm, dus  $F_{t1} \cdot d_{w1}/2$  is goed
- a2 Ja: Moment is kracht maal arm, dus  $F_{bn1} \cdot \cos(\alpha) \cdot d_{w1}/2$  is ook goed
- a3 Ne: Het buigend moment wordt niet alleen door  $F_{t1}$ , maar ook door de radiale kracht  $F_{r1}$  veroorzaakt

- 
- b1 Nee: uul hangt ook nog af van het aantal tanden op de wielen (15.2)
- b2 Ja: (zie b1)
- b3 Ja: Het aantal tanden een geheel getal moet zijn is de diameter van het wiel niet geheel vrij te kiezen.
- c1 Ja: De keuze van het moduul heeft invloed op de tandafmetingen en dus ook op de optredende spanningen. (15.86)
- c2 Nee: Op de contactspanning heeft de moduul geen invloed. (15.90)
- c3 Nee: De maximaal toelaatbare spanning is afhankelijk van het materiaal en niet van de moduul  
Ja: (Indirect is er echter wel een invloed van de moduul op de toelaatbare spanning, nl. via de correctiefactor  $Y_x$  (zie 15.88)  
Beide antwoorden zijn dus goed

### opgave 2

gegeven is:

$$\tau := 900 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} \quad W := 2 \cdot J$$

$$D := 12 \cdot \text{mm} \quad s := 20 \cdot \text{mm}$$

- a De maximale kracht kan bepaald worden doordat de opgeslagen energie bij gegeven slaglengte van de veer bekend zijn.

$$F := \frac{W}{s} \cdot 2 \quad F = 200 \cdot N$$

- b De diameter kan berekend worden volgens 10.45a

$$d := \left( \frac{F \cdot D}{0.4 \cdot \tau} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d = 1.9 \cdot \text{mm} \quad \text{afroonden naar } 1,9 \text{ mm (tabel 10-2)}$$



c De lengte en het aantal windingen kunnen bepaald worden met 10.51

$$d := 2.1 \cdot \text{mm} \quad \tau := 650 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad G := 81500 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$V := W \cdot 4 \cdot \frac{G}{\tau^2} \quad V = \text{volume}, W = \text{arbeid}$$

$$l := \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \quad l = 445.5 \cdot \text{mm}$$

$$n := \frac{l}{D \cdot \pi} \quad n = 11.8 \quad \text{afgerond } 12$$

Of met behulp van 10.49

$$R := \frac{F}{s} \quad n := \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot R} \quad n = 11.5 \quad \text{afgerond } 12$$

$$l := D \cdot \pi \cdot n \quad l = 432.2 \cdot \text{mm}$$

vraag 3

Gegeven is:

$$F_t := 1.12 \cdot \text{kN} \quad l_1 := 60 \cdot \text{mm}$$

$$F_r := 0.42 \cdot \text{kN} \quad l_2 := 100 \cdot \text{mm}$$

$$F_a := 0.3 \cdot \text{kN} \quad d := 171.1 \cdot \text{mm}$$

a De drie krachten op het tandwiel veroorzaken elk reactiekrachten in de lagers. Beschouw de afzonderlijke krachten in x en y richting en ontbindt tenslotte de krachten voor de werkelijk optredende kracht onder een hoek  $\phi$

$$M_{ax} := F_a \cdot \frac{d}{2} \quad F_{Bax} := \frac{M_{ax}}{l_2} \quad F_{Bax} = 256.6 \cdot \text{N} \quad \text{kracht in B door axiale kracht}$$

$$F_{Br} := \frac{F_r \cdot l_1}{l_1 + l_2} \quad F_{Br} = 157.5 \cdot \text{N} \quad \text{door radiale kracht}$$

$$F_{Bt} := \frac{F_t \cdot l_1}{l_1 + l_2} \quad F_{Bt} = 420 \cdot \text{N} \quad \text{door tangentiale kracht}$$

$$F_B := \sqrt{(F_{Bt})^2 + (F_{Br} + F_{Bax})^2} \quad F_B = 589.8 \cdot \text{N} \quad \text{kracht in B}$$

$$M_B := F_B \cdot l_2 \quad M_B = 59 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment door } F_B$$



of

$$M_{ax} := F_a \cdot \frac{d}{2} \quad F_{Aax} := \frac{M_{ax}}{l_1} \quad F_{Aax} = 427.8 \cdot \text{N}$$

kracht in A door axiale kracht

$$F_{Aar} := \frac{F_r \cdot l_2}{l_1 + l_2} \quad F_{Aar} = 262.5 \cdot \text{N}$$

door radiale kracht

$$F_{Aat} := \frac{F_t \cdot l_2}{l_1 + l_2} \quad F_{Aat} = 700 \cdot \text{N}$$

door tangentiale kracht

$$F_A := \left[ (F_{Aat})^2 + (F_{Aar} - F_{Aax})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad F_A = 719.2 \cdot \text{N}$$

kracht in A

$$M_A := F_A \cdot l_1 \quad M_A = 43.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Moment door  $F_A$

b gegeven is:

$$M := 70 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad F_t = 1.1 \cdot 10^3 \cdot \text{N} \quad d = 171.1 \cdot \text{mm}$$

$$T := F_t \cdot \frac{d}{2} \quad T = 9.6 \cdot 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\alpha_0 := 0.7 \quad \text{wisselende belasting voor buigend moment (zie 3.5)}$$

$$M_v := \left[ (M)^2 + 0.75 \cdot (\alpha_0 \cdot T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad M_v = 9.1 \cdot 10^4 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

(zie fig 11.17)

$$\text{c } \sigma := 200 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{tabel 3.2 voor } k=-1$$

vraag 4

(zie ook voorbeeld 8.4 in Roloff/ Matek)

Gegeven is:

$$F := 50 \cdot \text{kN} \quad v := 6$$

$$l := 1 \cdot \text{m} \quad E := 21 \cdot 10^4 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$l_k := 0.7 \cdot l \quad l_k = 700 \cdot \text{mm}$$

$$\text{a } d_3 := \left[ \frac{64 \cdot F \cdot v \cdot (l_k)^2}{\pi^3 \cdot E} \right]^{\frac{1}{4}} \quad d_3 = 34.7 \cdot \text{mm} \quad (\text{zie 8.51})$$

b De hoek  $\phi$  moet dan groter zijn dan de wrijvingshoek

$$\mu := 0.15$$

$$\text{atan}(\mu) = 8.5 \cdot \text{deg}$$

$$\phi > 8.6$$

---

c  $d_2 := 29 \cdot \text{mm}$        $d_3 := 25 \cdot \text{mm}$        $\mu := 0.15$

$$\rho := \text{atan}(\mu)$$

$$\rho = 8.5 \cdot \text{deg}$$

wrijvingshoek

$$\phi := 10 \cdot \text{deg}$$

spoedhoek

$$W_p := 0.2 \cdot (d_3)^3$$

$$W_p = 3.1 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^3$$

polair weerstandsmoment

$$T := F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\phi + \rho)$$

$$T = 243 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

torsie moment (zie 8.55)

$$\tau := \frac{T}{W_p}$$

$$\tau = 77.8 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

torsie spanning

$$W_p = 3.1 \cdot 10^3$$

$$D_3$$

## TENTAMEN IDE 240 KONSTRUKTIELEER 2

(vragen 3 en 4 van deel kunststoffen: 28 november 1997)

### Vraag 3:

a: P werkt op een afstand van 10 mm van doorsnede A en bedraagt 1 N per strekkende mm plaatbreedte.

Beschouw de plaat over een breedte b. Er geldt:

---

$$\text{Moment in A is: } M_A = P * \text{breedte} * 10 = 1 * b * 10 = 10b \text{ Nmm}$$

$$\text{Weerstandsmoment in A is: } W_A = b * t^2 / 6 = b * 2^2 / 6 = 2b/3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\text{nom. max}} = M_A / W_A = 10b / (2b/3) = 15 \text{ MPa}$$

b: Grafiek:  $K_t = 1,5$

$$\sigma_{\text{piek}} = 1,5 * 15 = 22,5 \text{ MPa}$$

c:  $t_{\text{ed}} / t_w = 5 / 1,5 = 3,33$

$$h_r / t_w = 9 / 1,5 = 6$$

Uit grafiek: nodig is  $b_0 / t_w = 23$

$$\text{Dus: } b_0 = 23 * t_w = 23 * 1,5 = 34,5 \text{ mm}$$

### Vraag 4:

a:  $\sigma_1 = +3 \text{ MPa}$ ;

$$E(10^4 \text{ s}) = 332 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_1 = 3 / 332 = 0,90 \%$$

$\sigma_2 = -2 \text{ MPa}$ ;

$$E(10^4 - 10^3 \text{ s}) = 335 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_2 = -2 / 335 = -0,60 \%$$

$$\epsilon(10^4 \text{ s}) = 0,90 + -0,60 = 0,30 \%$$

b: Bij 40 °C gebeurt in 1000 s hetzelfde als bij de referentietemperatuur van 23 °C in 1000 /  $a_T$   
 $s = 1000 / 0,333 = 3000 \text{ s}$ .

D.w.z.:  $E^{40^\circ\text{C}}(1000 \text{ s}) = E^{23^\circ\text{C}}(3000 \text{ s}) = 374 \text{ MPa}$  (zie grafiek)

$$\epsilon_{40^\circ\text{C}}(1000 \text{ s}) = 3 / 374 = 0,80 \%$$

**Vraag 1**

- a. Geef aan welke van de onderstaande vier posten, in het algemeen het grootste aandeel heeft in de fabricagekostprijs bij massafabricage:

0	Materiaalkosten
0	Gereedschapskosten
0	Man- en machinekosten
0	Montagekosten

- b. Geef in onderstaande tabel met behulp van een kruis aan welke combinatie van materialen en verwerkingstechnieken mogelijk of gebruikelijk zijn:

	PC	PA	UP	EP
Spuitsgieten	X	X	+/-	+/-
Lamineren/wikkelen			X	X
thermovormen	X			

+/- \* BMC-techniek

- c. Geef in onderstaande tabel aan met een +, +/- of een - een waardering voor de genoemde verwerkingstechnieken op genoemde punten:

	spuitsgieten	lamineren	thermovormen
Vormvrijheid	+	+/-	-
Tijdsduur tussen produktidee en fabricagestart	-	+	+
(Productie)cyclustijd	+	-	-

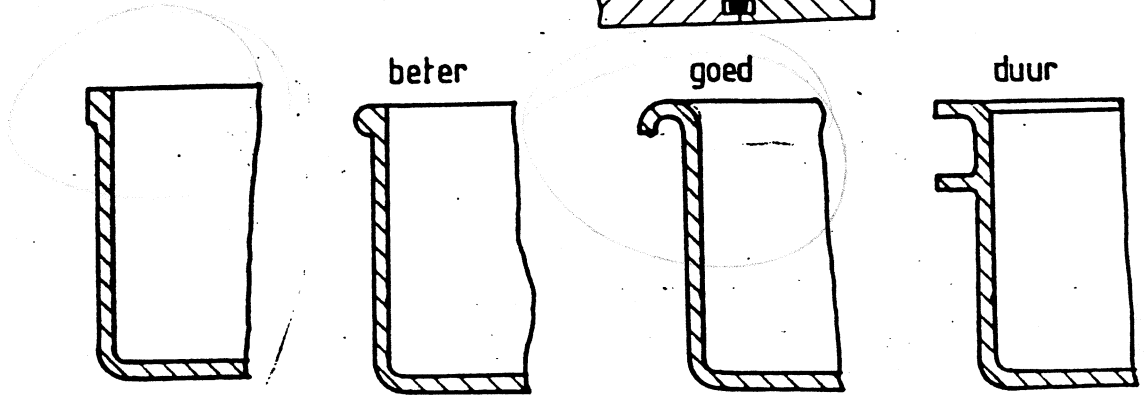
**Vraag 2**

Teken naast elk van onderstaande figuren een beter alternatief uit oogpunt van kostprijs en/of kwaliteit.  
Motiveer bij elke tekening de reden (waarom de huidige constructie minder goed voldoet) en de achtergrond voor de aanpassing.

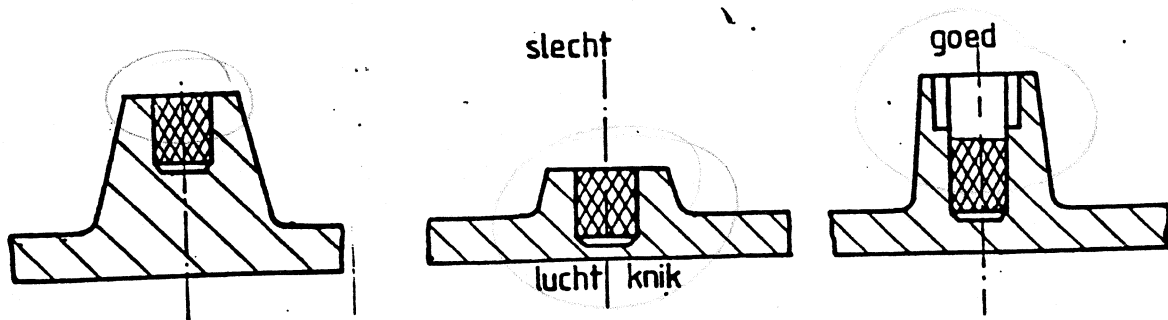
a. (gelast produkt)



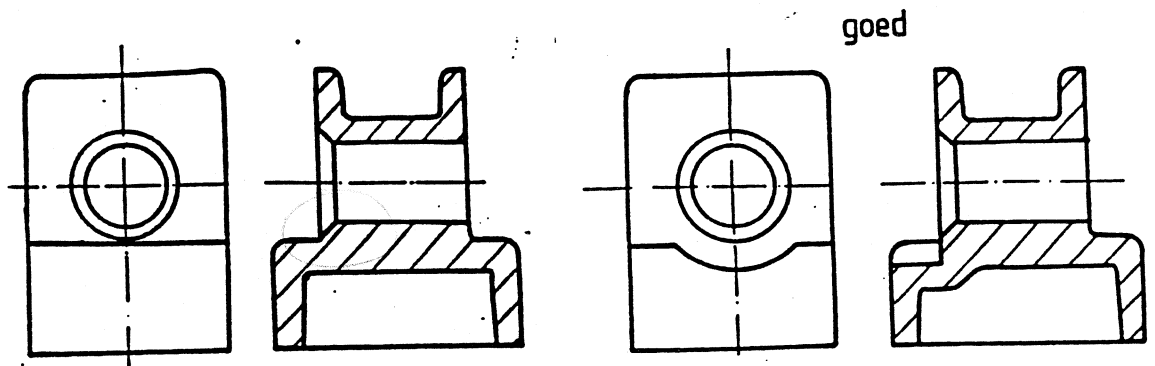
b.



c.



d.



## TENTAMEN IDE 240 KONSTRUKTIELEER 2

(vragen 3 en 4 van deel kunststoffen: 28 november 1997)

### Vraag 3:

a: P werkt op een afstand van 10 mm van doorsnede A en bedraagt 1 N per strekkende mm plaatbreedte.

Beschouw de plaat over een breedte b. Er geldt:

Moment in A is:  $M_A = P * \text{breedte} * 10 = 1 * b * 10 = 10b \text{ Nmm}$

Weerstandsmoment in A is:  $W_A = b * t^2 / 6 = b * 2^2 / 6 = 2b/3 \text{ mm}^3$

$\sigma_{\text{nom. max}} = M_A / W_A = 10b / (2b/3) = 15 \text{ MPa}$

b: Grafiek:  $K_t = 1,5$

$\sigma_{\text{piek}} = 1,5 * 15 = 22,5 \text{ MPa}$

c:  $t_{\text{ed}} / t_w = 5 / 1,5 = 3,33$

$h_r / t_w = 9 / 1,5 = 6$

Uit grafiek: nodig is  $b_b / t_w = 23$

Dus:  $b_b = 23 * t_w = 23 * 1,5 = 34,5 \text{ mm}$

### Vraag 4:

a:  $\sigma_1 = +3 \text{ MPa}$ ;

$E(10^4 \text{ s}) = 332 \text{ MPa}$

$\epsilon_1 = 3 / 332 = 0,90 \%$

$\sigma_2 = -2 \text{ MPa}$ ;

$E(10^4 - 10^3 \text{ s}) = 335 \text{ MPa}$

$\epsilon_2 = -2 / 335 = -0,60 \%$

$\epsilon(10^4 \text{ s}) = 0,90 + -0,60 = 0,30 \%$ .

b: Bij 40 °C gebeurt in 1000 s hetzelfde als bij de referentietemperatuur van 23 °C in 1000 / s = 1000 / 0,333 = 3000 s.

D.w.z.:  $E^{40^\circ\text{C}}(1000 \text{ s}) = E^{23^\circ\text{C}}(3000 \text{ s}) = 374 \text{ MPa}$  (zie grafiek)

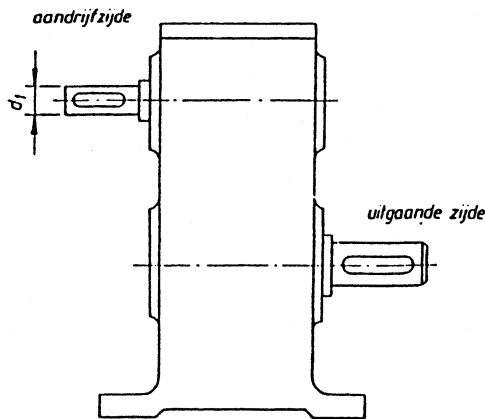
$\epsilon_{40^\circ\text{C}}(1000 \text{ s}) = 3 / 374 = 0,80 \%$

## Opgave 1

(Goede antwoord aankruisen. **Let op!!** Per deelvraag kunnen meerdere antwoorden goed zijn))

- a De overbrengingsverhouding in een worm-wormwiel overbrenging hangt oa. af van:
- Het aantal tanden van de worm en het wormwiel
  - Het aantal omwentelingen die de worm maakt
  - De axiale steek en de spoed van de worm
- b Waarom heeft een wormoverbrenging een slechter rendement.
- Omdat de zelfremmendheid van worm-wormwieloverbrengingen groot is
  - Omdat de tanden van worm en wormwielen een glijdende beweging maken.
  - Omdat de assen van worm en wormwiel elkaar loodrecht kruisen.
- c De zelfremmendheid van een worm-wormwieloverbrenging hangt af van?
- De axiale steek
  - De spoedhoek
  - De massa traagheid van de aangedreven last

## Opgave 2



De asdiameter van de ingaande as van St44-2 waarop een elastische koppeling gemonteerd wordt, moet voor het eerste ontwerp worden bepaald en voorlopig vastgesteld volgens DIN 748 (tabel 11-1). De koppeling brengt sprongvormig een vermogen  $P = 1 \text{ kW}$  bij een toerental van  $n = 720 \text{ min}^{-1}$  op de as over. Stoten zijn te verwachten op basis van  $C_B = 1$ . De as-naafverbinding voor de koppeling geschiedt met een inlegspie volgens DIN 688 met een diepte van  $3 \text{ [mm]}$ .

- ~~a~~ a Hoe groot is de maximale toegestane spanning voor het asuiteinde?

$160$	$[\text{N/mm}^2]$
-------	-------------------

- ~~b~~ b Bepaal de diameter  $d_1$

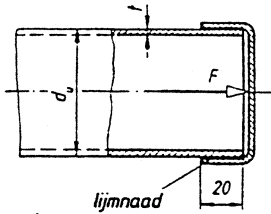
$d_1 = 131 \text{ mm} \pm 3 = 16.1$	$[\text{mm}]$
-------------------------------------	---------------

- c De overbrengingsverhouding is 1:12. De uitgaande as wordt wisselend belast met een buigvermoeingsbelasting. Het rendement van de overbrenging bedraagt 85%. Hoe groot is moment van de uitgaande as?

$T =$	$[\text{Nm}]$
-------	---------------



Opgave 3



Het einde van een waterpijp van polyvinylchloride (PVC) met een buitendiameter  $d_u = 63$  mm en een wanddikte  $t = 3$  mm wordt afgesloten met een gelijmde dop. De lijmverbinding moet veilig stand houden bij een maximale waterdruk van  $p = 4$  bar, aangenomen dat bij 20 mm overlappingslengte de bindsterkte van de lijm  $\tau_{LB} = 8$  N/mm<sup>2</sup> bedraagt.

a Bepaal de kracht F

$F = 2396,17 \cdot 10^3$  [N]

opp p = 4 · 10<sup>5</sup> Pa

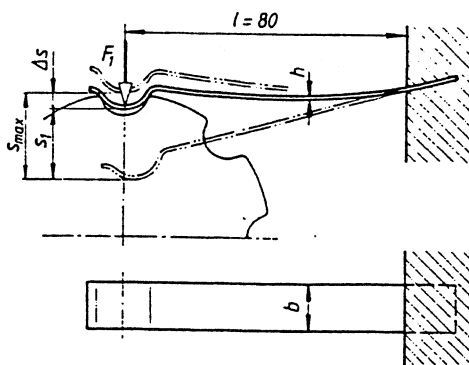
b Hoe groot is de optredende schuifspanning in de lijmverbinding?

$\tau_L = 0,3$  [N/mm<sup>2</sup>]

c Bepaal de veiligheidsfactor v

$v = 26$

Opgave 4



Bereken voor een apparaat een rechthoekige bladveer als vergrendelveer, die in een toestand van rust in de groeven van een verdeelschijf een werkkraft  $F_1 \approx 15$  N moet hebben.

Volgens de constructiegegevens ontstaat een verende lengte  $l = 80$  mm met veerbreedte  $b = 20$  mm. Er dient koudgewalst bandstaal (DIN 17 222) van 71Si7 gebruikt te worden bij een gemiddelde treksterkte.

a Hoe groot is de maximaal toegestane buigspanning in de veer?

$\sigma_b = 1,295 \cdot 10^3$  [N/mm<sup>2</sup>]

b Welke dikte h uit onderstaande genormaliseerde reeks voor de bladveer dient gekozen te worden?

waarden voor de breedte  $h$  [mm]

0.25 0.3 0.4 0.5 0.6 0.8 1.0 1.2 1.5 2.0

Stel dat de maximale buigspanning  $1100 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  bedraagt. (een andere waarde dan bij a werd gevonden)

$h = 0.6 \text{ [mm]}$

- c Omdat bij het doorschakelen de extra slag  $\Delta s = 5 \text{ mm}$  bedraagt, en bij het losspringen van de veer voor de grootste veerkracht  $F_{\max}$  en  $s_{\max}$  (zie figuur) de buigspanning  $\sigma_b$  op de plaats van inklemming op de gekozen afmetingen op toelaatbaarheid worden onderzocht. Bereken deze spanning bij maximale doorbuiging bij een dikte van  $h=0.8 \text{ [mm]}$  (anders dan bij opgave b werd berekend)

$\sigma_{\max} = 4.83757 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

1. Verwerking

a. Geef aan welke van onderstaande vier posten, in het algemeen het grootste aandeel heeft in de fabricagekostprijs bij massafabricage:

- 0 Materiaalkosten
- 0 Gereedschapskosten
- 0 Man- en machinekosten
- 0 Montagekosten

b. Geef in onderstaande tabel met behulp van een kruis aan welke combinatie van materialen en verwerkingstechnieken mogelijk of gebruikelijk zijn:

	PC	PA	UP	EP
Spuitgieten				
Lamineren/wikkelen				
thermovormen				

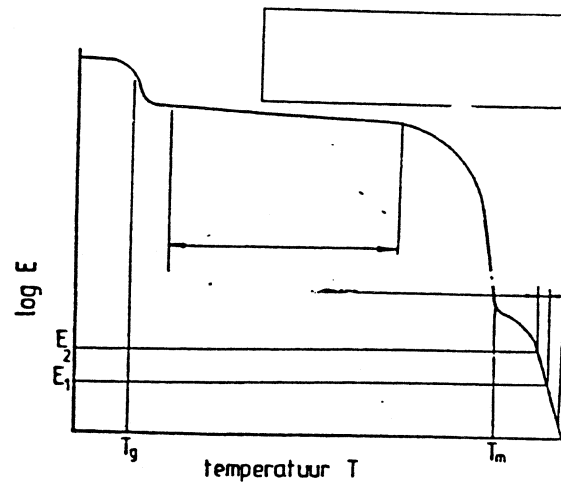
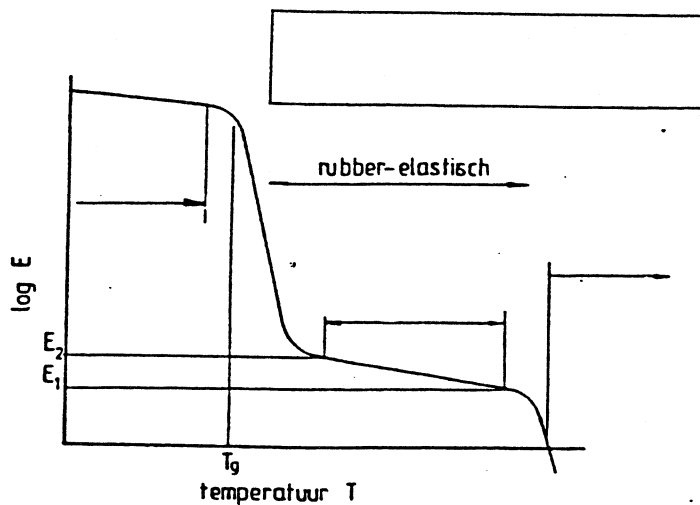
c. Geef in onderstaande tabel aan met een +, +/- of een - een waardering voor de genoemde verwerkingstechnieken op genoemde punten:

	spuitgieten	lamineren	thermovormen
Vormvrijheid			
Tijdsduur tussen produktidee en fabricagestart			
(Productie)cyclustijd			

2. Verwerking

a. Vermeld bij onderstaande grafieken welke groep van kunststoffen bij die grafiek hoort (slechts 2 groepen te kiezen)

- A Thermoharders
- B Deelkristallijne thermoplasten
- C Rubbers of elastomeren
- D Amorfe thermoplasten

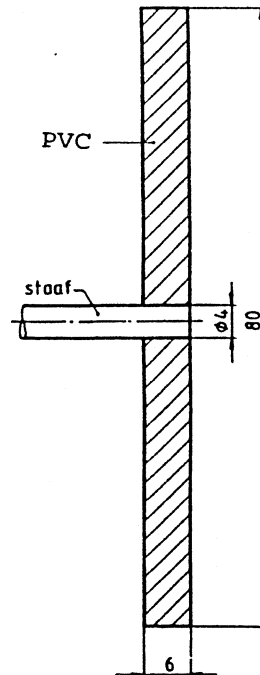


b. Geef in beide grafieken aan binnen welke gebieden onderstaande activiteiten (gebruik en verwerking) mogelijk is:

- Gebruik
- thermovormen
- spuitgieten/extruderen

**Vraag 3**

Een stalen as wordt in een schijf van PVC (Vinoflex S 6115) geperst (zie figuur). De omgevingstemperatuur is 23 °C.



De maximale rek  $\varepsilon$  in het PVC als gevolg van het persen van de staaf kan worden berekend met de formule:

$$\varepsilon = \Delta d / d_f$$

met:

$d_f$  = diameter stalen staaf

$d_i$  = gatdiameter voor het inpersen van de staaf

$\Delta d = d_f - d_i$  (overmaat)

De uitrekkracht  $F_a$  van de staaf kan worden berekend met de formule:

$$F_a = \pi * \varepsilon * d_f * L * \mu * Y * E(t)$$

met:

$L$  = overlappende persverbinding

$\mu = 0,3$  (wrijvingscoëfficiënt PVC en staal)

$Y = 0,71$  (variabele die opgezocht is in fig. 25 van het dictaat)

$E(t)$  = relaxatiemodulus (indien niet bekend, gebruik dan de kruipmodulus)

Gevraagd (zie bijlage):

a) De overmaat  $\Delta d$  wordt zodanig gekozen, dat de rek  $\varepsilon$  de waarde van 1 % (druk) bereikt.

- Hoe groot moet dan de gatdiameter  $d_i$  zijn ?

- Bepaal de uitrekkracht  $F_a$  na  $10^3$  uur (geef ook de tussenuitkomsten).

.....

$d_i =$  .....

$E(10^3 \text{ uur}) =$  .....

$F_a(10^3 \text{ uur}) =$  .....

.....

- b) Na  $10^3$  uur vindt men de uitrekkracht te klein en wordt de stalen as uit het PVC geperst waarbij er direct een nieuwe as in wordt ingeperst met een grotere diameter. De rek in het PVC wordt hierdoor vergroot tot 1,5 %. Bereken uitgaande van lineair materiaalgedrag m.b.v. het superpositiebeginsel van Boltzmann de uitrekkracht na 2000 uur.

.....

$F_{a1}(t_1) =$  .....

.....

$F_{a2}(t_2) =$  .....

$F_a(2000 \text{ uur}) =$  .....

Vraag 4

Een openstaande deur kan worden vastgezet, door middel van een klikverbinding van een POM (zie figuur). De ronde staaf met diameter  $D$  is bevestigd aan de deur. In onderstaande berekening mag ervan uitgegaan worden, dat de ronde staaf oneindig stijf is.

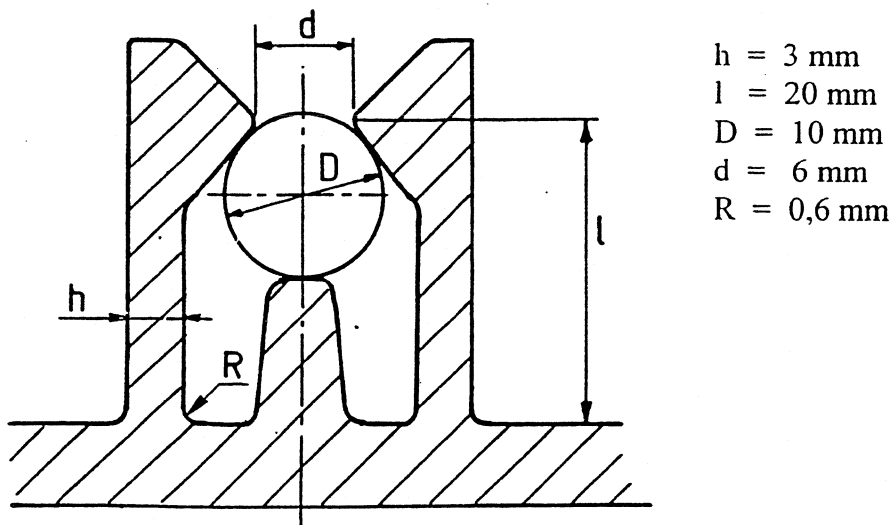


Fig. Klikverbinding

Gevraagd (zie bijlage):

- a) Bereken zonder rekening te houden met spanningsconcentraties de maximale (nominale) rek  $\varepsilon$  in de klikvingers, ervan uitgaande, dat de inklemming oneindig stijf is en dat de hartlijn van beide delen van de klikverbinding precies samenvallen.

$\varepsilon = \dots\dots\dots$

- b) Bereken voor de situatie van vraag a) de spanningsconcentratiefactor in de klikvinger (gebruik  $D/d = 3$ ) en bereken de maximale rek  $\varepsilon_m$  rekening houdend met de spanningsconcentratiefactor.

$K_t = \dots\dots\dots$   
 $\varepsilon_m = \dots\dots\dots$

- .....
- c) Door het ontbreken van slobgaten zullen beide delen altijd wel iets verschoven t.o.v. elkaar worden bevestigd, waardoor er extra spanningen optreden in een van de klikvingers. Bij welke afstand  $a$  tussen de hartlijnen van beide delen wordt de kritieke rek van 10 % net bereikt ?

<p>.....</p> <p>.....</p> <p><math>a =</math> .....</p>
---



BIJLAGE

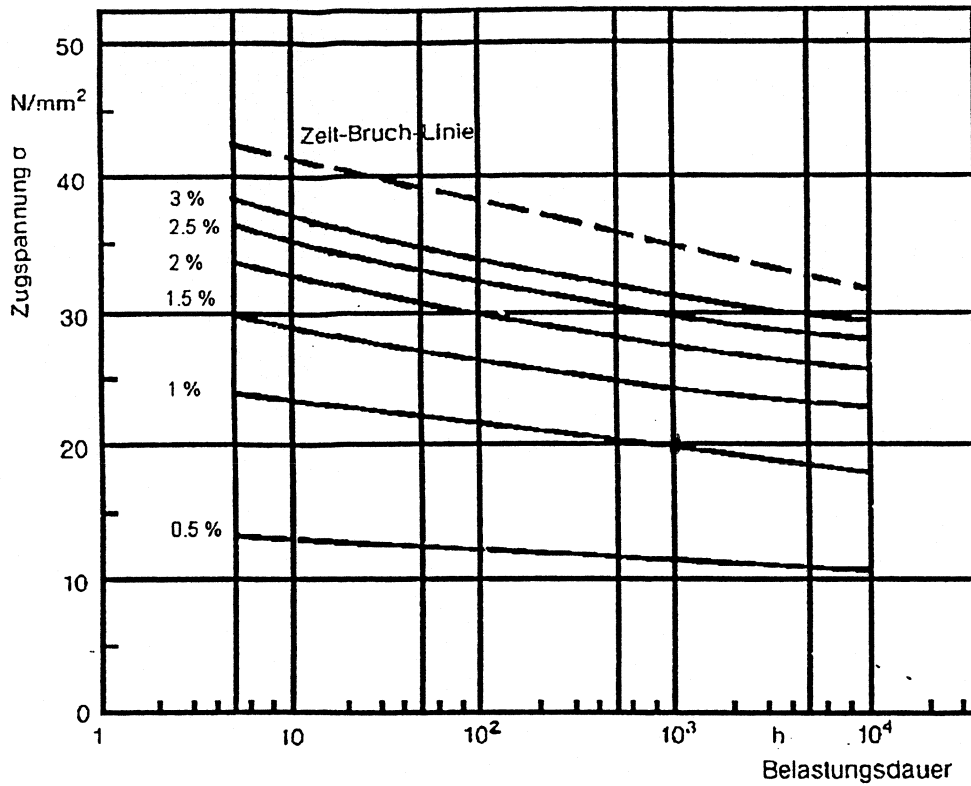
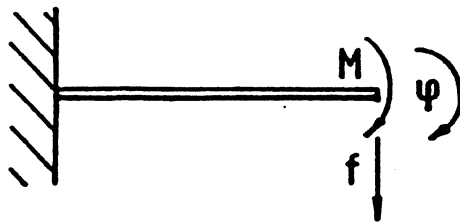


Fig.: Isometrische krommen voor PVC (Vinoflex) bij 23 °C.

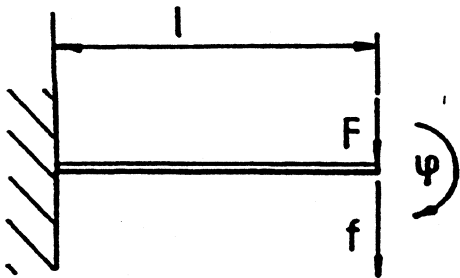


hoekverdraaiing

doorbuiging

$$\varphi = \frac{Ml}{EI}$$

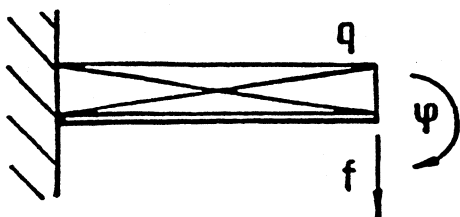
$$f = \frac{Ml^2}{2EI}$$



$$\varphi = \frac{Fl^2}{2EI}$$

$$f = \frac{Fl^3}{3EI}$$

(rechthoekige drsn.:  $\epsilon = 3/2 * f * t / l$   
met t = wanddikte)

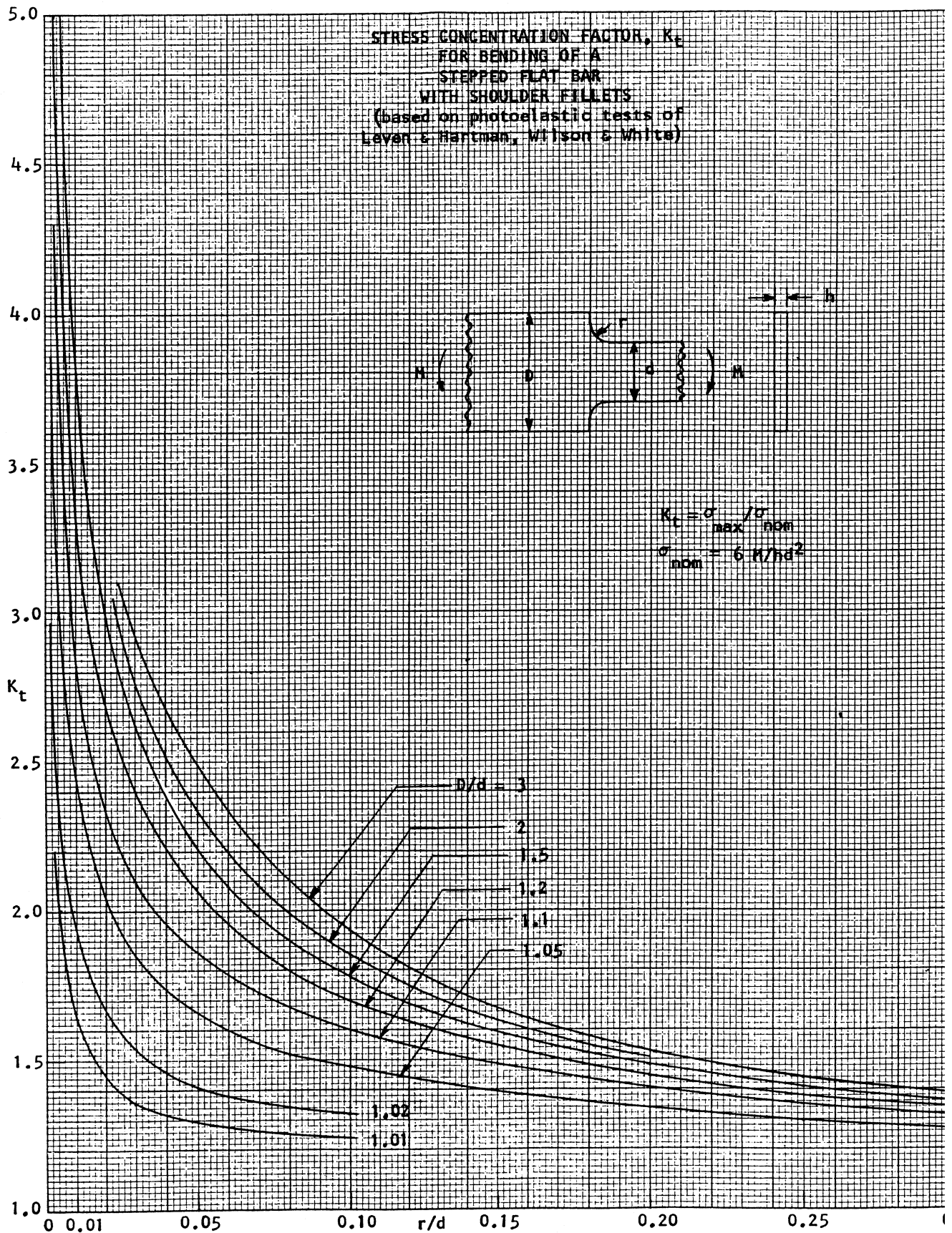


$$\varphi = \frac{ql^3}{6EI}$$

$$f = \frac{ql^4}{8EI}$$

Vergeetmijnetjes

FIG. 73



augustus 1997

opgave 1

a1 ja; (zie 15.163)

a2 nee; Dit wordt door de aandrijving bepaald.

a3 nee: hier is slechts een relatie die het wormwiel beschrijft. (zie 15.164)

b1 nee; de zelfremmendheid is een gevolg van het slechte rendement.

b2 ja: hier tredt veel wrijving op.

b3 nee, dit slaat nergens op.

c1 nee; slechts indirect, doordat samen met het aantal tanden op het wormwiel hierdoor de spoed en dus de spoedhoek bepaald wordt.

c2 ja; zie & 15.13.3.

c3 nee; dit heeft niets met zelfremmendheid te maken.

opgave 2

- a gegeven de toelaatbare spanning, bij sprongvormig koppel, volgens tabel 3-2 met  $\kappa = 1$   
(Het betreft hier de berekening van het asuiteinde, deze wordt door de elastische koppeling slechts op torsie belast.)

$$\tau := 160 \text{ N/mm}^2$$

- b bepaal de diameter  $d_1$

gegeven

$$P := 1 \text{ Kw} \quad n := 720 \text{ min}^{-1} \quad C_B := 1.2$$

$$d := 600 \cdot \left( \frac{C_B \cdot P}{n \cdot \tau} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{zie fig. 11-17}$$

$$d = 13.1 \text{ mm}$$

$$\text{plus spie } t=3 \text{ [mm]} \quad t := 3 \cdot \text{mm}$$

$$d_2 := d + t \quad d_2 = 16.1 \cdot \text{mm} \quad \text{dus } d = 17 \text{ [mm]}$$

$$c \quad i := 12 \quad P := 1 \cdot \text{kW} \quad n := 720 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot 720}{60} \cdot \frac{1}{\text{sec}} \quad \omega = 75.4 \cdot \text{time}^{-1}$$

$$T := \frac{P}{\omega} \cdot i \cdot 0.85 \quad T = 135.3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

opgave 3

Gegeven:

$$p := 4 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$l := 20 \cdot \text{mm}$$

$$d_u := 63 \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{LB} := 8 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$t := 3 \cdot \text{mm}$$

a Bepaal de kracht F

$$\text{Opp} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_u)^2 \quad \text{Opp} = 3.1 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

$$F := p \cdot \text{Opp} \quad F = 1.2 \cdot 10^3 \cdot \text{N}$$

b Omtr :=  $\pi \cdot d_u$

$$\text{Opp} := \text{Omtr} \cdot l \quad \text{Opp} = 4 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}^2 \quad (\text{zie \& 4.6})$$

$$\tau_L := \frac{F}{\text{Opp}} \quad \tau_L = 0.3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

c  $\frac{\tau_{LB}}{\tau_L} = 25.4 \quad (4.6)$

opgave 4

a Volgens tabel 10.1 is de gemiddelde sterkte :

$$R_m := \frac{1500 + 2200}{2} \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad R_m = 1.9 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_b := 0.7 \cdot R_m \quad \sigma_b = 1.3 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

b gegeven:

$$l := 80 \cdot \text{mm}$$

$$E := 206000 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$b := 20 \cdot \text{mm}$$

$$F_1 := 15 \cdot \text{N} \quad \sigma := 1100 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$h := \left( \frac{6 \cdot F_1 \cdot l}{\sigma \cdot b} \right)^{\frac{1}{2}} \quad h = 0.6 \cdot \text{mm} \quad (10.3)$$

c  $h := 0.8 \cdot \text{mm}$

$$s_1 := 4 \cdot \frac{l^3}{b \cdot h^3} \cdot \frac{F_1}{E} \quad s_1 = 14.6 \cdot \text{mm} \quad (10.4)$$

$$s_{\max} := s_1 + 5 \cdot \text{mm} \quad s_{\max} = 19.6 \cdot \text{mm}$$

$$\sigma := s_{\max} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{h}{l^2} \cdot E \quad \sigma = 755.6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (10.5)$$

1. Verwerking

a. Geef aan welke van onderstaande vier posten, in het algemeen het grootste aandeel heeft in de fabricagekostprijs bij massafabricage:

- Materiaalkosten
- Gereedschapskosten
- Man- en machinekosten
- Montagekosten

b. Geef in onderstaande tabel met behulp van een kruis aan welke combinatie van materialen en verwerkingstechnieken mogelijk of gebruikelijk zijn:

	PC	PA	UP	EP
Spuitgieten	X	X	+/-	+/-
Lamineren/wikkelen			X	X
thermovormen	X			

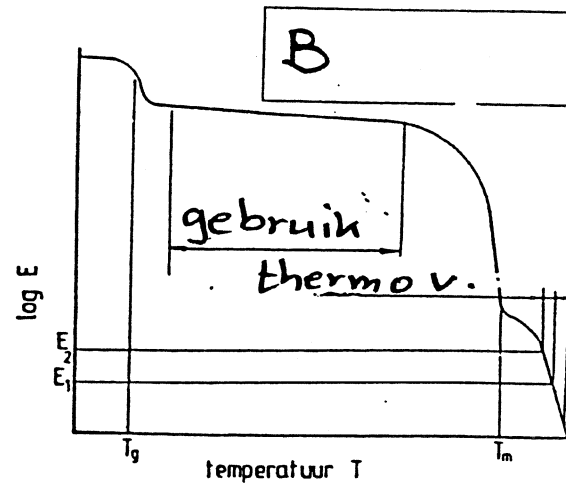
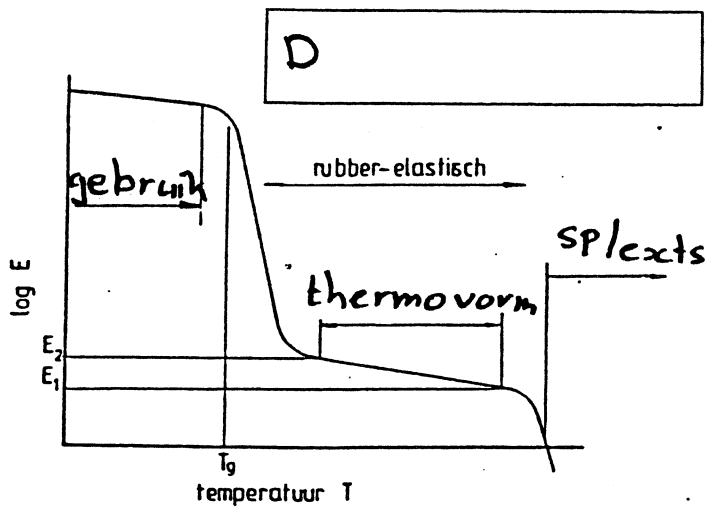
c. Geef in onderstaande tabel aan met een +, +/- of een - een waardering voor de genoemde verwerkingstechnieken op genoemde punten:

	spuitgieten	lamineren	thermovormen
Vormvrijheid	+	+/-	-
Tijdsduur tussen produktidee en fabricagestart	-	+	++
(Productie)cyclustijd	+	-	-

2. Verwerking

a. Vermeld bij onderstaande grafieken welke groep van kunststoffen bij die grafiek hoort (slechts 2 groepen te kiezen)

- A Thermoharders
- B Deelkristallijne thermoplasten
- C Rubbers of elastomeren
- D Amorfe thermoplasten



b. Geef in beide grafieken aan binnen welke gebieden onderstaande activiteiten (gebruik en verwerking) mogelijk is:

- Gebruik
- thermovormen
- spuitgieten/extruderen

## TENTAMEN IDE 240 KONSTRUKTIELEER 2

(vragen 3 en 4 van deel kunststoffen: 26 augustus 1997)

### Vraag 3:

- a:  $d_f = 4 \text{ mm}$  (gegeven)  
 $\epsilon = \Delta d / d_f = 10^{-2}$  (gegeven)  
 $d_i = 3,96 \text{ mm}$

Uit de grafiek in de bijlage volgt voor  $t = 10^3 \text{ h}$  en  $\epsilon = 1 \%$  dat geldt:  $\sigma = 20 \text{ MPa}$ .

Dus kruipmodulus  $E(t) = 20 / 0,01 = 2.000 \text{ MPa}$

Relaxatiemodulus in de formule benaderen door kruipmodulus geeft:  $F_a(10^3 \text{ h}) = 321 \text{ N}$

- b: de belastingsgeschiedenis is een rek van 1 % gedurende 1000 uur waarna de rek vergroot wordt tot 1,5 %. We willen de klemspanning weten na 2000 uur.

Opsplitsing van het rekverloop via het superpositiebeginsel geeft:

$$\epsilon_1 = 1 \% \text{ gedurende } (t - t_1) = 2000 \text{ uur}$$

$$\epsilon_2 = 0,5 \% \text{ gedurende } (t - t_2) = 1000 \text{ uur}$$

Uit de grafiek in de bijlage volgt voor de kruipmoduli:

$$E_1(2000 \text{ uur}) = 19 / 0,01 = 1900 \text{ MPa}$$

$$E_2(1000 \text{ uur}) = 11,2 / 0,005 = 2240 \text{ MPa}$$

Invullen in de formule geeft voor de uittrekkraft:

$$F_{a1}(2000 \text{ uur}) = 305 \text{ N}$$

$$F_{a2}(1000 \text{ uur}) = 180 \text{ N}$$

$$\text{Superpositie: } F_a(2000 \text{ uur}) = 305 + 180 = 485 \text{ N}$$

### Vraag 4:

- a: invullen van de formule in de bijlage geeft:

$$\epsilon = 3/2 * f * 3 / 20^2$$

$$f = (D - d) / 2 = (10 - 6) / 2 = 2 \text{ mm}$$

$$\text{Dus } \epsilon = 2,25 \%$$

- b: Zie bijlage.

$$r/d = 0,6 / 3 = 0,2 \quad K_t = 1,53$$

$$\epsilon_m = 1,53 * 2,25 = 3,44 \%$$

- c: gegeven is:  $K_t = 1,53$ ;  $\epsilon_m = 10 \%$

$$\text{Voor de nominale rek geldt nu: } \epsilon_n = 10 \% / 1,53 = 6,54 \%$$

$$\text{Gelden moet: } 6,54 \cdot 10^{-2} = 3/2 * f * 3 / 20^2$$

$$\text{dus: } f = 5,810 \text{ mm}$$

$$a = f - 2 = 3,81 \text{ mm}$$

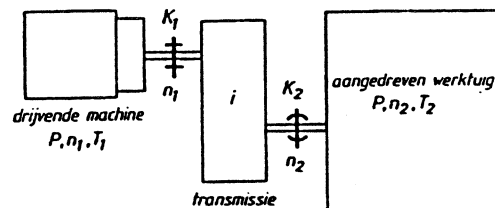
27 januari 1998

Opgave 1

(Goede antwoord aankruisen. Let op!! Per deelvraag kunnen nul of meerdere antwoorden goed zijn)

Hieronder is schematisch de aandrijving van een werktuig getekend. het systeem werkt een constante versnelling waarbij het toerental van nul tot  $n_{max}$  oploopt. Alle effecten veroorzaakt door wrijving worden buiten beschouwing gelaten.

(verwar in onderstaande vragen het massa traagheidsmoment  $J$  [kgm<sup>2</sup>] niet met het traagheidsmoment  $I$  [m<sup>4</sup>] voor berekenen van spanningen)



Tijdens het op gang komen van het systeem heeft het massa traagheidsmoment van het aangedreven werktuig invloed op het koppel in de koppeling K1, de traagheidsmomenten van de motor en de transmissie niet.

Tijdens het op gang komen van het systeem hebben de massa traagheidsmomenten van de transmissie en het aangedreven werktuig een invloed op het koppel van koppeling K1, het traagheidsmoment van de motor niet.

Tijdens het op gang komen van het systeem heeft het massa traagheidsmoment van de motor invloed op het koppel in koppeling K1, de traagheidsmomenten van het aangedreven werktuig en de transmissie niet.

b

Tijdens het op gang komen van het systeem is het moment op koppeling K2,  $i$  maal het moment op koppeling K1

Tijdens het op gang komen van het systeem is het moment op koppeling K2,  $i$  maal het moment op koppeling K1 plus het koppel veroorzaakt door het traagheidsmoment van de transmissie.

Tijdens het op gang komen van het systeem is het moment op koppeling K2,  $i$  maal het moment op koppeling K1 verminderd met het koppel veroorzaakt door het traagheidsmoment van het aangedreven werktuig.



C

- Wanneer het toerental van de motor constant is en er dus geen versnellingen meer zijn, dan hebben de massatraagheidsmomenten van motor, transmissie en aangedreven werktuig geen invloed meer op de belasting van de koppelingen.
- Wanneer het toerental van de motor constant is en er dus geen versnellingen meer zijn, dan veroorzaken de massatraagheidsmomenten van transmissie en aangedreven werktuig een extra belasting op koppeling K1.
- Wanneer het toerental van de motor constant is en er dus geen versnellingen meer zijn, dan veroorzaken de massatraagheidsmomenten van transmissie en aangedreven werktuig een extra belasting op koppeling K1. afhankelijk van het toerental n.

Opgave 2

Een aandrijfjas van St 70 moet een torsiemoment  $T = 3000$  [Nm] overbrengen. Het torsiemoment wordt door het rechte cilindrische tandwiel  $z_2$  ingeleid en via het rechte cilindrische tandwiel  $z_3$  overgebracht. De tandwielen zijn op de as geperst. Inclusief de bedrijfsfactor zijn de tandkrachten

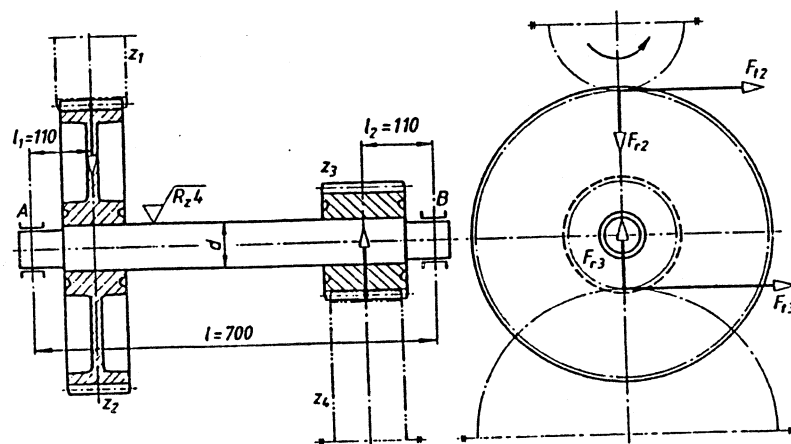
$F_{t2} = 12$  (kN)

$F_{t3} = 31,6$  (kN)

$F_{r2} = 4,4$  (kN)

$F_{r3} = 11,5$  (kN)

De as wordt berekend volgens het schema voor de ontwerpdiameter van assen.



a. Bereken het vergelijkmoment  $M_v$ .

$M_v =$	$N/mm^2$
---------	----------

- b. Hoe groot is de maximaal toelaatbare spanning, wanneer een zuivere wisselende buigspanning wordt aangenomen?

$$\sigma_{bd} = 200 \text{ } 340 \text{ N/mm}^2$$

- c. Stel  $\sigma_{bd} = 400 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  en het vergelijkmoment  $M_v$  is  $4 \cdot 10^6 \text{ [Nmm]}$ . Bereken dan de ontwerpdiameter  $d$  van de as.

$$d = 73.3 \text{ mm}$$

### Opgave 3

Een torsieveer met tegen elkaar liggende windingen en een inwendige windingsdiameter  $D_i = 25 \text{ (mm)}$  moet bij een draaihoek  $\alpha = 180^\circ$  een veermoment  $M = 4 \text{ (Nm)}$  opnemen.

Gepland is verenstaaldraad volgens DIN 2076 met draadsc A.

- a. Bereken bij benadering de draaddiameter  $d$ . en rond deze af volgens de norm. Men verwacht niet dat de diameter groter dan  $d = 5 \text{ mm}$  zal uitkomen

$$d = 3.5 \text{ mm}$$

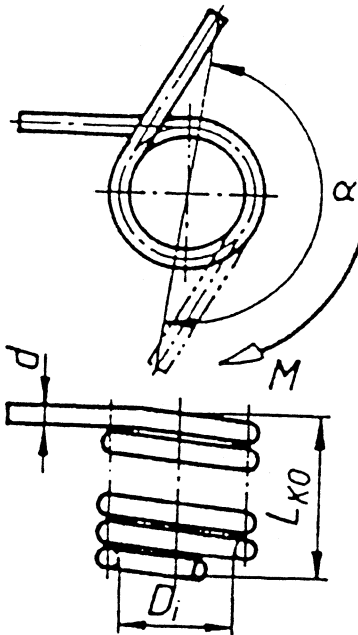
- b. Besloten wordt om voor de diameter  $D$  definitief  $D = 30 \text{ (mm)}$  te kiezen en  $d = 4 \text{ (mm)}$ . (anders dan a)  
Bereken het aantal windingen  $n$  en de hoogte  $L_{ko}$ .

$$n = 7.16$$

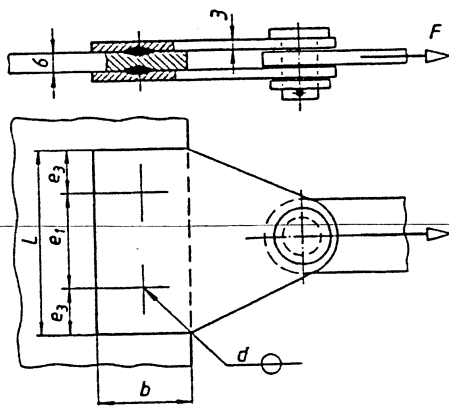
$$L_{ko} = 92.3 \text{ mm}$$

- c. Bereken met de gegevens uit vraag b de spanning in de veer.

$$\sigma_q = 716.2 \text{ N/mm}^2$$



Opgave 4



De hiernaast getekende vorkkop van St37-2 wordt belast met een kracht van  $F=25 \text{ kN}$  in het belastingsgeval H (zie tabel 3-3). De verbinding wordt verzorgd door puntlassen, waarbij het aantal puntlasverbindingen bepaald moet worden. Aangenomen wordt dat elke puntlas even zwaar belast wordt. De diameter van de puntlas bedraagt  $d=8 \text{ mm}$ .

- a Hoe groot is de maximaal toelaatbare lastpuntspanning  $\tau_w$  ?  
 Hoe groot is de maximaal toelaatbare stuikdruk  $\sigma_{wl}$  ?

$\tau_w = 104 \text{ N/mm}^2$

$\sigma_{wl} = 400 \text{ N/mm}^2$

- b Stel de maximaal toelaatbare lastpuntspanning  $\tau_w$  bedraagt  $90 \text{ N/mm}^2$  en de maximaal toelaatbare stuikdruk  $\sigma_{wl} = 300 \text{ N/mm}^2$  (anders dan bij a). Bepaal het aantal puntlassen op basis van de schuifspanning.

$n = 2$

- c Stel de maximaal toelaatbare lastpuntspanning  $\tau_w$  bedraagt  $90 \text{ N/mm}^2$  en de maximaal toelaatbare stuikdruk  $\sigma_{wl} = 300 \text{ N/mm}^2$  (anders dan bij a). Bepaal het aantal puntlassen op basis van de stuikdruk

$n = 2$

.....  
**1. Materiaal- en technologiekeuze**

Een doosvormig produkt moet aan de volgende eisen voldoen:

1. glasachtig transparant
2. door middel van opsmelten weer her te verwerken
3. seriegrootte van 1200 stuks/jaar gedurende 5 jaar
4. binnen vier weken eerste produkten uit te leveren, met telkens 100 per maand

a. Van welke soort kunststof kan dit produkt gemaakt worden?

- semi-kristallijne kunststof
- amorfe kunststof
- thermoharder
- elastomeer

b. Welke techniek lijkt op basis van bovenstaande gegevens het meest geschikt om dit produkt te produceren?

- spuitgieten
- lamineren
- extruderen
- vakuurvormen

c. Noem drie redenen om ervoor te zorgen dat bij kunststof produkten de wanddikte zo laag mogelijk moet zijn?

**Vraag 3**

Een dunwandige cilindrische tank van een PP-homopolymeer wordt in een fabriek belast met een overdruk  $p$ . De omtrekspanning kan worden berekend met de volgende formule voor dunwandige produkten:

$$\sigma = p \cdot (d - 2t) / 2t$$

met

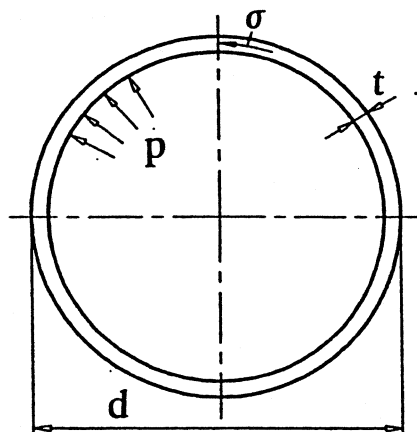
$\sigma$  = spanning in omtreksrichting

$p$  = overdruk cilinder

$d$  = buitendiameter

$t$  = wanddikte

Voor de berekening mag de spanning in de lengterichting van de cilinder worden verwaarloosd.



$d = 255 \text{ mm}$   
 $t = 2,5 \text{ mm}$

Fig.: dunwandige cilinder met inwendige overdruk  $p$  en omtrekspanning  $\sigma$ .

Gevraagd (zie bijlage):

- a) Bereken de spanning  $\sigma$  in omtreksrichting bij een overdruk  $p$  van 0,12 MPa en bepaal de bijbehorende rek  $\varepsilon$  in omtreksrichting na 100 s bij een cilindertemperatuur van 20 °C (zie gegevens in de bijlage).

$\sigma =$ .....
$\varepsilon =$ .....

- .....
- b) De cilinder wordt bij 20 °C gedurende  $9 \cdot 10^4$  s zodanig belast, dat voor de omtrekspanning geldt:  $\sigma = 4$  MPa. Vervolgens wordt de cilinder weer ontlast. Bepaal uitgaande van lineair materiaalgedrag m.b.v. het superpositiebeginsel de resulterende rek in omtreksrichting na  $10^5$  s (d.w.z.  $10^4$  s na begin ontlasten). Geef ook de tussenresultaten zoals hieronder vermeld.

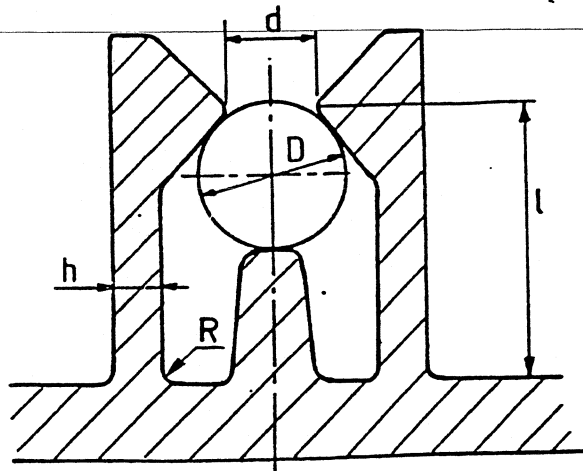
$\epsilon_1 =$ .....
$\epsilon_2 =$ .....
$\epsilon(10^5 \text{ s}) =$ .....

- c) Als in subvraag b de cilinder niet bij 20 °C, maar bij 50 °C was belast. Wat was dan de rek geweest na 100 s ? Gebruik mag worden gemaakt van de temperatuur-tijdequivalentie met een verschuivingsfactor  $a_T = 0,004$  bij een temperatuur van 50 °C t.o.v. de referentietemperatuur van 20 °C.

$t_{\text{equivalent}} = 25 \cdot 10^4 \text{ sec} = 2,5 \cdot 10^4$ .....
$\epsilon^{50^\circ\text{C}}(100 \text{ s}) =$ .....

**Vraag 4**

Een openstaande deur kan worden vastgezet, door middel van een klikverbinding van een POM (zie figuur). De ronde staaf met diameter  $D$  is bevestigd aan de deur. In onderstaande berekening mag ervan uitgegaan worden, dat de ronde staaf oneindig stijf is.



- $h = 2 \text{ mm}$
- $l = 20 \text{ mm}$
- $D = 10 \text{ mm}$
- $d = 6 \text{ mm}$
- $R = 0,2 \text{ mm}$

Fig. Klikverbinding

Gevraagd (zie bijlage):

- a) Ga ervan uit, dat de inklemming van de klikvinger oneindig stijf is en dat het midden van de ronde staaf precies midden tussen beide POM-klikvingers in ligt. Bereken dan de maximale rek  $\epsilon_m$  in de klikvingers rekening houdend met de spanningsconcentratiefactor  $K_t$ .

*Opm.: in Roloff/Matek wordt i.p.v. "spanningsconcentratiefactor  $K_t$ " de term "kerfvormfactor  $\alpha_k$ " gebruikt. Een kopie van twee grafieken hiervoor bevindt zich in de bijlage van het examen. Bepaal welk van beide figuren toegepast moet worden en doe een verstandige keus uit de verschillende lijnen.*

$\epsilon_{\text{nominaal}} = \epsilon$ .....
$K_t =$ .....
$\epsilon_m =$ .....

- b) De hartlijn van de ronde staaf zal vermoedelijk nooit precies samenvallen met de hartlijn van het POM-deel. Het gevolg is, dat beide klikvingers niet even zwaar zullen worden belast. Bij welke afstand  $a$  tussen de hartlijnen van beide delen wordt een kritieke rek van 10 % net bereikt ?

.....
.....
$a =$ .....

**BIJLAGE**

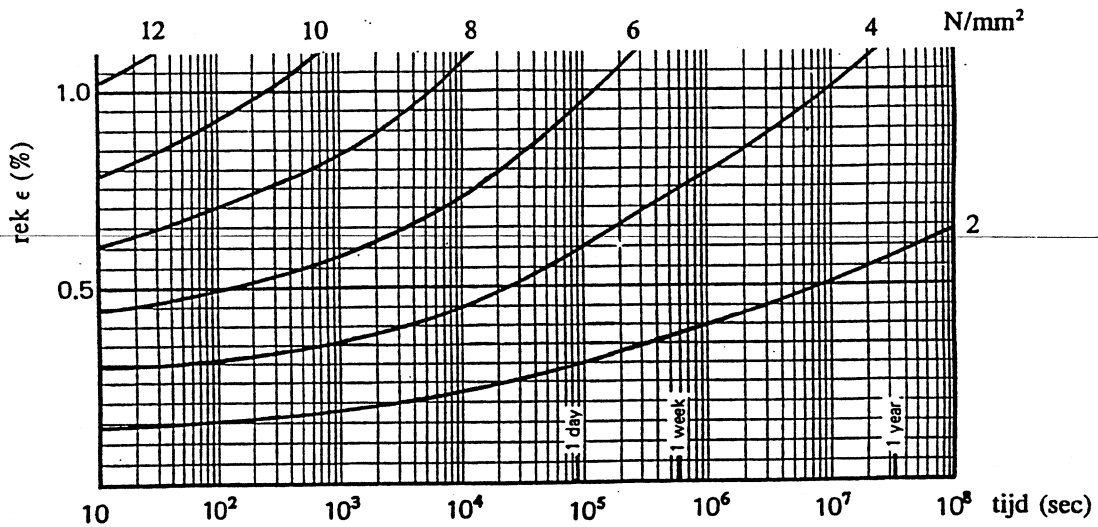


Fig.: Kruipkrommen van een PP-Homopolymer ( T = 20 °C).

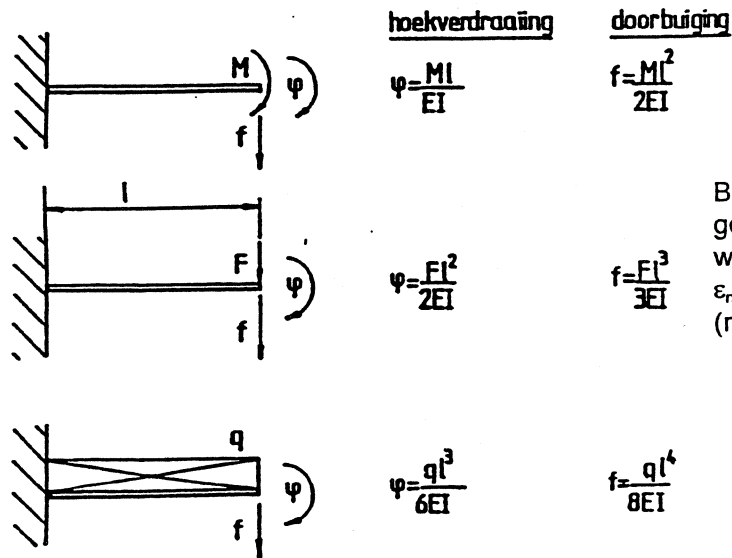


Fig.: vergeet-mij-nietjes plus formule voor maximale rek.

Tabel 3-7 Vervolg

b) vlakke staaf met symmetrische breedtesprong

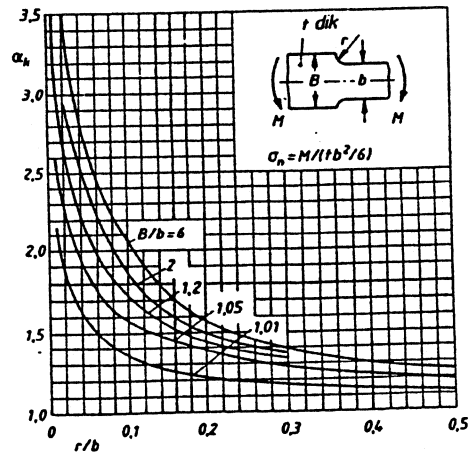
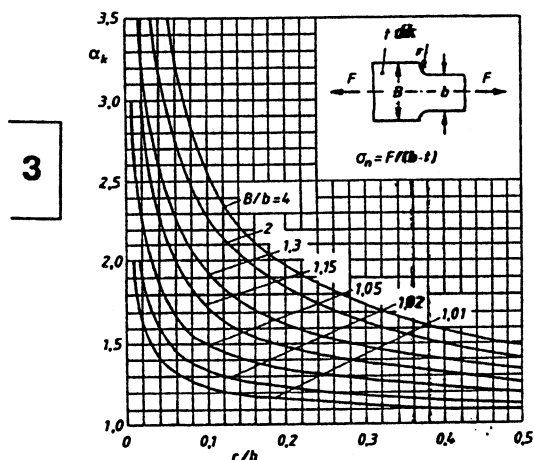


Fig.: spanningsconcentratiefactoren uit tabellenboek Roloff/Matek.



januari 1998

opgave 1

stof behandeld op college. R/M & 13.2

Goede antwoorden zijn:

a2 Tijdens het op gang komen van de aandrijving wordt een koppeling belast met een moment door de massa traagheid van de systemen na de koppeling. De motor ligt voor koppeling K1

b Geen van de antwoorden is goed. Op K2 werken i maal het moment van K1, plus de invloed van de massatraagheid van het aangedreven werktuig. Deze ligt na de koppeling K2.

c1 Het torsiemoment is:  $T = J \cdot \alpha$   $\alpha = 0$  dus  $T = 0$

opgave 2

behandeld op college, R/M & 11

gegeven zijn:

$$T := 3000 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Ft3 := 31.6 \cdot \text{kN}$$

$$Ft2 := 12 \cdot \text{kN}$$

$$Fr3 := 11.5 \cdot \text{kN}$$

$$Fr2 := 4.4 \cdot \text{kN}$$

$$l1 := 110 \cdot \text{mm}$$

$$d := 85 \cdot \text{mm}$$

$$l2 := 110 \cdot \text{mm}$$

$$l := 700 \cdot \text{mm}$$

a Bepaal eerst de reactiekrachten in B, zowel in x als in y richting. Immers de tandkracht op wiel  $z_3$  is de grootste, zodat daar ook het grootste moment in de as optreedt.

$$FBx := \frac{Ft3 \cdot (l - l2) + Ft2 \cdot l1}{l} \quad FBx = 2.9 \cdot 10^4 \cdot \text{N}$$

$$FBy := \frac{Fr3 \cdot (l - l2) - Fr2 \cdot l1}{l} \quad FBy = 9 \cdot 10^3 \cdot \text{N}$$

De resultante van de lagerkracht in B bedraagt dus:

$$FB := \sqrt{FBy^2 + FBx^2} \quad FB = 3 \cdot 10^4 \cdot \text{N}$$

Het grootst optredend moment in de as bedraagt dan:

$$M := FB \cdot l2 \quad M = 3.3 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

Voor het vergelijkmoment geldt (zie 11.7 of berekeningsschema in figuur 11-17)

$\alpha := 0.7$  zie & 3.2 en fig. 3-7 (buiging geval III, torsie geval I)

Het vergelijkmoment bedraagt dus:

$$Mv := \sqrt{M^2 + 0.75 \cdot (\alpha \cdot T)^2} \quad Mv = 3.8 \cdot 10^6 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

- b De maximaal toelaatbare spanning kan worden afgelezen in tabel 3-2 voor St 70 bij  $k=-1$  (wisselende belasting om  $F = 0$  N en bedraagt ongeveer  $340 \text{ N/mm}^2$ )
- c Bij gegeven maximale spanning en vergelijkmoment is de diameter te berekenen met behulp van het schema op fig. 11-17

$$d := 3.4 \cdot \left( \frac{Mv}{\sigma_{bD}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d = 73.3 \cdot \text{mm}$$

Een ander antwoord dat veelvuldig op dit tentamen voorkwam was het volgende:

$$W := \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad \sigma_{bD} := \frac{M}{W} \quad \text{hieruit volgt dat:}$$

$$d := 2.17 \cdot \left( \frac{Mv}{\sigma_{bD}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad d = 78.3 \cdot \text{mm}$$

Dit is niet echt een fout antwoord, maar in de ontwerpdiameter volgens het berekeningsschema wordt al stilzwijgend rekening gehouden met verschillende correctie factoren. Op deze factoren wordt int het schema voor de controle van de vermoeiingssterkte nauwkeurig ingegaan.

opgave 3

Gegeven is:

$$M := 4 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Gekozen voor draadsoort A}$$

$$D_i := 25 \cdot \text{mm} \quad E := 206000 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha := 180$$

- a De diameter kan bij benadering bepaald worden volgens hoofdstuk 10, paragraaf 2, "berekeningsmethoden"

$$\text{schat diameter} \leq 5 \quad k_1 := 0.22 \quad k_2 := 0.06 \cdot \frac{4000^{\frac{1}{3}}}{25} \quad k_2 = 0$$

$$d := 4000^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_1}{1 - k_2} \cdot \text{mm} \quad d = 3.6 \cdot \text{mm}$$

afgerond volgens norm, tabel 10-2

$$d := 3.6 \cdot \text{mm}$$

b Gegeven:

$$D := 30 \cdot \text{mm} \quad d := 4 \cdot \text{mm}$$

Het aantal windingen bedraagt dan volgens 10.11:

$$n := \frac{\alpha \cdot E \cdot d^4}{3667 \cdot M \cdot D} \quad n = 21.6$$

De hoogte  $L_{ko}$  volgens 10.8:

$$L_{ko} := (n + 1.5) \cdot d \quad L_{ko} = 92.3 \cdot \text{mm}$$

c De spanning volgens 10.9:

$$\frac{D}{d} = 7.5$$

$$q := 1.15 \quad \text{tabel 10-4}$$

$$\sigma_q := \frac{M \cdot q}{\left(\frac{\pi}{32}\right) \cdot d^3} \quad \sigma_q = 732.1 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

opgave 4

Gegeven is:

$$F := 25 \cdot \text{kN} \quad d := 8 \cdot \text{mm} \quad t := 6 \cdot \text{mm}$$

a De maximale spanningen volgens de uitleg bij 6.26 en 6.27

$$\sigma := 160 \cdot 2.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma = 400 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau := 160 \cdot 0.65 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau = 104 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

b Gegeven is:

$$\tau := 90 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma := 300 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad m := 2$$

Het aantal puntlassen kan op basis van de schuifspanning bepaald worden volgens 6.26

$$S := \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad S = 50.3 \cdot \text{mm}^2$$

$$n := \frac{F \cdot l}{m \cdot S \cdot \tau} \quad n = 2.8 \quad \text{dus } n=3$$

c Op basis van de stukdruk volgens 6.27

$$n := \frac{F}{d \cdot t} \cdot \frac{1}{\sigma} \quad n = 1.7 \quad \text{dus } n=2$$

---

## **Uitwerking Tentamen Konstruktieleer 2 –Datum 27 Januari 1998**

### **Uitwerking opgave 1:**

- a) Amorfe kunststof \* glashelder transparant  
\* Thermoplast i.v.m de herverwerking
- 
- b) Vacuumvormen \* spuitgieten, duur en voor massafabricage  
\* Lamineren is techniek voor thermoharders
- Extruderen o.a buizen e.d voornamelijk voor grote lengten.
  - Vakuumvormen is een techniek voor zowel kleine als grote produktieseries door relatief lage investeringen.
- c) Grote wanddikten leveren vaak problemen op i.v.m. ontoelaatbare krimp  
(thermische spanningen)  
Kortere cyclustijden.(korte koelfase)  
Minimaal materiaalgebruik.

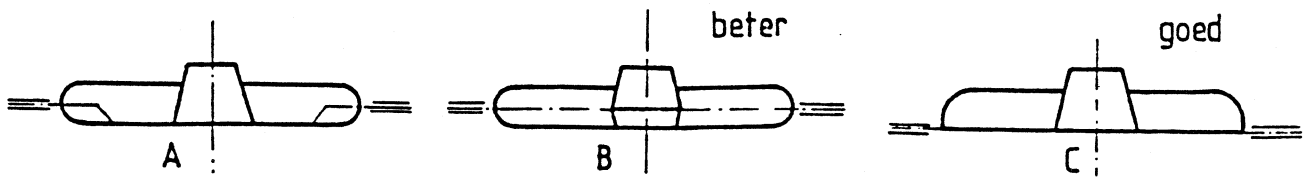


fig. 2.2

- a) In fig. 2.1 C ligt de deling in een plat vlak en aan de onderzijde van het produkt.

Het produkt van fig. 2.2 A geeft van de matrijs een versprongen deling.

De deling van het produkt volgens fig. 2.2 B is vlak.

Het produkt moet in beide matrijshelften aangebracht worden.

In fig. 2.2 C ligt de deling van de matrijs aan één zijde.

De matrijs vna het produkt volgens 2.3 A heeft een vlakke deling, deze loopt echter over de omtrek van het produkt. In fig. 2.3 B en in fig. 2.3 C is de deelnaad naar de rand gelegd. Voor thermohardende materialen moet men de konstrukties volgens fig. 2.3 A en 2.3 B vermijden.

De optredende braam kan men slecht verwijderen. Voor deze groep materialen gebruiken we de konstruktieve volgens fig. 2.3 C.

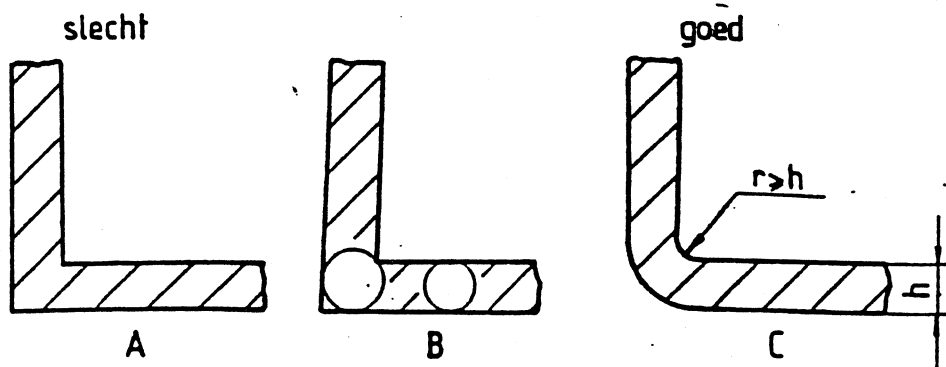


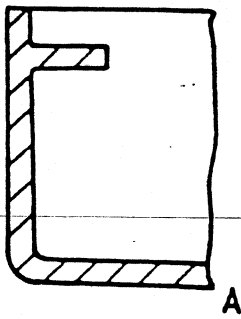
fig. 3.7

- b) Scherpe hoeken geven een minder goede stroming in de matrijs dan afgeronde hoeken (fig. 3.7).

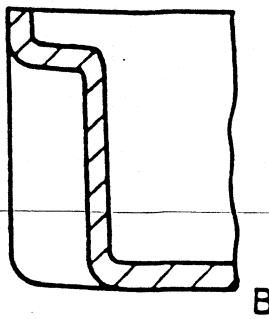
Een scherpe hoek zal door de langere koeltijd nakrimpen en naar binnen trekken. De beste oplossing is een straal aan te brengen die groter of gelijk is dan de wanddikte  $h$ . (fig. 3.7 C en fig. 3.8).

Wanddikteverschillen geven vervormingen en vergen een langere cyclustijd. Voor thermoplasten komt daar nog een slechte kwaliteit van het oppervlak bij.

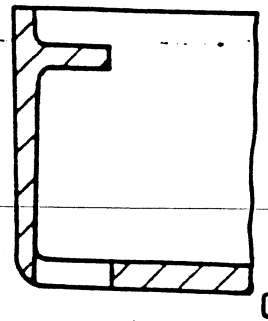
duur



goed



goed



### Ondersnijdingen

- c) Ondersnijdingen of antilossingen zijn ongunstig in een produkt omdat we de matrijs van zijschuiven of zijlossers moeten voorzien.

In een aantal gevallen kan men door wijziging van het produkt zijschuiven voorkomen.

Men kan ook door omkonstrueren van het produkt de zijschuiven vermijden (fig. 8.6 tot en met fig. 8.11).

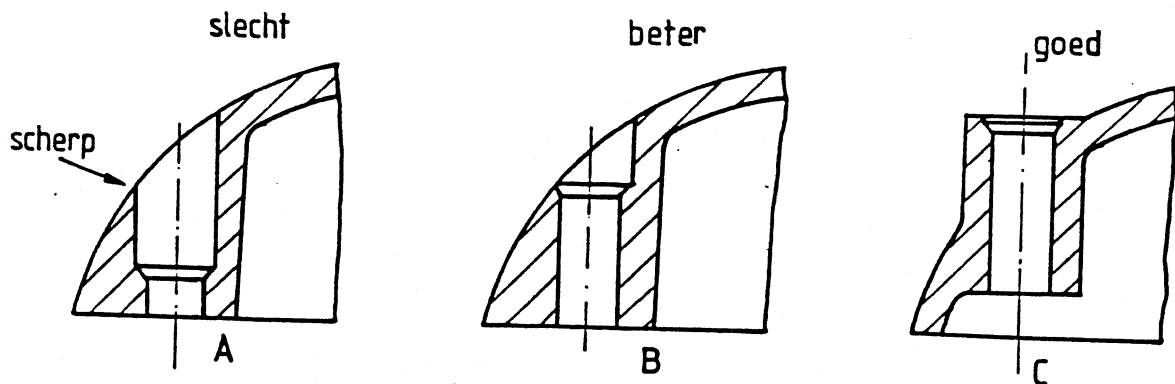


fig. 12.2

### Zwakke delen in produkt en matrijs konstrukties

- d) Zwakke punten in een produkt moeten we vermijden. We denken meestal aan scheuren, breuk of een te grote vervorming. Maar ook dun uitlopende wanden kunnen problemen geven door uitbrokkelen of niet vol vloeien van de matrijs ter plaatse van de verdunning.

Een ander probleem is dat de konstruktie van een produkt in de matrijs zwakke delen veroorzaakt.

Het produkt vlgs. fig. 12.2 A bevat een dun uitlopende wand, die slecht vol vloeit met kunststof. Bij brosse materialen is de kans op uitbrokkelen van de wand groot. De konstrukties van de fig. 12.2 B en 12.2 C zijn veel beter.

## TENTAMEN IDE 240 KONSTRUKTIELEER 2

(vragen 3 en 4 van deel kunststoffen: 27 januari 1998).

### Vraag 3:

- a: invullen in formule geeft:  $\sigma = 0,12 * (255 - 5) / 5 = 6 \text{ MPa}$   
Uit de kruipkrommen in de bijlage volgt voor  $t = 100 \text{ s}$  en de lijn van  $6 \text{ MPa}$ :  $\epsilon = 0,5 \%$ .
- b: De belastingsgeschiedenis over  $10^5 \text{ s}$  kan worden beschouwd als de som van onderstaande twee belastingen:
- $\sigma_1 = + 4 \text{ MPa}$ , werkend gedurende:  $(t - t_1) = 10^5 \text{ s}$   
Aflezen in grafiek bijlage:  $\epsilon_1 = + 0,6 \%$
- $\sigma_2 = - 4 \text{ MPa}$ , werkend gedurende:  $(t - t_2) = 10^5 - 9 \cdot 10^4 = 10^4 \text{ s}$   
Aflezen in grafiek bijlage:  $\epsilon_2 = - 0,45 \%$
- Superponeren:  $\epsilon(10^5 \text{ s}) = 0,6 \% - 0,45 \% = + 0,15 \%$ .
- c: Bij  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  gebeurt hetzelfde als gedurende een tijd  $t_{\text{equivalent}}$  bij  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Alleen gebeurt het bij  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  in een kortere tijd, namelijk in een tijd  $t = t_{\text{equivalent}} * a_T$ .  
Omgekeerd, wat bij  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  in  $t = 100 \text{ s}$  gebeurt, gebeurt bij  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  in een equivalente tijd van  $t_{\text{equivalent}} = 100 / a_T = 2,5 \cdot 10^4 \text{ s}$ .  
Uit de kruipkromme bij  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  volgt (zie bijlage):  
 $\epsilon^{50 \text{ }^\circ\text{C}}(100\text{s}) = \epsilon^{20 \text{ }^\circ\text{C}}(2,5 \cdot 10^4 \text{ s}) = 0,5 \%$

### Vraag 4:

- a: Zie formule bijlage:  $\epsilon_{\text{nominaal}} = 3/2 * f * t / l^2 = 3/2 * (10 - 6)/2 * 2 / 20^2 = 1,5 \%$

Belasting op buiging, dus de rechtergrafiek voor de spanningsconcentraties gebruiken.  
In feite geldt  $B/b = \infty$ ; maar deze lijn is niet bekend, dus neem als goede benadering de lijn  $B/b = 6$ . Verder geldt  $r/b = 0,2/2 = 0,1$ . Dus  $K_t \equiv \alpha_k = 2,07$   
 $\epsilon_m = 2,07 * 1,5 = 3,10 \%$

- b: Gegeven:  $\epsilon_m = 10 \%$ . Er geldt dan:  $\epsilon_{\text{nominaal}} = \epsilon_m / K_t = 10 \% / 2,07 = 4,83 \%$   
Zie formule gebruikt in a:  $f_{\text{max}} = 4,83 \cdot 10^{-2} * 2/3 * l^2/t = 6,44 \text{ mm}$ .  
 $f_{\text{max}} = a + (D-d)/2 = a + 2$   
 $a = 4,44 \text{ mm}$ .