

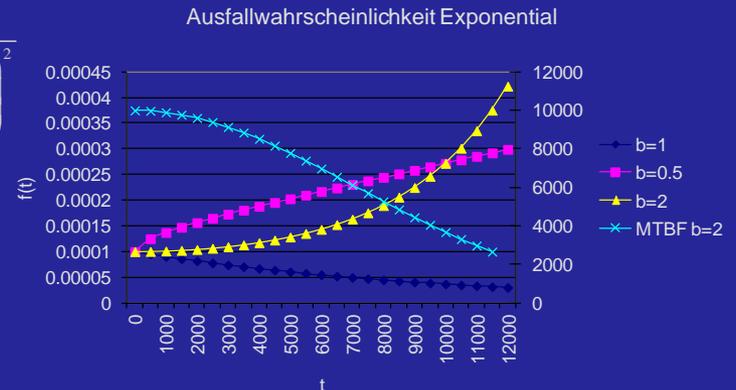
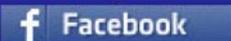
Uhrwerkkonstruktion

Mechanische Armbanduhren, Räderwerk, Konstruktionselemente, Hemmungen, Automatiksysteme, Kalender, Gehäuse, Zifferblätter, Zeiger, Bänder

$$f l_B = \sqrt{\left(\frac{f z_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot (l_{ges} - l_2)}{l_{ges}} \right)^2 + \left(\frac{f z_2 \cdot \cos(\pi - \alpha) \cdot (l_{ges} - l_2) + f z_1 \cdot (l_{ges} - l_1)}{l_{ges}} \right)^2}$$

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t} = \frac{1}{T} e^{\left(\frac{-t}{T}\right)^b}$$

Kilian Eisenegger
www.watchmaking.com, www.sixsigma.ch
kilian.eisenegger@watchmaking.com
 watchmaking.com on Facebook



© Kilian Eisenegger, kilian.eisenegger@watchmaking.com
Erste Auflage 2006, Version 8.12 2011
Alle Rechte vorbehalten, kein Teil darf ohne Berechtigung des Autors kopiert
oder vervielfältigt werden.

Internet Server für die VBA Programme und das E-Book:
watchmaking.com

SW Version, Farb Version, E-Book Version

Druck epubli.de

DRM PDF Datei mit Seriennummer für E-Book

ISBN 978-3-8442-0432-2

Uhrwerk und Gehäusekonstruktion

Mechanische Armbanduhren, Räderwerk, Konstruktionselemente, Hemmungen,
Automatiksysteme, Kalender , Gehäuse, Zifferblätter, Zeiger, Bänder

Kilian Eisenegger

watchmaking.com



Inhalt

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Einführung	10	Grundwerte Energieberechnung	40	Referenzkaliberwerte	74
Excel Add-In installieren	11	Optimaler Wert für e und L der Aufzugsfeder	41	Dimension Hemmungen	75
VBA Installation abschliessen	12	Maximales Drehmoment der Feder	42	Hemmungen	76
Produktdefinition	13	Umgänge Federhaus	43	Hemmungskonstruktion	77
Die Produkt-Idee	14	Federlänge	44	CAD Hemmungskonstruktion	78
VOC's – Voice of Customers	15	Federberechnungen Federdiagramm	45	Ankerkonstruktion 20.3	79
Produkt Spezifikationen	16	Federberechnungen maximales Kraftmoment	46	Dynamische Simulation der Hemmung	80
CTQ – Critical to Quality	17	Federberechnungen E-Modul	47	Chronometerhemmung	81
Projektplanung	18	Federberechnungen Federnenergie	48	Alternative Hemmungen	82
Verantwortungsmatrix	19	Anzahl Umgänge im Federhaus	49	Silizium Hemmung	83
Generic Design	20	Optimierte Federlänge	51	Dimension Spirale	84
Standard und Normteile	21	Ableitung der N-Formel	52	Spiralgeometrie	85
R&D Konsequenzen	22	Volumen der Aufzugsfeder	53	Doppelkurve	86
Design for Six Sigma	23	Berechnung der Federdicke	55	Berechnung der Spirale	87
Grafik DFSS	24	Mittlere Leistung der Feder	56	CGS	88
Was ist DFSS, DMAIC	25	Berechnung Hemmung	57	Virole System	89
Was ist DFSS, DMADV	26	Verfügbare Energie auf dem Ankerrad	58	Greiner Virole	90
Was ist DFSS, DMADOV, DCCDI, IDOV	27	Dimensionierung der Hemmung	59	Grossmann Effekt	91
Was ist Six Sigma Generation III	28	Wirkungsgrad bei 220° Amplitude	60	Caspari Effekt	92
Designen Optimieren Analysieren Verifizieren	29	Die Wahl der Hemmung	61	Caspari	93
Uhren und DFSS	30	Qualitätsfaktor 20.2 bis 20.5 bei 4 Hz	62	Praktisches Beispiel Spirale [CGS]	94
Unterscheidung der Messgrössen	31	Wirkungsgrad der Nivarox 20.X Hemmungen (4 Hz)	63	Doppelspirale	95
Effektivität und Effizienz	32	Hemmungstypen Einteilung (4 Hz)	64	Praktisches Beispiel [I]	96
Dimension Federhaus	33	Berechnen des Trägheitsmomentes der Unruh	65	Messung des Qualitätsfaktors	97
Aussendurchmesser Federhaus klassische Anordnung	34	Berechnen des Trägheitsmomentes (nicht linear)	66	Berechnungsprogramme	98
Verzahnungstabelle Federhaus	35	Mittelwerte von speziellen Hemmungen	67	Berechnungsprogramm <i>ei.aj</i> von D.Prongue	99
Optimierter erster Eingriff	36	Durchmesser Unruh NIHS 34-04	68	Berechnungsprogramm hft-so	100
Gangreserve	37	Praktisches Beispiel Hemmung	69	Berechnungsprogramm Spirale	101
Optimale Dimension des Federhauses	38	CTM	72	Simulation der Breguet-Spiralfeder	102
Federhausnorm NIHS 10-02	39	COSC Contrôle Officiel Suisse des Chronomètres	73	Berechnungsprogramm hp48	103



Inhalt

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Dimension Aufzug	104
Aufzugsräderwerk	105
Praktisches Beispiel Aufzug	106
Position vom Aufzugssystem	107
Praktisches Beispiel Aufzug	108
Zeigerstellräderwerk	109
Praktisches Beispiel	110
Zeigerspiel	111
Eingriff Schiebtrieb Zwischenrad	112
Zeigerstellmechanismus	113
Automatische Montage	115
Berechnung der Winkelhebelfeder	116
Abhängigkeit von F und sf	118
Praktisches Beispiel Winkelhebelfeder	119
Winkelhebelfeder mit Excel Programm Federbalken	122
Kraft auf der Aufzugswelle	123
Stossen der Aufzugswelle	124
Ziehen der Aufzugswelle	125
Dimension Räderwerk	126
Räderwerk	127
Zahngeometrien	128
Zahngeometrie Optimierung	129
Praktisches Beispiel Räderwerk	130
Räderwerk mit Zentralsekunde, indirekte Minute	135
Drehmomente	136
Drehmomente Räderwerk	137
Praktisches Beispiel Drehmoment	138
Praktisches Beispiel Drehmoment	139
Konstruktionselemente	141
Konstruktionselemente Zifferblattbefestigung	142

Konstruktionselemente Sperrkegel	143
Konstruktionselemente Gewindefüsse	144
Konstruktionselemente Langloch	145
Konstruktionselemente Brückenfüsse	146
Konstruktionselemente Steinlagerung	147
Konstruktionselemente Unruh	148
Konstruktionselemente Zeigerrohr	149
Spielpassung	150
Presspassung	151
Höhenspiel	152
Berechnung der Press und Spielpassung	153
Galvanik	154
Teilveredelung	155
Vergolden	156
Vernickeln	157
Chemisch Vernickeln	158
Rhodinieren	159
Epilame (Beispiel Vautrol)	160
Automatiksysteme	161
Grundlagen	162
Gleichrichter mit doppeltem Umkehrad	163
Gleichrichter mit einfachem Umkehrad	164
Gleichrichter mit Excenter und Klinken	165
Kupplungsrad mit Friktion	166
Kupplungsrad Kugeln oder Klinken	167
Manueller Aufzug mit Auskupplung	168
Zentrumlagerung des Rotors	169
Elastischer Riegel	170
Kugellagerfixierung mit Schraube	171
Kaliber 90 von Glashütte Original	172

Federsimulation	173
Beispiele aktuelle Automaten	174
Automatiksysteme Berechnung	175
Basisgleichung vom Gewicht eines beliebigen Rotors	176
Fallstudie eines beliebigen Rotors	177
Schild Methode Gewicht	178
Kraftmoment der Schwungmasse	181
Kraftmoment der Schwungmasse	182
Schild Methode Kraftmoment	183
Trägheitsmoment der Schwungmasse	184
Schild Methode Trägheitsmoment	185
Dichte	186
Praktisches Beispiel	187
Schwerpunkt der Schwungmasse	189
Reduktionsgetriebe	190
Rapport Federhaus Schwungmasse	191
Wirkungsgrad des Systems	192
Bremswinkel	193
Gesamtberechnung	194
Automatikfeder	195
Flächenpressung	196
Hertzsche Pressung	197
Hertzsche Pressung Uhrenlager	198
Hertzsche Pressung, Kraftaufteilung Niveaus	199
Hertzsche Pressung Niveaus	200
Hertzsche Pressung Winkel	201
Hertzsche Pressung Reibung	203
Hertzsche Pressung Deckstein	204
Hertzsche Pressung Beispiel Räderwerk	205
Hertzsche Pressung Beispiel Verzahnung	206



hft-so Hertz Programm	208	Doppelchronograph	238	Klimaschrank Radtest	268
Basis Eingabeparameter Räderwerk Zähnezahlen	209	Simulationssoftware	239	Beschleunigung bei 90°	269
Geometriedaten des Räderwerkes	210	Ansys, Nastran	240	Homologationsdauer	270
Resultat der Berechnung	211	FEM Beispiele Wippenfeder	241	Beispiel SSD, Solid State Disk	271
Massenträgheitsmoment	212	FEM Beispiele Bremszange	242	Mindmap Robust Design	272
Trägheitsmoment Räderwerk	213	Matlab, Scilab, Freemath	243	Mindmap Werk Performance	273
Trägheitsmoment Rad	214	Euler	244	Qualität	274
Kalender	215	Labor	245	Qualitätsentwicklung	275
Schnellschaltung	216	Variocouple CSEM	246	Net Benefit Ford 2003	276
FEM Kalenderschaltfeder	217	Witschi Chronoscope X1	247	DFSS Ford Motor	277
Kalendersysteme	218	Ablaufdiagramm	248	Prozessmodell gemäss ISO	278
Datumraste asymmetrisch	219	Schlagtest	249	Balanced Scorecard	279
ETA Kalendersystem 2892A2	220	Fiabilität Zuverlässigkeit	250	EFQM Excellence	280
ETA Kalendersystem 7751	221	Beständigkeit der Komponenten	251	EFQM	281
Ewiger Kalender	222	Robust Design Methode	252	Bedeutung von Six Sigma	282
Ewiger Kalender Beispiele	223	Die Rauschfaktoren P-Diagramm	253	Hidden Factory, verborgener Betrieb	283
IWC Kalender	224	Z zu X - Faktor Sertissage	254	ISO und Six Sigma	284
Stufenscheibe	225	Position und Funktion Uhrensteine	255	Denkweise von Six Sigma	285
Grossdatum	226	Lebensdauer von Produkten	256	Prozessfähigkeit Cp	286
ETA Grossdatum 2896	227	Fehlerfreiheit	257	Mittelwertschwankung Cpk	287
Grossdatum ALS und GP	228	Exponentialverteilung	258	Prozesszustände	288
Komplikationen	229	Exponentialverteilung Grafiken	259	SPC Prinzip	289
Tourbillon Konstruktion	230	Badewannekurve	260	Prozessvariation	290
Tourbillon Beispiele	231	MTBF	261	Langzeit Drift 1.5 s	291
Chronographen	232	Beispiele Ausfall von Uhrenteilen	262	Prozessfähigkeit verbessern	292
Klassische Anordnung	233	Ausfallwahrscheinlichkeit	263	Maschinenfähigkeit	293
ETA Chronograph 775X	234	Ausfallrate	264	Prozesskennzahlen	294
Konstruktion Rückstellherz	235	Zuverlässigkeit von Systemen	265	Prozesskomplexität	295
Chronographen aktuelle Beispiele klassisch	236	Parallele Zuverlässigkeit	266	Eingrenzen der Einflussfaktoren	296
Chronographen aktuelle Beispiele	237	Künstliche Alterung	267	Toleranzen statistisch setzen	297



Mittelwertplatzierung	298	DOE 3 Faktoren (FEM Analyse)	328	Gehäusering	361
Messen und auswerten	299	Versuchsplanung mit 3 Achsen	329	Gehäusering Einleitung	362
Datenprüfung	300	Optimierung Ref.3723	330	Gehäusering Grundform	363
Messreihen auswerten	301	FMEA	331	Gehäusering Bandanstoß	364
Histogramm	302	Design FMEA	332	Gehäusering Edelmetall	365
ANOVA Analyse von Varianzen	303	Design FMEA Vorgehen	333	Gehäusering Bandfixierung	366
Messvergleich Lieferant und Kunde (ANOVA)	304	Schritt für Schritt	334	Abstand vom Lederband zum Gehäusering	367
Gage R&R	305	Dynamische Natur der FMEA	335	Montage und Demontage des Bandes am Gehäusering	368
QFD	306	Die FMEA Tabelle	339	Werkring	369
QFD Quality function deployment	307	Die FMEA Punktevergabe	340	Positionierung des Werkkrings	371
Anwenden der Kundenstimmen	308	Dokumentenverwaltung	341	Fixierung des Werkkrings	372
QFD Kundenanforderungen	309	Zeichnungen Dokumente	342	Gehäuseboden	373
QFD Merkmale der Komponenten	310	PDM Produktdatenmanagement	343	Gehäuseboden Einleitung	374
QFD Prozess Merkmale	311	Gehäusekonstruktion	344	Bodensysteme	375
QFD Fertigungs- und Prüfmerkmale	312	Benennung	345	Detailkonstruktion Boden	376
QFD Anwenden der Kundenstimmen	313	Benennung Gehäuse	346	Druckbelastung Boden	377
QFD über mehrere Stufen zum Ziel	314	Benennung Kronen	347	Verformung Gehäuseboden bei Druck	378
DoE Design of Experiments	315	Schnittstellen	348	Berechnung der Bodendicke	379
Versuchsplanung	316	Schnittstelle Werk Gehäuse	349	Kronen und Drücker	380
DoE Vorgehen	317	Schnittstelle Werk Zifferblatt	350	Kronen Einleitung	381
Sechs Phasen (1-4)	318	Schnittstelle Werk Zeiger	351	Dichtungssysteme bei Kronen	382
Sechs Phasen (5-6)	319	Schnittstelle Werk Krone	352	Kronenstellkräfte	383
Vollfaktorielle DoE	320	Konstruktion	353	Kinematik der Krone	384
DoE Versuchskonstruktion	321	Gehäuse Beschreibung	354	Drücker	385
DoE Kal. 8000	322	Grundkonstruktion 1 – 3 Teile	355	Drücker Konstruktion	386
DoE Kal. 8000 Response Optimiser	323	Positive Fixierung vom Werk	356	Drücker Kinematik 1	387
DoE in Excel	324	Negative Fixierung vom Werk	357	Drücker Kinematik 2	388
DoE Chronoschleppzeiger	325	Toleranzrechnung Werkfixierung	358	Drücker/Kronen Dichtungen	389
DOE Wippe Ref. 3723	326	Sicherheitsabstände Zifferblatt	359	Taucherchronographen	390
DOE Faktoren vorbereiten	327	Sicherheitsabstände Zeiger, Kronen	360	Buchsen	391



Inhalt

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Buchsen Einleitung	392	Wasserdichtigkeit	422	Tabelle der Verpressung der Zeiger	453
Freistellung am Gehäusering	393	Wasserdichtigkeit Beschaffenheit der Teile	424	Zeigerhöhen	454
Glas	394	Wasserdichtheit Oberflächen	425	Zeichnungsbeispiel	455
Glas Einleitung	395	Umrechnungstabelle bar und Pa	426	Zeigerproduktion	456
Saphir	396	Wasserprüfgeräte	427	Zifferblatt	457
Verformung Glas unter Druck	397	Luftprüfgeräte	428	Zifferblatt Lieferanten	458
Glasdichtung	398	Prozedur DIN 8306	429	Zifferblattfüsse, Befestigung	459
Zytel, Hytel	399	Prozedur NIHS 92-10, ISO 2281	430	Prüfprotokoll Zifferblatt 1	460
Glasdichtung Konstruktion	400	Prozedur NIHS 92-11, ISO 6425	431	Visuelle Kontrolle	463
O-Ring Dichtung	401	Keramik	432	Zifferblattbeispiele	464
O-Ring Dichtung Einleitung	402	Keramikgehäuse	433	Bänder	465
O-Ring Konstruktion	403	Keramik Zierring	434	Lederbänder	466
O-Ring Verpressung	404	Zirkonoxid	435	Kantenführung	467
Biwi Dichtungen	405	Edelmetalle	436	Freistellung für Federsteg	468
Biwi Dichtungen	406	Platin	437	Formanstress	469
O-Ring Berechnung	407	Goldgehäuse	438	Federsteg gebogen	470
Beispiel Berechnung	408	Rotgold	439	Zollformalitäten bei Lederbändern (CITES)	471
O-Ring Berechnungsprogramm	409	Gelbgold	440	Metallbänder	472
O-Ringe Berechnung Trelborg	410	Weissgold	441	Spezielle Bändertest	473
PDF Ausgabe Trelborg	411	Edelmetallkontrolle Schweiz	442	Homologation	474
Bodendichtung Varianten	412	Spezielle Metalle	443	Annex	475
Bodendichtung Berechnung Trelborg	413	Tantal	444	20.2 21600 220° Vertikal	476
Fachdichtung	414	Titan	445	20.2 28800 220° Vertikal	477
Flachdichtung Einleitung	415	Vanadium	446	20.3 21600 220° Vertikal	478
Magnetfeld	416	Beispiel von aktuellen Gehäusen	447	20.3 28800 220° Vertikal	479
Magnetabschirmung	417	Zeiger	448	20.5 28800 220° Vertikal	480
FEM Magnetismus	418	Zeiger Lieferanten	449	Eingriffsnormen NIHS	481
Toleranzen	419	Zeigerformen	450	Eingriffsnormen NHS	482
Toleranzen NIHS	420	Zeigerkonstruktion NIHS	451	Eingriffsnormen EVJ	483
Toleranzen Lunette NIHS	421	Verpressung Beispiele	452	Schnitt Plan	484



Weibullverteilung	485
Exponentialverteilung	486
Reliability R(t) MTBF	487
Reliability mit Berücksichtigung von b	488
E-Modul	489
Federbalken	490
Programm Federbalken	491
Biegebeanspruchung	492
Biegebeanspruchung konisch	493
Schrägverzahnung	494
Spezialverzahnung	495
Parametrisierung und Solver	496
EXCEL Solver aktivieren Office 2003	497
EXCEL Solver benutzen Office 2003	498
Excel Solver benutzen Office 2010	499
OpenOffice Solver benutzen	500
VBA Formeln verwenden	501
Magnetfelder	502
Referenzhandgelenk	503
Produktspezifikation / Homologation	504
VBA und Excel Programme	505
Quellen Verzeichnis	506



Die folgenden Unterlagen richten sich an Uhrentechniker oder Ingenieure, welche ein mechanisches Uhrwerk von Grund auf neu konstruieren. Es werden Grundkenntnisse in der Uhrentechnik vorausgesetzt. (Uhrmacher, Feinmechaniker...) Die physikalischen, mathematischen Formeln werden mit wenigen Ausnahmen nicht hergeleitet, sondern einfach angewendet. Viele Berechnungen werden mit Excel Tabellen ausgeführt. Zu den vorliegenden Unterlagen werden deshalb auch vorbereitete Excel Tabellen verwendet. Auf der Seite watchmaking.com sind jeweils aktuelle Daten verfügbar. Die Berechnungen können auch auf programmierbaren Taschenrechnern durchgeführt werden.

Zu jedem Block gibt es Übungsbeispiele, die berechnet werden.

Es werden 3 Niveaus unterscheiden:

- Novize 
- Profi 
- Experte 

Berechnungen für Experten sollten bei Anfängern zusammen mit einem erfahrenen Ingenieur gemacht werden.

Begleitend zum Buch gibt es auch ein VBA Add-in für Excel mit allen verwendeten Formeln.

Formel

VBA - Formel

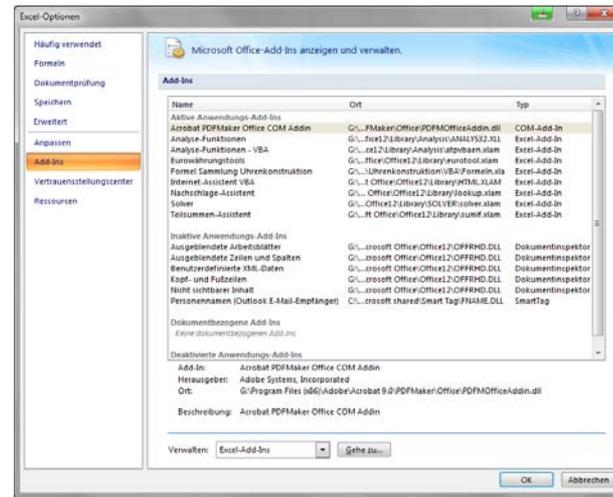
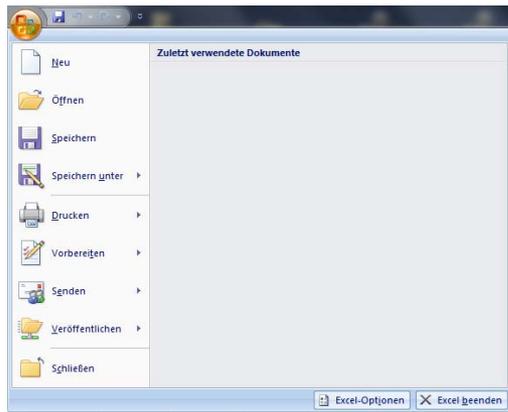
$$f_{\max \text{ Boden}} = \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D}$$

fmax_b(*p*; *R*; *D*)



Excel Add-In installieren

Über die Office Schaltfläche das Optionen Menü aufrufen. Dann Add-Ins aufrufen, damit die Formel-Sammlung installiert werden kann.



Die Analyse Funktionen müssen aktiviert werden.





VBA Installation abschliessen

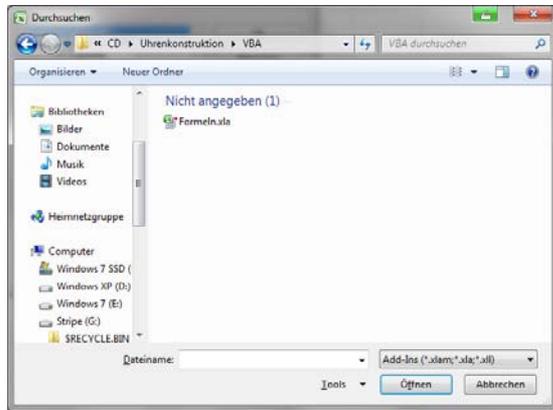
Experte

Profi

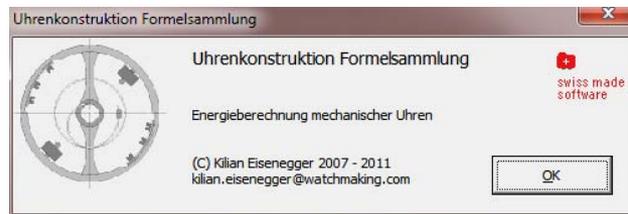
Novize

Einführung Uhrenkonstruktion

Das entsprechende Programm auswählen und aktivieren.



Nach erfolgreicher Installation erscheint das Menü in Office.



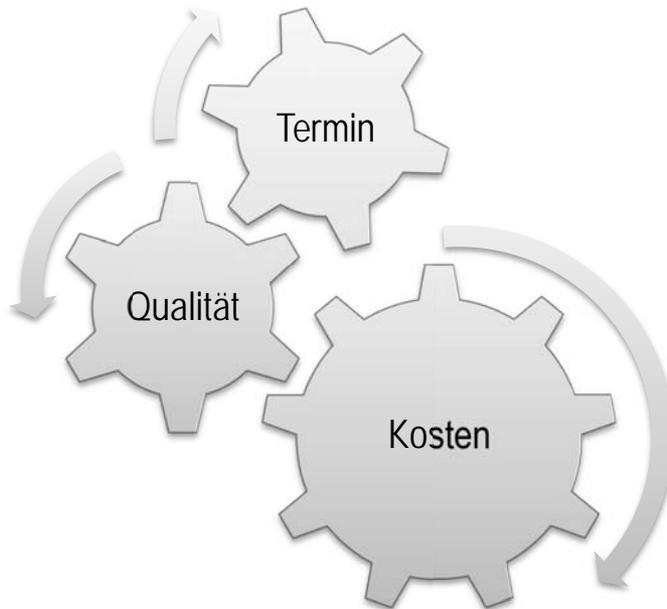
Die VBA-Funktionen oder Programme können über das Add-Ins Menü aufgerufen werden. Es ist dabei zu beachten, dass die Makrosicherheit auf die mittlere Stufe gesetzt wird. Es ist sonst nicht möglich die Makros zu benutzen.



Pflichtenheft, Spezifikation



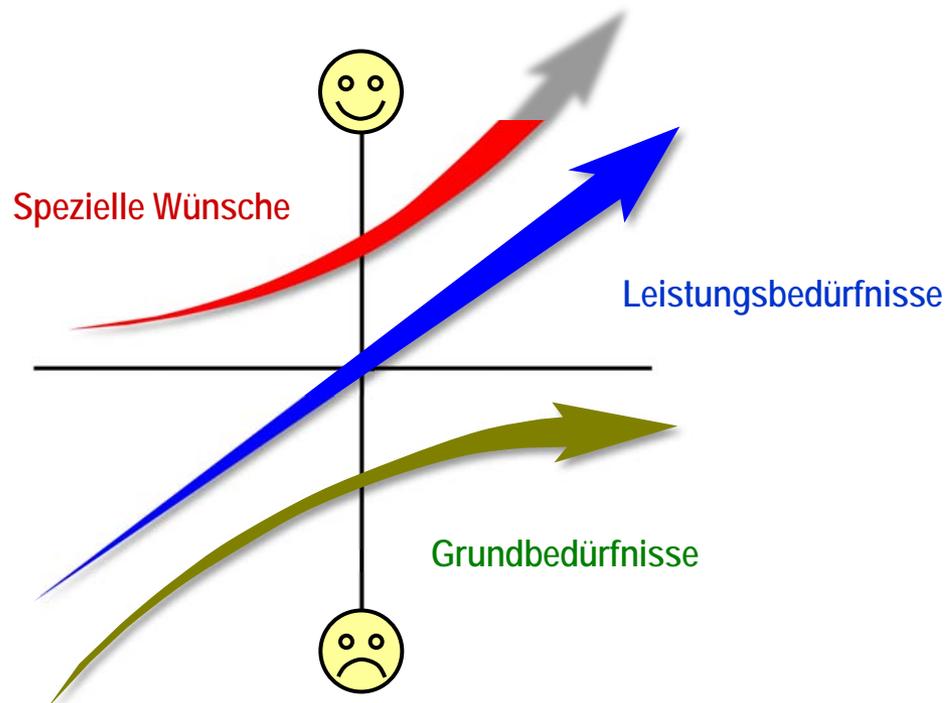
Am Anfang jeder Konstruktion steht die Idee eines neuen Produktes. Bevor man loslegt muss sichergestellt sein, dass alle Rahmenbedingungen in Form einer Spezifikation oder eines Pflichtenheftes festgehalten worden sind. Damit eine Idee umgesetzt werden kann, braucht es Geld. Geld wird aber nur zur Verfügung gestellt, wenn man absehen kann, was dabei herauskommt. Deshalb braucht es die Zustimmung und Unterstützung von Design, Marketing, Finanz und Produktion. Dies wird vielfach unterschätzt und führt dazu, dass Änderungen am Produkt noch sehr spät einfließen und somit den Entwicklungstermin stark beeinträchtigen.





Verstehen und Vorausahmen der Kundenwünsche

- Grundbedürfnisse (sind erwartet, nicht geäußert)
- Leistungsbedürfnisse (geäußerte Wünsche)
- Spezielle Wünsche (Innovationen, „WOW's“)





Produkt Spezifikationen

Bevor mit der Konstruktion eines neuen Produktes beginnen wird, müssen die Rahmenbedingungen klar spezifiziert werden. Es wird vielfach zuwenig Zeit dafür verwendet eine klare Spezifikation mit dem Kunden zu vereinbaren. Die Spezifikation muss messbare Werte enthalten.

Allgemeine Informationen			
Kaliber Nr.:	K 79470		
Konto-Nr.:	85111000/700/45		
Projektleiter IWC:	Zimmermann		
Entw./Konstruktion:	Innen / Güntert		
Zeichnungen erstellen:	Güntert		
			
Rahmenbedingungen			
> Aqualimer Linie			
> Homologation bestehen			
Form und Ausführung			
Form	Rundes Werk		
Ausführung	Automatikaufzug Basis VAL7750 (Chronograph) und IWC80110 mit System Minutenrattraparte Zifferblattsseitig, Drucker Minutenrattraparte durch Wippe am Gehäuse (Funktion vorwärts und rückwärts)		
Abmessungen			
Gesamtdurchmesser	30mm		
Gesamthöhe	muss Höhe K76240 (Chronorattrapante) nicht überschreiten		
Höhe Aufzugswelle-Werkaufgabe			
Funktionen			
Zeitanzeige:	Stunden, Minuten, kleine Sekunde 9Uhr		
Datumanzeige:	Datum (ohne Wochentag)		
Chronograph:	Sekunde Zentrum, Minuten und Stundenzähler		
Sonstiges:	Minuten Rattrapante (auf minimum 50Min.) / Statusanzeige durch Wippe		
Kronenstellung 1	Handaufzug des automatischen Werk		
Kronenstellung 2	Schnellkorrektur Datum		
Kronenstellung 3	Zeiteinstellung mit Sekundenstopp		
Dekoration			
Werkplatte und Brücken	Messing vernickelt (neue Kaliberreihe Nr. berücksichtigen)		
Stahlteile	satiniert, poliert		
Sonstiges			
Serviceintervall			
Stückzahlen	1200 Stück		
HK Zielkosten			
Planung	Prototyp für SIH+2004		
Beiliegende Dokumente			
Datum / Visum			
	Datum	Visum	Bemerkung
Konstruktion	14.02.2003	LBU	
Geschäftsleitung			
Produktmanagement			

Team

Form, Basis

Dimension

Display und Bedienungsanleitung

Design

Kosten und Stückzahlen



CTQ – Critical to Quality

Experte

Profi

Novize

Pflichtenheft Uhrenkonstruktion

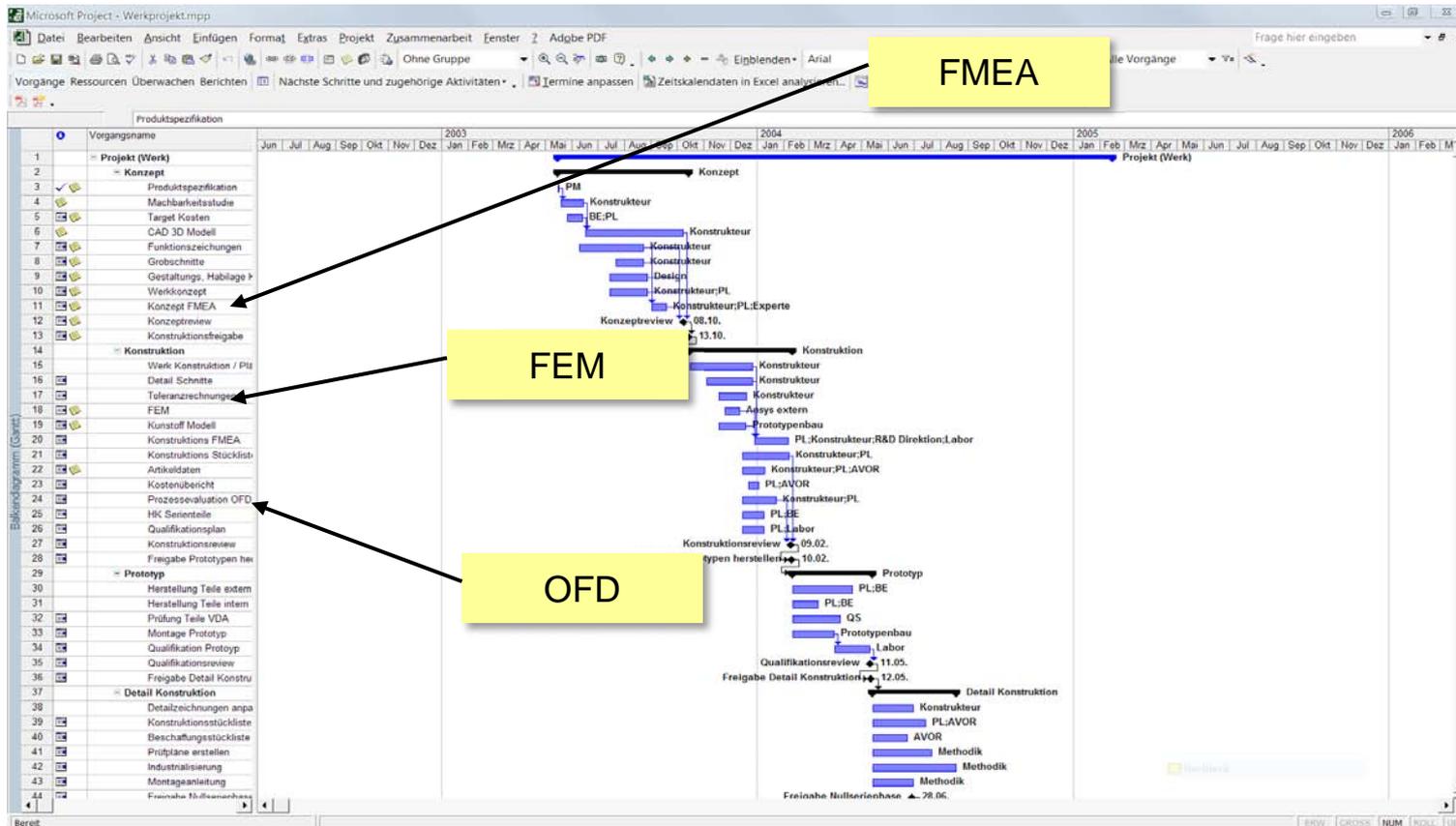
Kundenanforderungen müssen messbar gemacht werden. Der Kunde formuliert seine Bedürfnisse in einer anderen Sprache. Wenn er z.Bsp. von einem blauen Zifferblatt spricht, wissen wir nicht, welche RAL Farbe damit gemeint ist. Wir müssen seine Sprache in eine für uns messbare Einheit umwandeln.

Übersetzen der Kundenbedürfnisse in messbare Prozessgrößen:

VOC	Kernthema	CTQ's	O K	K O
Produkt termingerecht	Zeit	Terminplan +/- 1 Monat		
Erfüllt Qualitätsanforderung	Homologation	Homologation erfüllt		
Erfüllt Spezifikation	Pflichtenheft	Checkliste Pfichtenheft erfüllt		
Preisvorgabe einhalten	Kosten	Werkpreis/Projektkosten +/- 20%		



Die Projektplanung muss alle wichtigen Etappen für die Entwicklung eines neuen Produktes enthalten. Es gehören auch Kontrollmethoden in die Projektplanung. (FMEA, FEM, OFD, QFD, C&E)





Die Aufgabenteilung innerhalb eines Werkprojektes muss klar gegliedert sein. In den meisten Betrieben wird ein Projektleiter eingesetzt um die verschiedenen Tätigkeiten zu koordinieren.

Verantwortungsmatrix					
	Konzept	Konstruktion	Prototyp	Nullserie	Serie
Projektleiter	Terminplanung, Kostenplanung	Terminüberwachung, Lieferantenbesuch, FEMA, OFD	Anpassung Planung anhand der Qualifikationsresultate	Terminüberwachung, Lieferantenbesuch	Freigabe
Konstrukteur	Cage Plan	3D Konstruktion	Modifikationen aufgrund der Qualifikation	Detail Zeichnungen, Toleranzfelder	Änderungen
Design	3D Skizze	3D Modell Gehäuse Zifferblatt und Zeiger	Rapid Prototyping	Freigabe Design	
Methodik		Herstellbarkeit prüfen	Montagewerkzeuge	Fertigungszeichnungen , Prüfpläne	
Labor		FMEA	Qualifikation der Funktionen	Homologation	



Generic Design

Experte

Profi

Novize

Pflichtenheft Uhrenkonstruktion



Die Wiederverwendung bestehender Komponenten für Neukonstruktionen muss gewissenhaft geprüft werden. *Generic Design* hilft Zeit und Kosten zu sparen und die Qualität zu erhöhen.

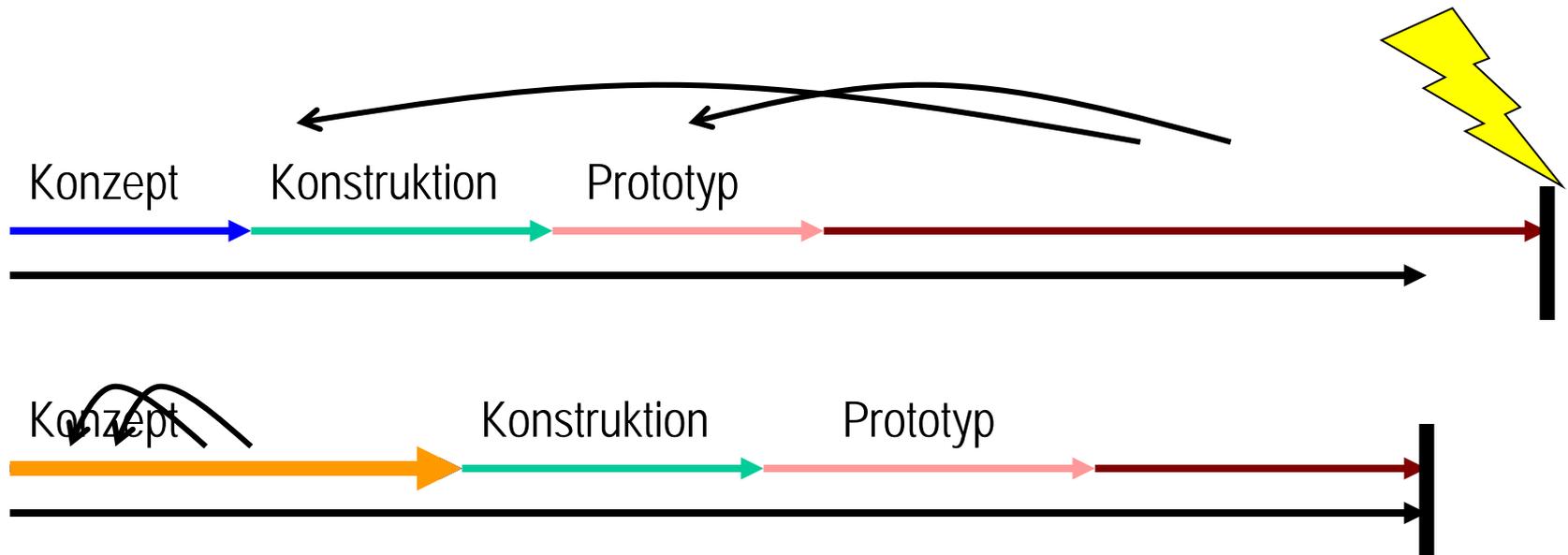
Die Verwendung von Standardkomponenten muss ebenfalls geprüft werden. Wenn die Stückzahl der Standardkomponenten erhöht werden kann, senkt sich auch der Preis der Einzelteile. Die Lagerbewirtschaftung wird auch vereinfacht, da so wenig wie nötig neue Artikel angelegt werden müssen.



Standard und Normteile müssen geometrisch sortierbar sein. Die einfachste Methode ist ein Katalog in Excel zu erstellen. Grössere Unternehmen setzen auch PDM Systeme mit Sachmerkmalen ein.

Schrauben, Lochsteine, Gewindefüsse, Stifte...

Dokumenten-nummer	Schraubenkopf (Form)	Gewinde - Ø (ohne S)	Kopf - Ø (ohne Ø)	Gewindelänge (in mm)	Gesamthöhe (in mm)	Kopfhöhe (in mm)	Gewinde-ende	Dimension in iMAN
IWB07414	Flachkopf	0.50	0.80	1.62	2.12	0.50	Rund	S0.50Ø0.80x1.62x2.12
IWB02837	Flachkopf	0.70	1.20	1.27	1.62	0.35		S0.70Ø1.20x1.27x1.62
IWB07322	Flachkopf	0.70	1.20	0.70	0.90	0.20		S0.70Ø1.20x0.70x0.90
IWB06439	Bombiert	0.50	0.80	0.45	0.64	0.19		S0.50Ø0.80x0.45x0.64
IWB05992	Flachkopf	0.50	0.80	1.18	1.50	0.32	Rund	S0.50Ø0.80x1.18x1.50
IWB03738	Flachkopf	0.70	1.60	0.78	1.06	0.28		S0.70Ø1.60x0.78x1.06
IWB03102	Bombiert	0.70	1.30	0.10	1.40	1.30		S0.70Ø1.30x0.10x1.40
IWB02892	Bombiert	1.00	1.60	3.50	3.95	0.45		S1.00Ø1.60x3.50x3.95
IWB02032	Flachkopf	0.50	0.90	0.60	0.79	0.19		S0.50Ø0.90x0.60x0.79
IWB02013	Bombiert	0.50	0.70	0.40	0.95	0.55		S0.50Ø0.70x0.40x0.95
IWB02012	Flachkopf	0.70	1.40	0.85	1.25	0.40		S0.70Ø1.40x0.85x1.25
IWB01995	Flachkopf	0.50	0.90	0.60	0.76	0.16		S0.50Ø0.90x0.60x0.76
IWB01204	Flachkopf	1.00	1.50	2.70	3.86	1.16		S1.00Ø1.50x2.70x3.86
IWB01178	Flachkopf	0.70	2.00	0.93	1.25	0.32	abgeflacht	S0.70Ø2.00x0.93x1.25
IWB01132	Bombiert	0.50	0.80	0.40	0.59	0.19		S0.50Ø0.80x0.40x0.59
IWB00944	Flachkopf	0.50	0.80	0.95	1.22	0.27	Rund	S0.50Ø0.80x0.95x1.22
IWB00894	Flachkopf	0.80	1.20	1.95	2.51	0.56		S0.80Ø1.20x1.95x2.51
IWB00932	Bombiert	0.70	1.00	0.75	4.40	3.65	Rund	S0.70Ø1.00x0.75x4.40



In der Konzeptphase sind Iterationen wesentlich kürzer und kostengünstiger.
Die Konzeptphase muss tendenziell verlängert und verbessert werden.



DFSS



„Ich benütze Six Sigma“ ist eine der meist verwirrenden Aussagen, hat aber damit zu tun, was für eine eigentliche Methodik verwendet wird. Meistens wird die DMAIC Methode benützt, weil bereits existierende Prozesse vorhanden sind, welche Ressourcen verbrauchen (daher auch die grossen Einsparungen, von welchen Sie bei GE, Honeywell und andere, in den letzten Jahren gehört haben). Die verbleibende Minderheit von Six Sigma-Umsetzern benützen ein Design für Six Sigma (DFSS) Ansatz, um ein neues Produkt in Six Sigma Qualität zu konstruieren.

Was ist DMAIC

Oft wenn über Six Sigma gesprochen wird, ist die DMAIC Methode gemeint. Die DMAIC Methode wird dann eingesetzt, wenn in einem Unternehmen die Produkte oder Prozesse bereits vorhanden sind und dabei die Kundenbedürfnisse oder die Leistungen nicht adäquat sind.

Die DMAIC Methode ist schon fast universell anerkannt und definiert ausschliesslich die folgenden fünf Phasen: Definieren, Messen, Analysieren, Verbessern und Kontrollieren. In einigen Geschäften werden nur vier Phasen eingesetzt (Definieren, Messen, Verbessern und Kontrollieren), in diesem Fall sind dann die Definierungs-Arbeiten für das Projekt als Vorarbeit bedacht oder sind innerhalb der Messphase eingebunden. Es gibt sogar die DMAIC Methode, wo das erste I für Verbessern (Improve) und das zweite I für Einführen (Implement) steht.

Die DMAIC Methode wird wie folgt eingeteilt:

- Definieren** der Projektziele und Kundenbedürfnisse (Intern und Extern)
- Messen** der Prozesse um die aktuelle Leistung zu bestimmen
- Analysieren** und festlegen der Fehlerquellen
- Verbessern** der Prozesse durch Eliminierung der Fehlerquellen.
- Kontrollieren** der zukünftigen Prozessleistung



Was ist DFSS

DFSS ist eine Abkürzung für Design für Six Sigma. Im Gegensatz zur DMAIC Methode, sind die Phasen oder Schritte des DFSS nicht universell anerkannt oder definiert, da fast jedes Unternehmen oder Trainingorganisation DFSS unterschiedlich definieren würde. Das liegt daran, dass oftmals eine Unternehmung DFSS einführt, um ihr Geschäft, Industrie und Kultur anzupassen. Manchmal wird eine Version DFSS von einer Consulting Firma, zur Unterstützung im Personaleinsatz, eingeführt. Das DFSS ist also eher eine Annäherung, als eine definierte Methode.

DFSS wird eingesetzt für die Ausgestaltung oder Wiedergestaltung eines Produkts oder einer Dienstleistung. Das zu erwartende Prozess-Sigma-Level für ein DFSS Produkt oder Dienstleistung ist mindestens 4,5 (nicht mehr als ca. 1 Fehler pro 1000 Möglichkeiten), kann aber bis 6 Sigma oder höher sein, je nach Produkt. Ein Produkt oder Dienstleistung mit einem solch niedrigen Fehler Niveau setzt voraus, dass die Kundenerwartungen und Bedürfnisse (CTQ's) gänzlich verstanden werden müssen, bevor ein Produkt oder eine Dienstleistung vervollständigt und eingeführt werden kann.

Eine beliebte Design for Six Sigma Methode ist das **DMADV**. Dabei bleiben die Anzahl Buchstaben, Phasen und das allgemeine Gefühl dieselben, wie bei der DMAIC Abkürzung. Die fünf Phasen des DMADV sind wie folgt definiert:

- Definieren** der Projektziele, und Kundenwünsche (intern und extern)
- Messen** und festsetzen von Kundenbedürfnissen und Spezifikationen, Benchmark Konkurrenz und Industrie.
- Analysieren** der Prozessmöglichkeiten um Kundenbedürfnisse zu erreichen.
- Design** (detailliert) den Prozess um Kundenbedürfnisse zu erreichen.
- (Verify)** Sicher stellen der Designleistung und Möglichkeit die Kundenbedürfnisse zu erreichen.



Eine kleine Änderung der DMADV Methodik ist **DMADOV**: Design, Messen, Analysieren, Design, Optimieren und Prüfen (Verify).

Es gibt einige andere "Arten" von DFSS: DCCDI, IDOV und DMEDI.

DCCDI ist durch Geoff Tennant bekannt geworden und ist definiert als Definieren, Kundenkonzept (Customer Concept), Design, Einführung (Implement). Es gibt viele Ähnlichkeiten zwischen diesen Phasen und den Phasen des DMADV.

- Definieren** der Projektziele
- (**Customer**) Kundenanalyse ist durchgeführt,
- (**Concept**) Konzeptideen sind entwickelt, überprüft und ausgewählt,
- Design** ist ausgeführt um die Kunden- und Geschäftsspezifikationen zu entsprechen,
- (**Implement**) Einführung ist umgesetzt um das Produkt/Service zu entwickeln und zu kommerzialisieren.

IDOV ist eine bekannte Design Methodik speziell im Herstellungsbereich. Die Abkürzung IDOV ist definiert als Ermitteln (Identify), Design, Optimieren und Bestätigen (Validate).

- (**Identify**) Ermitteln der Kundenwünsche und Spezifikationen (CTQs),
- Design** übersetzt die Kunden CTQ's in funktionelle Bedürfnisse und in alternative Lösungen. Ein Auswahlprozess selektiert die Liste der Lösungen bis zur „besten“ Lösung,
- Optimieren** benützt fortgeschrittene Statistiktools und Modelle um die Leistung vorauszusagen/berechnen und das Design oder die Leistung zu optimieren,
- (**Validate**) Bestätigen heisst sicherzustellen, dass das Design, welches entwickelt wird die Kunden CTQ's erreicht.



Was ist ICRA

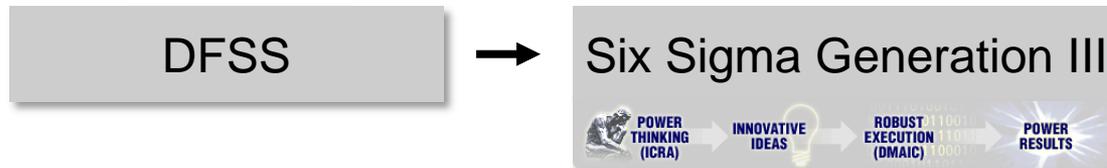
Da die Kosten der DMAIC Methode hoch sind, konnten kleinere Unternehmen meistens nicht von Six Sigma profitieren. Die ICRA Methode Generation III können alle anwenden.

Der Hauptgedanke von ICRA besteht im Power Thinking und in innovative Ideen.

ICRA (Innovate, Configure, Realize, Attenuate) hilft, offene Fragen aller Art durchzudenken.

- Innovate** Neuerungen für Wachstum treffen - indem man Wertbedürfnisse erkennt und Änderungsmöglichkeiten definiert
- Configure** Ziele gestalten - indem man den aktuellen Zustand misst und mitwirkende Einflüsse auf diesen Zustand analysiert
- Realize** Steigerung realisieren – indem man festgelegte Aktionen und zu kontrollierende Eingangsgrößen verbessert
- Attenuate** Lücken schmälern – indem man Erfolgsfaktoren standardisiert und das daraus Erlernte integriert

Power Thinking mit ICRA erzeugt innovative Ideen; robuste Durchführung (DMAIC) der innovativen Ideen erzeugt schlagkräftige Resultate.





Design	übersetzt, die Kunden CTQ's in funktionelle Bedürfnisse und in alternative Lösungen. Ein Auswahlprozess selektiert die Liste der Lösungen bis zur „besten“ Lösung.
Optimieren	nutzt fortgeschrittene statistische Hilfsmittel und Modelle zur Vorhersage und optimiert die Konstruktion und Leistung
Analysieren	der Prozess Optionen, um die Kundenbedürfnisse zu erreichen.
Prüfen	der Designleistung und die Fähigkeit die Kundenbedürfnisse zu erfüllen.

Design Optimise Analyse

VOC CTQ's

QFD

Analyse

C&E FMEA

CPM

Prozess Evaluation

Verify

Homologation

SPC



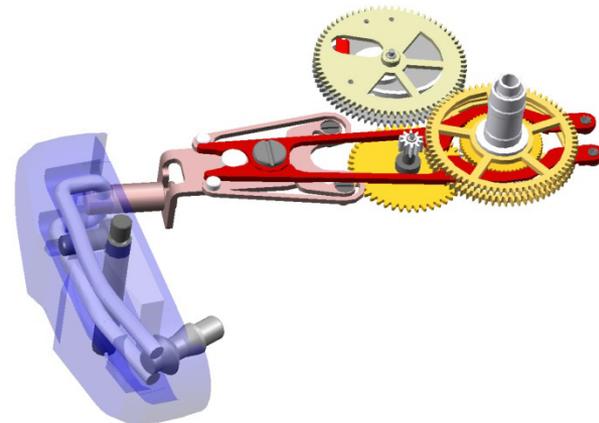
Eine Uhrenmarke kann mit dem Einsatz der DFSS Methoden die Fehlerrate der Produkte senken und den Optimierungsgrad der Funktionsanforderungen erhöhen. Dazu werden analytische Methoden eingesetzt, welche mathematisch die Funktionsanforderung bewerten. Die Methoden dienen auch dazu Prozessmessgrößen zu definieren, an denen wir die Kundenanforderung skalieren können. Ziel ist es auch die Entwicklungszeiten zu verkürzen, indem die Prototyp-Iterationen auf einem Minimum reduziert werden. Umso besser die Arbeit in der Konzeptphase ist, desto sicherer sind wir bei der Prototypierung. Die Prozessevaluation entscheidet über die Machbarkeit und Prozessfähigkeit der einzelnen Teile. Mit der Erstmusterprüfung VDA überprüfen wir das Toleranzfeld der Einzelteilzeichnungen und die langfristige Prozessfähigkeit. Das Resultat führt zur Kostensenkung, *Time to Market* Verkürzung und zu zufriedenen Kunden.

Methoden die für DFSS geeignet sind:

VOC>CTQ, SIPOC, Gage R&R, QFD, FMEA, OFD, DoE, ANOVA, F-Test, T-Test, CPM, SPC

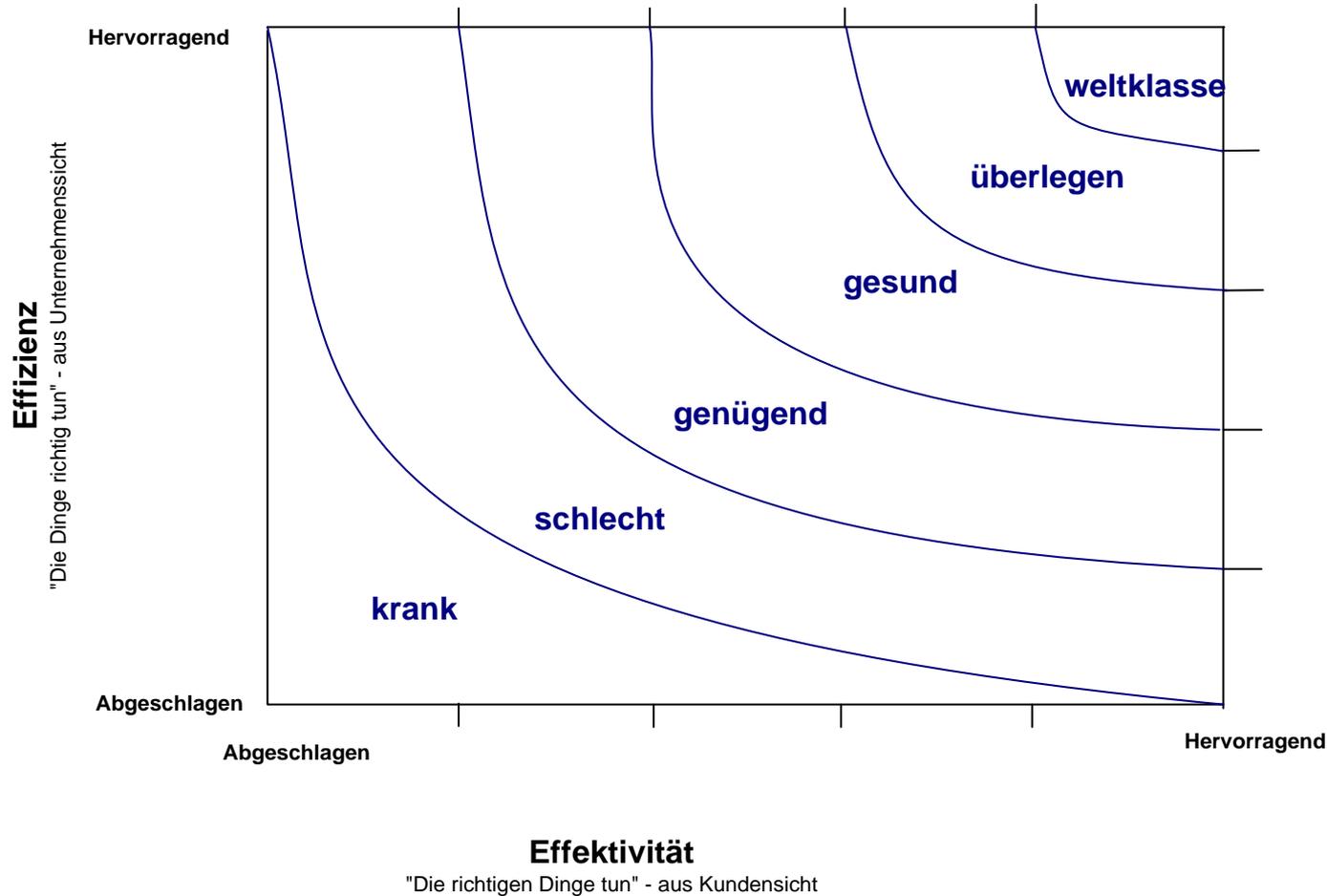


6s Beispiel mit Ref. 3723





Messung der Effektivität und Effizienz. Effizienz ist nicht gleich Effektivität.





Effektivität

„Wie gut wird eine Anforderung erfüllt“

Diese Frage wird durch die CTQ's beantwortet

Effizienz

„Was wird investiert, um dieses CTQ's zu erfüllen?“

Diese Frage wird durch die Net Benefit-Rechnung beantwortet.

Beispiel

Effizient bedeutet wie schnell ich an einer manueller Kaffeemühle drehe, um aus Kaffeebohnen gemahlene Kaffee zu bekommen. Effektivität bedeutet, welche von mehreren Kaffeemühlen ich verwenden muss, um mein Ziel zu erreichen.



Motor der Uhr



Aussendurchmesser Federhaus klassische Anordnung

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Damit auf dem Ankerrad das maximale Drehmoment erreicht wird, muss das Federhaus und das Räderwerk optimal berechnet und konstruiert werden. Der erste Eingriff (Federhaus – Trieb) hat eine Übersetzung von 5 – 10. Der Drehmomentverlust zwischen Vollaufzug und nach 24 Stunden beträgt optimal nicht mehr als 15%.

In einem runden Werk wird der maximale Durchmesser vom Federhaus durch den Radius der Platine bestimmt.

S sollte im Minimum 0.10mm betragen.

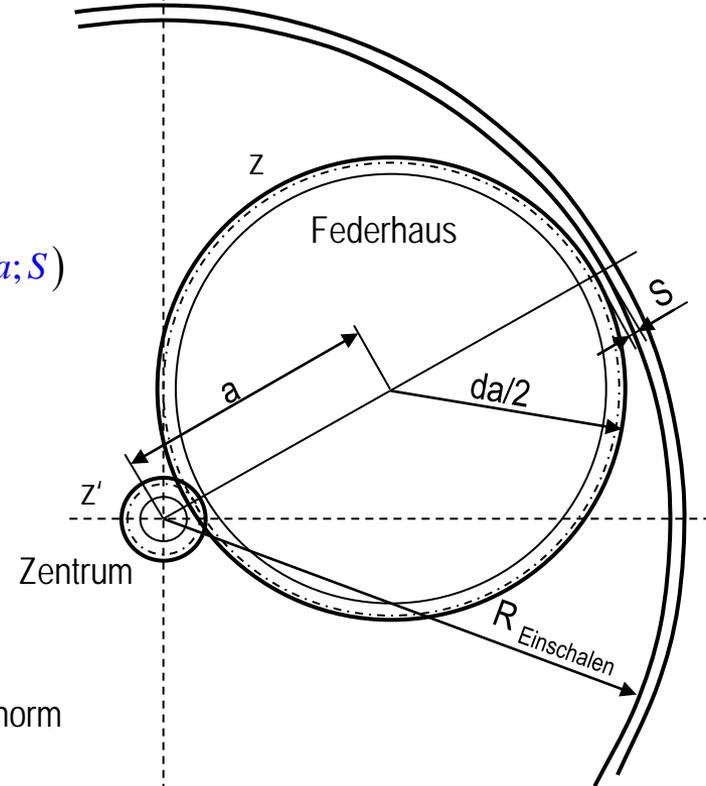
$$R_{Einschalen} = a + Ra + S$$

$$(1) \quad R_{Einschalen} = m \frac{z + z'}{2} + \frac{m}{2} (z + 2ha) + S \quad \text{renc}(m; z; z'; 2ha; S)$$

$$R_{Einschalen} - S = \frac{m}{2} (2z + z' + 2ha)$$

$$m = \frac{2(R_{Einschalen} - S)}{2z + z' + 2ha} \quad \text{mrenc}(R_{enc}; S; z; z'; 2ha)$$

ha ist die Höhe des Zahnkopfes und variiert je nach Verzahnungsnorm





Verzahnungstabelle Federhaus

Je nach Verwendung werden die Zahnprofile entsprechend ausgewählt. Beim Eingriff vom Federhaus ist wegen des hohen Drehmomentes insbesondere auf die Hertzsche Pressung zu achten. Der Eingriff sollte einen ungeraden Rapport aufweisen. Zähnezahlen ab 12 für das Trieb sind vorzuziehen.

Eingriff Federhaus 72/12 m=0.15 Verzahnungsnorm							
	NHS 56702				Cetehor		
	NIHS 20-02	52703	EVJ	Devel.	05-25	05-41	ETA
d	10.80	10.80	10.80	10.80	10.80	10.85	10.80
da	11.22	13.31	11.25	10.10	11.31	11.30	11.10
df	10.44	10.33	10.41	10.38	10.33	10.55	10.35
d'	1.80	1.80	1.80	1.80	1.80	1.81	1.80
da'	2.02	1.99	2.02	2.10	2.04	2.00	2.10
df'	1.26	1.17	1.23	1.38	1.16	1.25	1.35

Eine indirekte Räderwerkanordnung hat den Vorteil, dass die Zähnezahl vom Trieb, welches im Eingriff mit dem Federhaus steht, möglichst gross gewählt werden kann. (siehe 2892A2)



Optimierter erster Eingriff

Experte

Profi

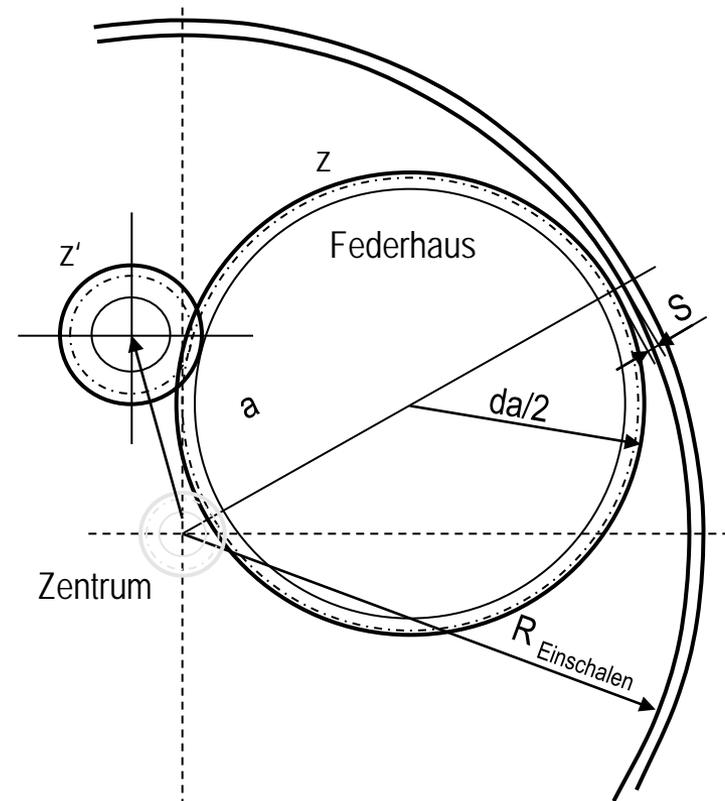
Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Die zentrale direkte Anordnung des Minutenrades hat den Nachteil, dass die Zähnezahl vom Trieb nicht genügend gross gewählt werden kann. (meistens 12)

Die indirekte Anordnung erlaubt Triebgrößen bis 17 oder 19.

Typisches Beispiel: 2892A2, 7750





Gangreserve

Bei mechanischen Armbanduhren werden Gangreserven grösser als 48 Stunden angestrebt. Die Uhr sollte auch nach einem Wochenende noch die genaue Zeit anzeigen, auch wenn sie nicht getragen worden ist.

$$(2) \quad \frac{N}{N'} = \frac{z'}{z}$$

$$\rho_1 = \frac{z'}{z}$$

- z' = Zähnezahl Federhaus
- z = Zähnezahl Trieb
- N' = Umdrehungen Trieb
- N = Umdrehungen Federhaus
- d = Gangdauer

$$(3) \quad d = \rho_1 \cdot N$$

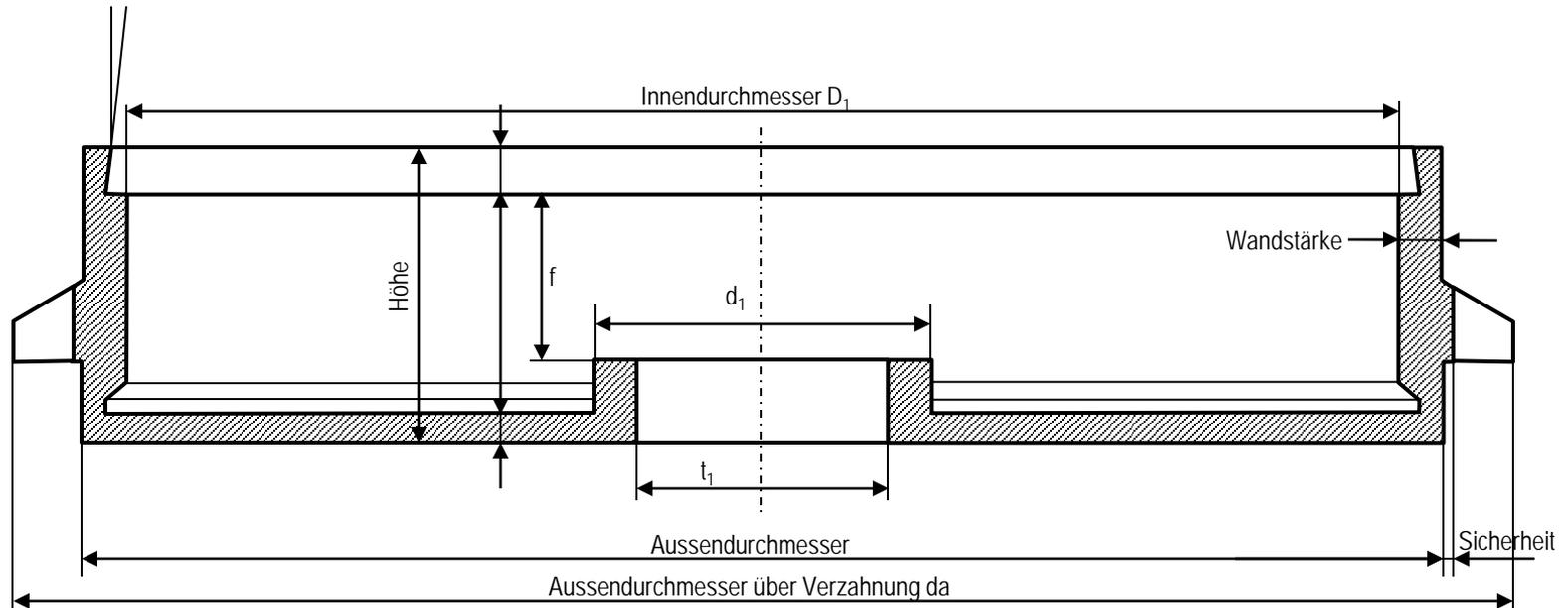
Die Zähnezahl vom Trieb ist zwischen 9 und 20. Der Rapport zwischen Federhaus und Trieb liegt zwischen 5 und 10.

Beispiel: $N=7.5$ und $r_1=7$

$D = 7 * 7.5 = 52.5$ Stunden



Wenn der Aussendurchmesser des Federhauses bekannt ist, kann der Innendurchmesser D_1 berechnet werden. Bei der Dicke der Wandstärke muss die NIHS Norm 10-02 berücksichtigt werden. Die Sicherheit zwischen dem Zahngrund und dem Aussendurchmesser muss mindestens 0.03mm betragen.



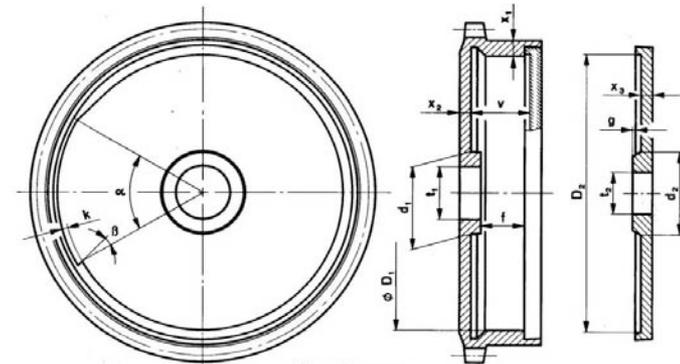


Federhausnorm NIHS 10-02

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Für die optimale Dimensionierung eines Federhauses existiert eine NIHS Norm. Die Schwierigkeit beim Federhaus besteht darin den Federhausdeckel optimal zu verklemmen.

Der Federhausdeckel kann innen oder aussen verklemmt werden. Am meisten verbreitet ist die Innenverklemmung.



Dimensions en mm

d ₃ = diamètre de la bonde — NIHS 11-02		
e ₁ = épaisseur du ressort — NIHS 12-02		
h ₁ = hauteur du ressort — NIHS 12-02		
D ₁	≤ 8,00 de 0,05 en 0,05 > 8,00 à 12,00 de 0,10 en 0,10 > 12,00 de 0,20 en 0,20	
D ₂ min.	D ₁ + 0,03	
d ₁ max. et d ₂ max.	d ₃ - 4 e ₁	
k pour bride repliée pour bride rapportée épaisse	1,3 à 1,5 e ₁	
pour bride rapportée mince	0,9 à 1,1 e ₁	
v min.	h ₁ + 0,08	
x ₁ min.	≤ 8,00	0,22
	> 8,00 à 12,00	0,25
	> 12,00	0,30
x ₂ min. et x ₃ min.	≤ 8,00	0,18
	> 8,00 à 12,00	0,20
	> 12,00	0,25
α min. pour bride épaisse	60°	
pour bride mince	120°	
β	15°	

Tolérances

D ₁	J ₂ 8	g	e 7
f	i ₂ 7 ou n 7	t ₁ et t ₂	H 5 ou H 6

Valeurs des tolérances: consulter les normes NIHS 04-02



Folgende Werte müssen für die Energieberechnung der Uhr bestimmt werden:

d = Gangreserve in Stunden

f = Frequenz in Hertz

z_E = Zähnezahln Ankerrad

ρ = Rapport Federhaus – Trieb Ankerrad

e = Dicke der Aufzugsfeder

r = Radius Federwelle

$$(4) \quad N = 3600 \cdot d \cdot \frac{f}{z_E \cdot \rho}$$

$$\rho = \frac{z \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z' \cdot z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}$$

z = Zähnezahln Federhaus

z' = Zähnezahln Zentrumtrieb

z_1 = Zähnezahln Grossbodenrad

z_2 = Zähnezahln Trieb Mitnehmerrad

z_3 = Zähnezahln Mitnehmerrad

z_4 = Zähnezahln Trieb Sekundenrad

z_5 = Zähnezahln Sekundenrad

z_6 = Zähnezahln Trieb Ankerad



Optimaler Wert für e und L der Aufzugsfeder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Nach den Studien von A.Maire und Bieri gelten folgende Regeln:

Um den Verlust des Drehmoments zwischen Vollaufzug und nach 24 Stunden der Aufzugsfeder zu verringern, muss die Wahl auf ein *schnell drehendes* Federhaus fallen. Die Anzahl Umdrehungen des Federhauses müssen somit gross sein und der Rapport Federhaus Zentrumtrieb klein.

Man erzielt einen guten Wirkungsgrad mit 9 – 10 Umdrehungen des Federhauses. Die Dicke der Feder muss entsprechend berechnet werden.

Der Wirkungsgrad wird erhöht, indem zur theoretischen Umdrehung von 9 –10 Umgängen 20% dazu gerechnet werden.

(5)
$$k = \frac{r}{e}$$

Für den Rapport k sollte je nach Technologie (heute fast immer Nivaflex) der kleinst mögliche Wert verwendet werden.

Mit dem bekannten Wert R, kann die Federdicke und die praktische Federlänge L + 20% berechnet werden.

Bei einem Automatikwerk muss die Federdicke der Gleitbride vom Radius R abgezogen werden.



Maximales Drehmoment der Feder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Mit der folgenden Formel wird das maximale Drehmoment der Feder berechnet.

$$(6) \quad M_{\max} = \frac{e^2 \cdot h}{6} \sigma_{\max} \quad \sigma_{\max} = 3.3.5 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 \quad M_{\max}(e; h; \sigma_{\max})$$

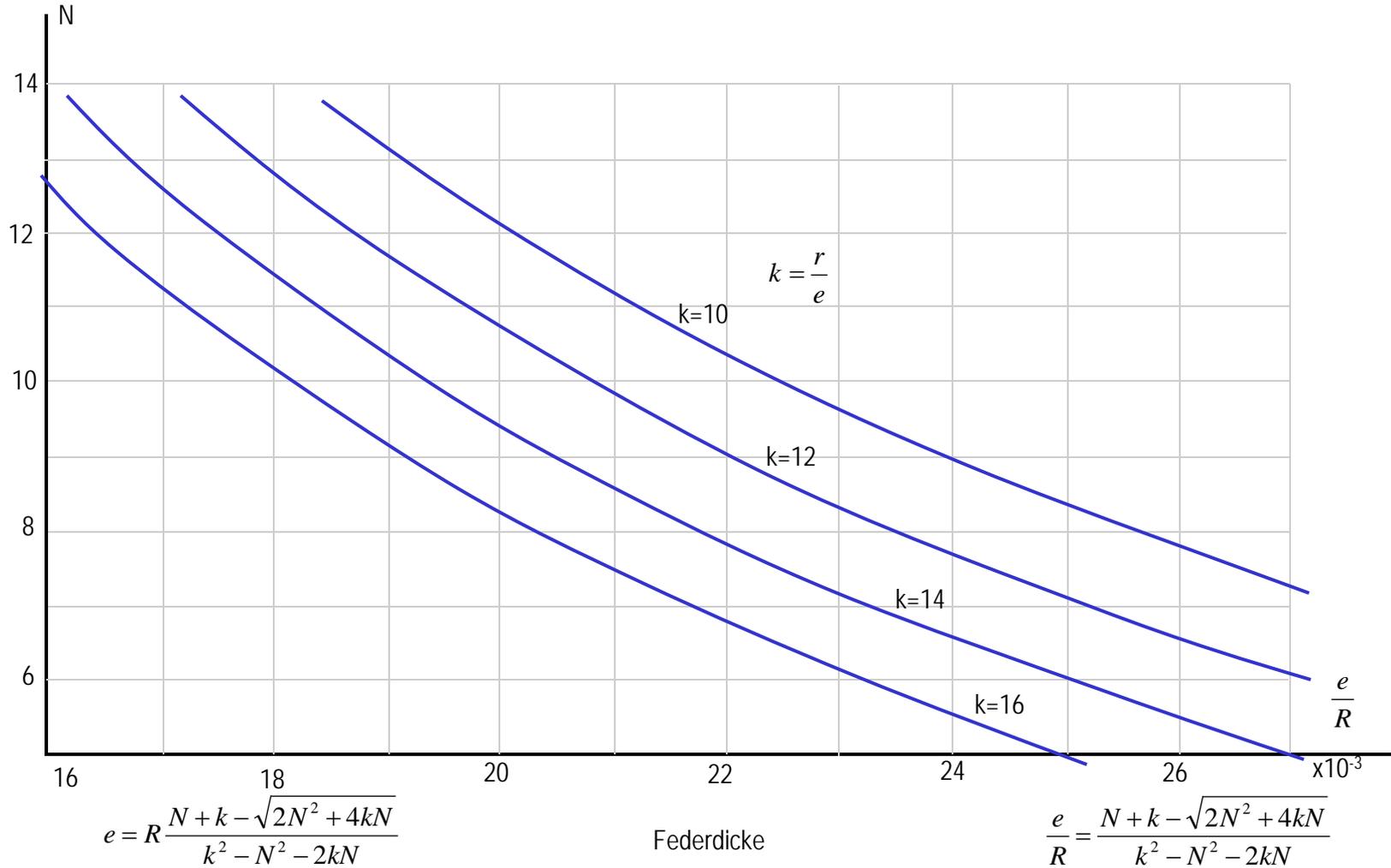
Die Federhöhe h wird mittels Berechnung definiert. Die Werkhöhe ist per Definition im Pflichtenheft vorgegeben. Man kann mit der theoretischen Werkhöhe die maximale Höhe des Federhauses provisorisch berechnen.

Wenn das maximale Drehmoment der Feder bekannt ist, wird als nächstes die verfügbare Energie auf dem Ankerrad berechnet, damit die Geometrie der Hemmung bestimmt werden kann.



Umgänge Federhaus

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion



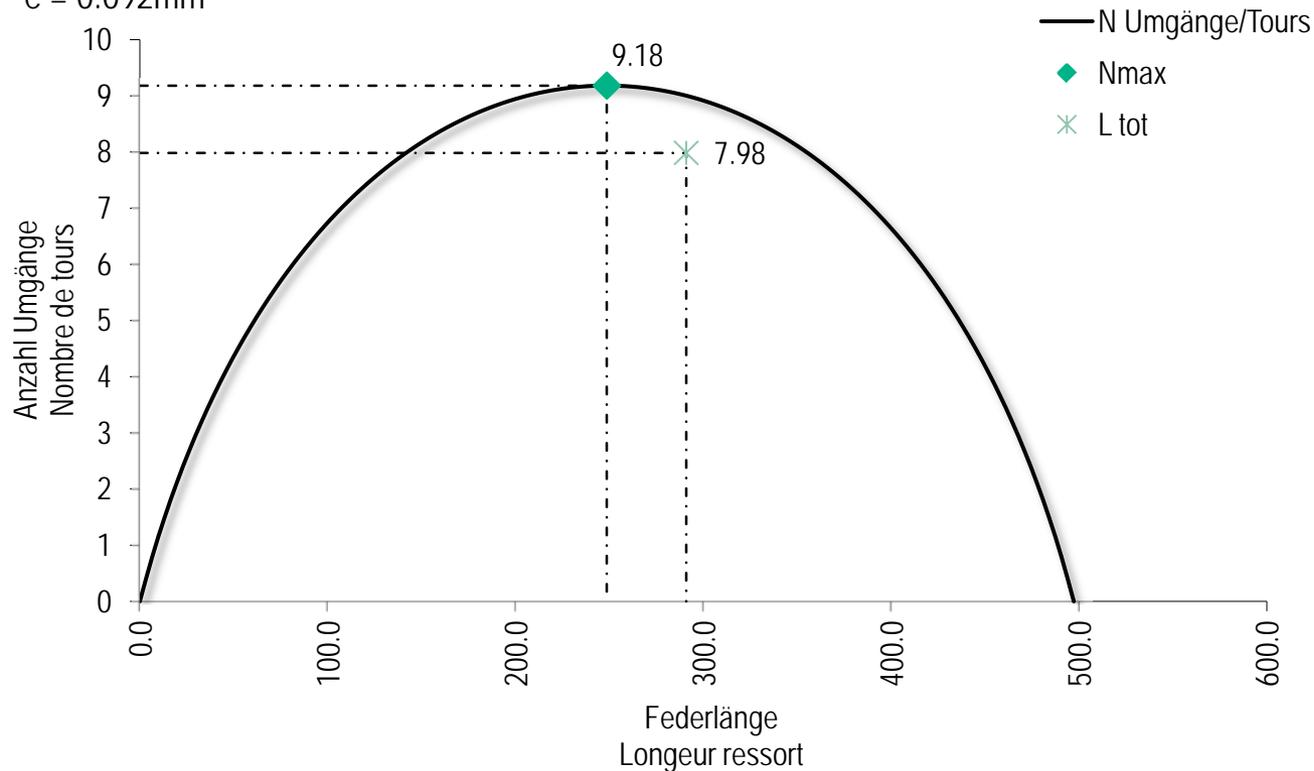


Optimierte Federlänge

Die Excel Tabelle N_Umgänge.xls simuliert die Anzahl Umgänge in Funktion der Länge der Aufzugsfeder.

R = 3.9mm
r = 0.94mm
e = 0.092mm

$$N = \frac{1}{e} \left(\sqrt{r^2 + \frac{l \cdot e}{\pi}} + \sqrt{R^2 - \frac{l \cdot e}{\pi}} - R - r \right)$$





Ableitung der N-Formel

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Wenn wir die N-Formel ableiten, können wir direkt die optimale Länge für die grösst mögliche Umdrehungszahl berechnen.

$$\frac{dN}{dl} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left(\frac{1}{\sqrt{r^2 + \frac{l \cdot e}{\pi}}} - \frac{1}{\sqrt{R^2 - \frac{l \cdot e}{\pi}}} \right)$$

$$\frac{dN}{dl} = 0$$

$$\frac{1}{2 \cdot \pi} \left(\frac{1}{\sqrt{r^2 + \frac{l \cdot e}{\pi}}} - \frac{1}{\sqrt{R^2 - \frac{l \cdot e}{\pi}}} \right) = 0$$

$$r^2 + \frac{l \cdot e}{\pi} = R^2 - \frac{l \cdot e}{\pi}$$

$$(19) \quad l = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2 \cdot e} \quad l = \frac{\pi(5.4^2 - 1.6^2)}{2 \cdot 0.115} = 363.3 \text{ mm} \quad l_f(R; r; e)$$



Volumen der Aufzugsfeder

Wir können aus der folgenden Formel ableiten, dass die grösst möglich Umdrehungszahl dann erreicht ist, wenn die Hälfte des Volumens im Federhaus (Feder gespannt oder entspannt) leer ist.

$$l = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2 \cdot e}$$

$$l \cdot e = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2}$$

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{r^2 + \frac{l \cdot e}{\pi}} + \sqrt{R^2 - \frac{l \cdot e}{\pi}} - R - r \right)$$

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{r^2 + \frac{e \cdot \pi(R^2 - r^2)}{2 \cdot e}} + \sqrt{R^2 - \frac{e \cdot \pi(R^2 - r^2)}{2 \cdot e}} - R - r \right)$$

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{\frac{2r^2 + R^2 - r^2}{2}} + \sqrt{\frac{2R^2 - R^2 + r^2}{2}} - R - r \right)$$

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} + \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} - R - r \right)$$

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(2\sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} - R - r \right)$$



Volumen der Aufzugsfeder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{\frac{4(R^2 + r^2)}{2}} - R - r \right)$$

$$(20) \quad N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{2(R^2 + r^2)} - R - r \right) \quad N_{\max_f}(e; R; r)$$

Es gilt zu beachten, dass die Anzahl Umgänge in der Realität um 15% kleiner ist, da die Feder nicht 100% flach gewalzt wird und sich Fett zwischen den Lamellen befindet.



Berechnung der Federdicke

Mit der Formel zur Berechnung der maximalen Umdrehung kann auch die Federdicke berechnet werden. Dazu muss N und der Faktor k (abhängig vom Material) bekannt sein.

$$N_{\max} = \frac{1}{e} \left(\sqrt{2(R^2 + r^2)} - R - r \right) \quad k = \frac{r}{e}$$

$$N = \frac{1}{e} \left(\sqrt{2(R^2 + k^2 \cdot e^2)} - R - k \cdot e \right)$$

$$N \cdot e + R + k \cdot e = \sqrt{2(R^2 + k^2 \cdot e^2)}$$

$$(N \cdot e + R + k \cdot e)^2 = 2 \cdot R^2 + 2 \cdot k^2 \cdot e^2$$

$$N^2 \cdot e^2 + R^2 + k^2 \cdot e^2 + 2 \cdot N \cdot k \cdot e^2 + 2 \cdot N \cdot e \cdot R + 2 \cdot R \cdot k \cdot e - 2 \cdot R^2 + 2 \cdot k^2 \cdot e^2 = 0$$

$$e^2(N^2 + 2 \cdot N \cdot k - k^2) + e(2 \cdot N \cdot R + 2 \cdot R \cdot k) - R^2 = 0$$

$$e = \frac{-2 \cdot R(N + k) \pm \sqrt{4 \cdot N^2 \cdot R^2 + 4 \cdot R^2 \cdot k^2 + 8 \cdot R^2 \cdot N \cdot k + 4 \cdot R^2(N^2 + 2 \cdot N \cdot k - k^2)}}{2(N^2 + 2 \cdot N \cdot k - k^2)}$$

$$e = R \cdot \frac{-(N + k) \pm \sqrt{2 \cdot N^2 + 4 \cdot N \cdot k}}{N^2 + 2 \cdot N \cdot k - k^2}$$

$$(21) \quad e = R \cdot \frac{N + k - \sqrt{2 \cdot N^2 + 4 \cdot N \cdot k}}{k^2 - 2 \cdot N \cdot k - N^2} \quad e_{\text{kf}}(N; k; R)$$



Mittlere Leistung der Feder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Federhaus Uhrenkonstruktion

Die mittlere Leistung der Aufzugsfeder ist durch folgende Formel definiert:

$$(21) \quad \Delta P_R = M_m \cdot \omega$$

$$(22) \quad \Delta P_R = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_s$$

M_m = Mittleres Drehmoment auf 24 Std.

ω = Winkelgeschwindigkeit $2\pi N_s$

N_s = Umdrehung pro Sekunde vom Federhaus

Beispiel

$$M_m = 7.887 \cdot 10^{-3}$$

$$N = 3.27 \text{ U/Tag}$$

$$N_s = 3.27/86400 \text{ U/Sek}$$

$$\Delta P_R = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_s \quad \Delta P_R = 7.887 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3.785 \cdot 10^{-5} = 1.876 \mu W$$



Berechnung Hemmung



Verfügbare Energie auf dem Ankerrad

In den meisten mechanischen Uhren werden äquidistante Nivarox Hemmungen verwendet.

www.nivarox.ch

www.mhvj.ch



Die Hemmungen mit 21 Zähnen sind für hohe Frequenzen mit 5Hz dimensioniert worden. Die Winkelgeschwindigkeit ist mit Wechsel von 20 auf 21 Zähne optimiert worden. Eine Unruh mit 5Hz hat eine sehr grosse Winkelgeschwindigkeit beim Durchgang durch den Nullpunkt. Hier muss sichergestellt werden, dass das Ankerrad entsprechend schnell beschleunigen und drehen kann.

Die Hemmungen mit 20 Zähnen sind für den Bereich um 4Hz optimal.

Der Qualitätsfaktor der Hemmung hängt von der optimalen Wahl der Frequenz ab. Die Frequenz bestimmt die Geschwindigkeit der Hemmungsteile.

Das Optimum der Frequenz ergibt sich aus der verfügbaren Energie auf dem Ankerrad und dem verfügbaren Platz der Unruh.

Man rechnet mit der Leistung nach 24 Stunden und einer vertikalen Amplitude von 220°.

$$(23) \quad Pr = M_{\max} \frac{2\pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot f}{z_E \cdot \rho} \quad pr_w(M_{\max}; \eta; \beta; f; z_e; \rho)$$

Pr = Energie am Ankerrad

M_{max} = maximales Drehmoment der Feder

η = globaler Wirkungsgrad des gesamten Räderwerks

β = Rapport zwischen dem Drehmoment bei Vollaufzug und nach 24 Stunden ~ 0.8

f = Frequenz der Hemmung

r = Rapport vom Eingriff Federhaus Hemmungsradtrieb.



Dimensionierung der Hemmung

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Hemmung Uhrenkonstruktion

Jedes Uhrenkaliber hat eine optimale Frequenz für den besten Wirkungsgrad. Für eine mechanische Armbanduhr sollte die Frequenz der Hemmung $\geq 3\text{Hz}$ sein, damit das dynamische Verhalten bei starken Armbewegungen ausgeglichen ist. Am meisten verbreitet ist die Frequenz von 4 Hz. Was aber nicht bedeutet, dass für diese Kaliber wirklich die optimale Frequenz bestimmt worden ist.

Die folgende Grafik sollte helfen die optimale Wahl einer Hemmung unter den gegebenen Umständen zu finden. Die Amplitude ist auf 220° berechnet. Dieser Wert sollte nach 24 Stunden in der vertikalen Position nicht unterschritten werden.



Der Qualitätsfaktor CTM nach DIN 8312 zeigt den Einfluss der Gangdifferenz zwischen Vollaufzug und 24 Stunden, unter Berücksichtigung des Temperaturkoeffizienten des Regulierorganes. (ctm . x1s)

I_{max} = grösster Isochronismusfehler zwischen zwei identischen Lagen 0 Std. – 24 Std.

G_{max} = grösster Lagefehler bei Vollaufzug zwischen zwei beliebigen Positionen

C = Gangdifferenz pro 1° zwischen 20° und 36° pro Grad°

$$N = 0.15 \cdot I_{\max} + 0.1 \cdot P_{\max} + C$$

CTM nach DIN 8312									
Vollaufzug				nach 24 Stunden					
KU	KL	KO	HO	KU	KL	KO	HO	36°	
8	12	14	-4	10	16	12	10	28	
I _{max}	14								
P _{max}	18								
C	2								
ΔTemp	16								
N	4.025								



In der Schweiz können Gangprüfungen mit Zertifikat bei der Firma COSC *Contrôle Officiel Suisse des Chronomètres* durchgeführt werden. www.cosc.ch

Limite	Einheit	Kategorie 1	Kategorie 2
M: Mittlerer täglicher Gang	s/d	-4 +6	-5 +8
V: Mittlere Variation vom Gang	s/d	2	3,4
Vmax: Grösste Variation vom Gang	s/d	5	7
D: Differenz flach hängend	s/d	-6 +8	-8 +10
P: Grösste Differenz im Gang	s/d	10	15
C: Temperaturvariation	s/d °C	+/- 0.6	+/- 0.7
R: Wiederaufnahme des Gangs nach 15 Tagen	s/d	+/- 5	+/- 6

www.watchmaking.com/chronometer.html



Es ist immer von Vorteil die berechneten Werte des eigenen Uhrwerkes mit ähnlichen Kalibern zu vergleichen. Das Drehmoment am Minutenzeiger sollte nach 24 Stunden $900\mu\text{Nmm}$ nicht unterschreiten.

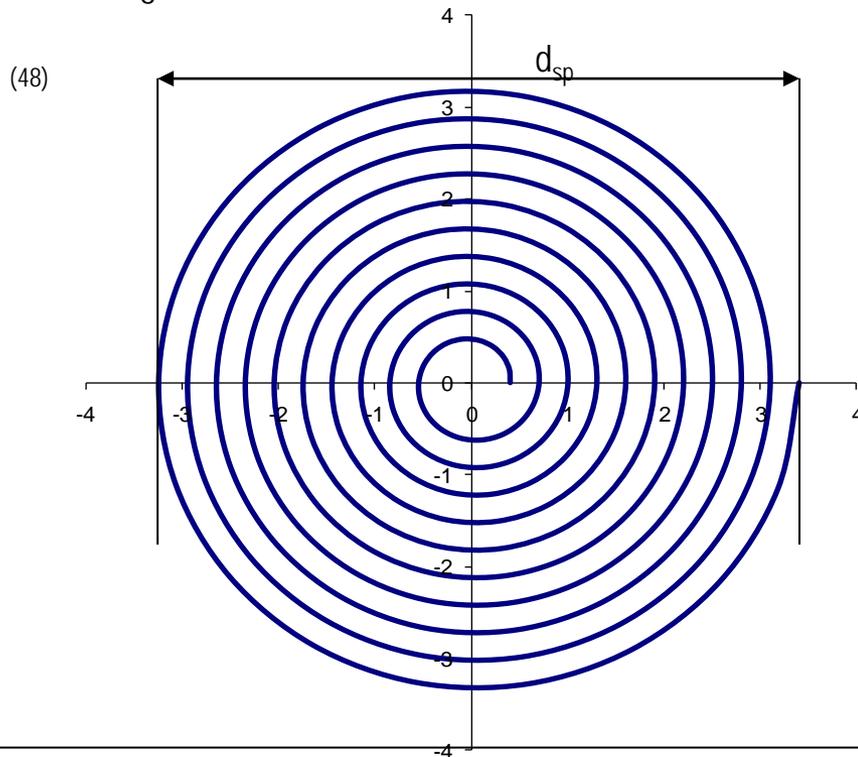
Kaliber	Mmax Nmm	Pr uW	Unruh mgcm^2	Drehmoment Minutenrad μNmm
7750	12.48	2.2	12	1200
2892	7.6	1.34	8	900



Grundgeometrie Spirale



Die Geometrie des Spirals ist entscheidend für die Ganggenauigkeit der mechanischen Uhr. Die Excel Datei SE_Spirale.xls berechnet eine Spirale nach Innenradius, Anzahl Umwindungen und Windungsabstand. Der Windungsabstand hat mit dem Aufwickeln der Spirale während des Herstellungsprozesses zu tun und ist immer ein x faches der Spiraldicke. Man unterscheidet 3, 4 oder 5 Windungen. Die Anzahl der Windungen wird zwischen 11 und 14 gewählt. Der Durchmesser der Spirale auf einer bestehenden Unruh berechnet sich wie folgt:



$$d_{sp} = F \cdot d_{bal}$$

d_{sp} = Aussendurchmesser der Spirale

d_{bal} = Aussendurchmesser der Unruh

F = Faktor abhängig von der Frequenz

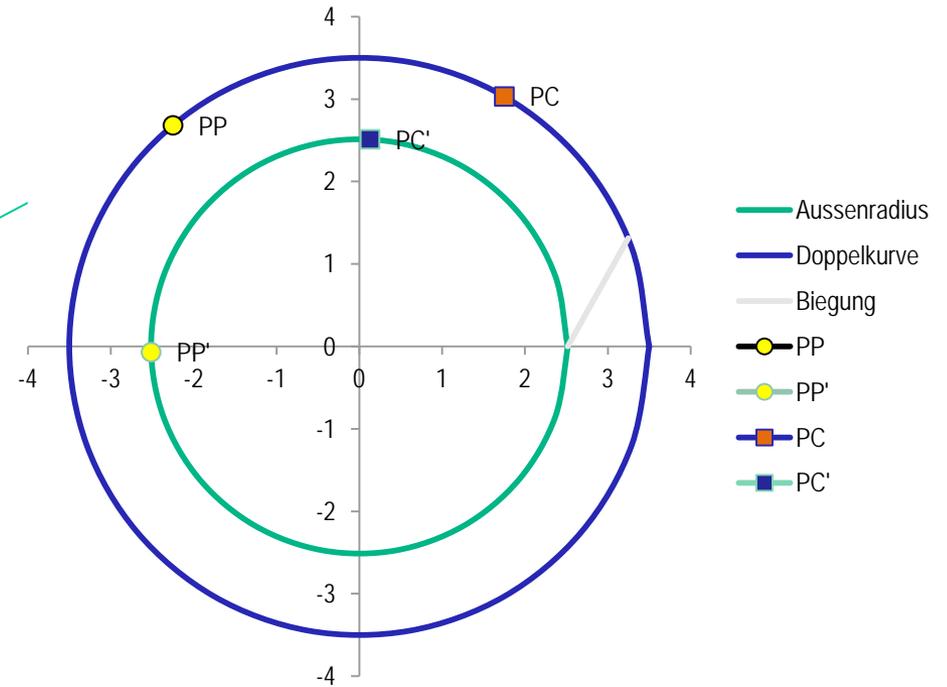
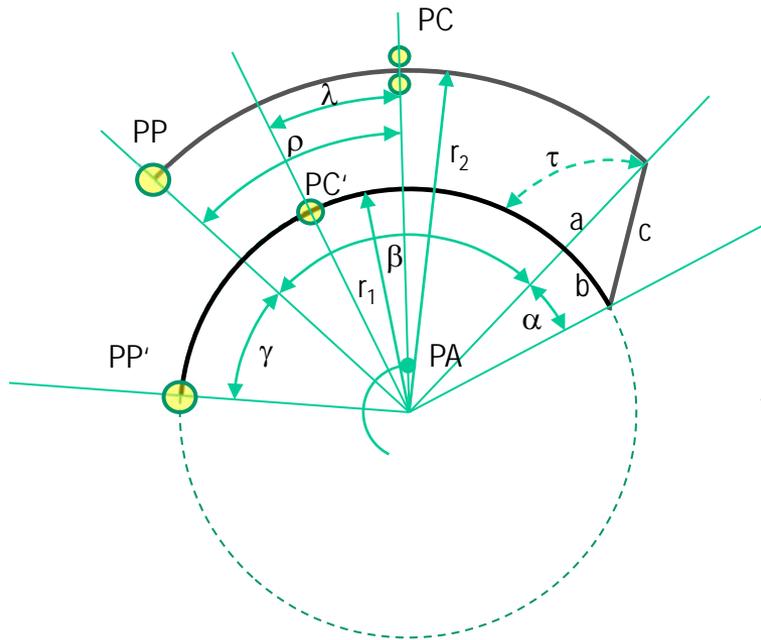
$F = 0.5 - 0.6$ 18'000-21'600 A/h

$F = 0.6 - 0.7$ 28'800 A/h



Doppelkurve

Durch das Aufbiegen der Doppelkurve verändert sich die Position des Zählpunktes um ca. 20°. Es ist möglich diese Verschiebung zu berechnen. Wenn r_1 und r_2 bekannt sind kann man zuerst a berechnen. Mit a und dem Biegewinkel kann man anschliessen b und c berechnen. Die Änderung der Bogenlänge durch vergrössern des Radius kann mit dem Umfang von r_1 und r_2 berechnet werden. `doppelkurve.xlsx`





Berechnung der Spirale

Grundgeometrie Spirale Uhrenkonstruktion

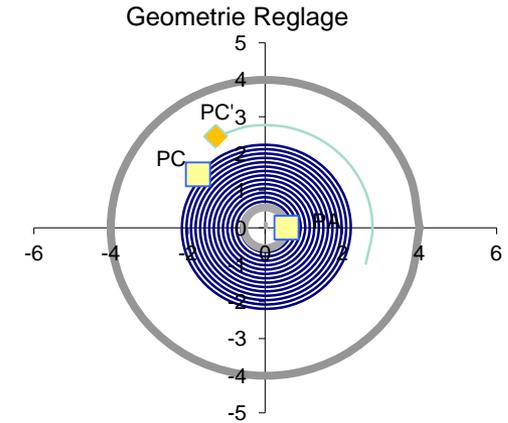
Das Elastizitätsmoment eines Spirals berechnet sich wie folgt:

$$(49) \quad T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{M}}$$

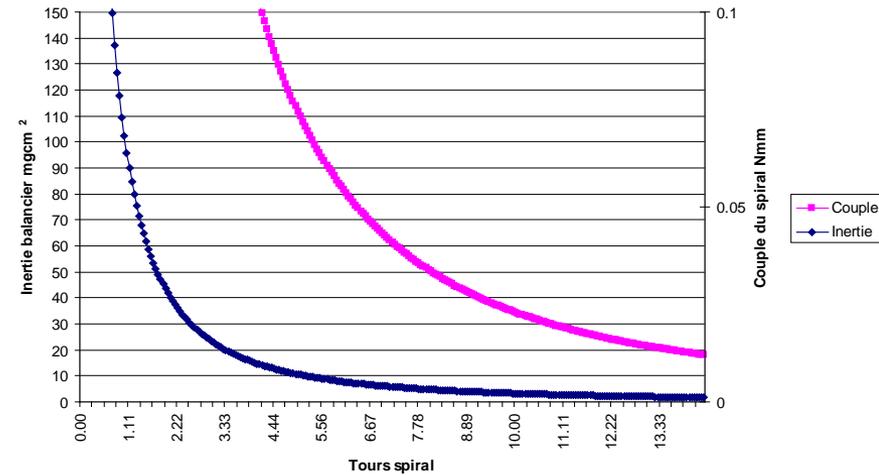
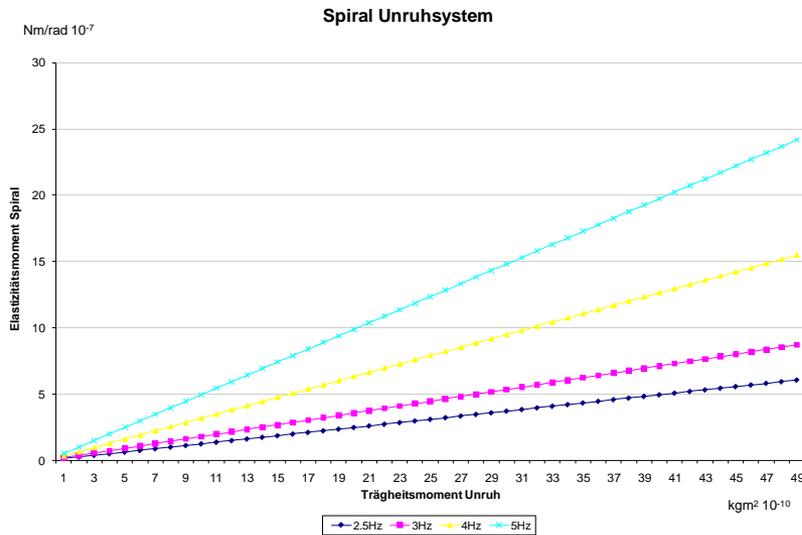
$$(50) \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{I}}$$

$$(51) \quad M = 4\pi^2 \cdot f^2 \cdot I \quad M = \frac{E \cdot e^3 \cdot h}{12 \cdot L} \quad M_{sp}(E; e; h; L)$$

M = Elastizitätsmoment Nm
 I = Trägheitsmoment kgm²
 f = Frequenz in Hertz



Couple du spiral





Grundgeometrie Aufzug



Aufzugsräderwerk

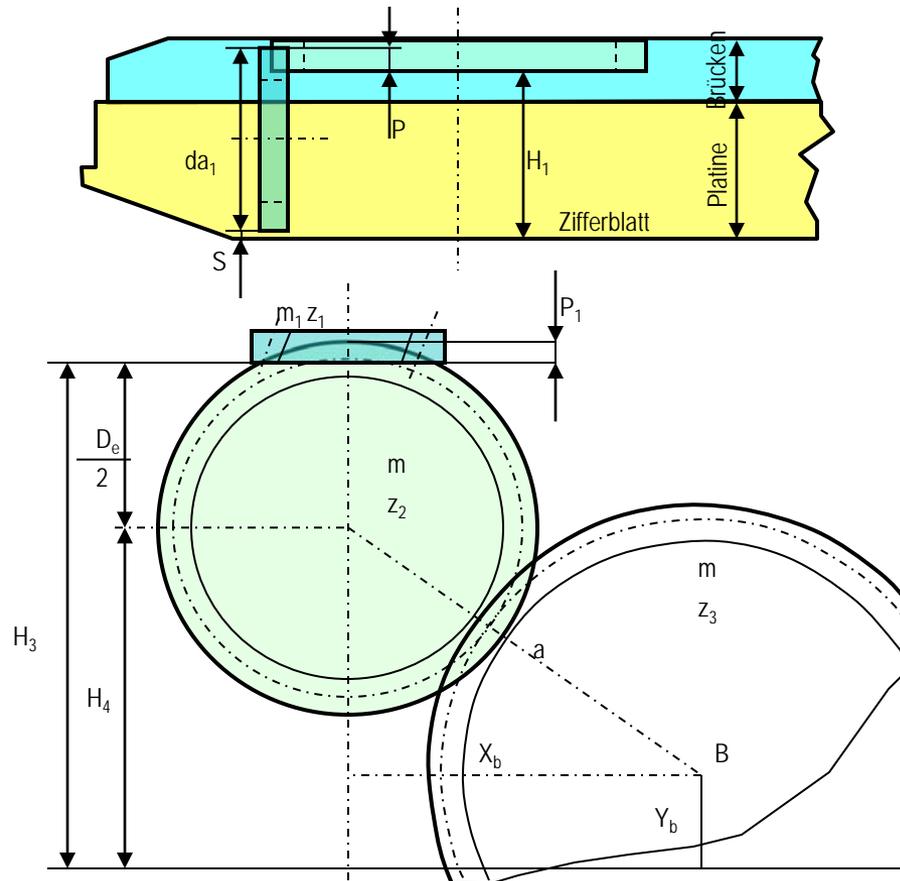
Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Der Rapport zwischen Aufzugswelle und Federhaus beträgt 2.5 – 4 zu 1. (normale Gangdauer)



Als erstes wird der Durchmesser des Aufzugstriebes bestimmt.

H_1 = Höhe unter dem Kronrad

s = Sicherheitsabstand zum Zifferblatt

P = Eingriffstiefe in das Kronrad

$da_1 = H_1 + P - s$

Verzahnung 5° versetzt

Das Modul für den Aufzugtrieb variiert zwischen 0.12 und 0.20mm.

$$H_1 + P - s = m_1(z_1 + 2ha_1) \quad (28)$$

$$z_1 = \frac{H_1 + P - s}{m_1} - 2ha_1 \quad (29)$$



Praktisches Beispiel Aufzug

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Wir berechnen ein Aufzugsräderwerk (NIHS 20-25)

$$H_1 = 3.4\text{mm}$$

$$m_1 = 0.15$$

$$P = 2 \times m_1 = 0.30$$

$$s = 0.15$$

$$2ha_1 = 2.50$$

Berechnen wir als erstes die Zähnezahl

$$z_1 = \frac{3.40 + 0.30 - 15}{0.15} - 2.5 = 21.17 \quad z_1 = \frac{H_1 + P - s}{m_1} - 2ha_1$$

Nehmen wir für $z_1 = 21$ Zähne und rechnen auf s zurück.

$$s = H_1 + P - m_1(z_1 + 2ha_1) \quad s = 3.40 + 0.30 - 0.15(21 + 2.5) = 0.172$$

Wenn wir z_1 kennen, ist es einfach die Zähnezahl des Sperrads auszurechnen.

$$z_3 = 2.5 \dots 4 \cdot z_1 \quad z_3 = 3.1 \cdot 21 = 65$$



Position vom Aufzugssystem

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Die Position des Aufzugs- und Schiebetriebs hängt von verschiedenen Faktoren ab.

- Breite und Winkel der Aussenkontur der Platine und Brücken
- Kopfkreisdurchmesser vom Aufzugtrieb
- Kupplungsweg des Schiebetriebs
- Durchmesser der Brücken gemäss Norm NIHS 40-11
- Sicherheitsabstand Federhaus und Schiebetrieb in der Position der Zeigerstellung bei kleinen Werken

Die Position des Aufzugtriebs wird provisorisch fixiert und kann sich in der Folge noch leicht verändern.

Damit der Eingriff des Sperrads zum Aufzugtrieb nicht klemmt, ist es von Vorteil für das Aufzugtrieb ein kleineres Modul zu wählen. Der Eingriffsdurchmesser berechnet sich wie folgt:

$$(30) \quad De = m(z_2 + 2ha_2) - 2P_1 \quad De = m(z_2 + 2ha_2 - 4) \quad P_1 = 2m$$

$$m_1 = \frac{De}{z_2} = \frac{m}{z_2} (z_2 + 2ha_2 - 4)$$

$$m = \frac{m_1 \cdot z_2}{z_2 + 2ha_2 - 4}$$



Praktisches Beispiel Aufzug

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Berechnung von m				
m_1	z_2	$2ha_2$	m	
0.15	23	2.52	0.1603	
0.15	25	2.52	0.1594	
0.15	30	2.54	0.1577	
0.15	35	2.58	0.1563	
0.15	40	2.58	0.1555	
0.15	42	2.58	0.1552	
0.15	44	2.58	0.1550	
0.15	50	2.58	0.1544	

Berechnen wir nun den Achsenabstand Sperrrad Kronrad

$$(31) \quad a = m \frac{z_2 + z_3}{2}$$

Der Abstand H_3 zum Zentrum des Aufzugstriebes (siehe Abbildung)

$$(32) \quad H_3 = \frac{m}{2}(z_2 + 2ha_2 - 4) + Yb + \sqrt{a^2 - Xb^2}$$



Zeigerstellräderwerk

Für die Verzahnung des Zeigerstellwerkes werden folgende Zahngeometrien verwendet.

NHS 56704 => NIHS 20-25

NHS 56703 Profil C

Cétéhor 05-69

$$\frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = \frac{1}{12}$$

z_1 = Friktiontrieb

z_2 = Minutenrad

z_3 = Minutentrieb

z_4 = Stundenrad

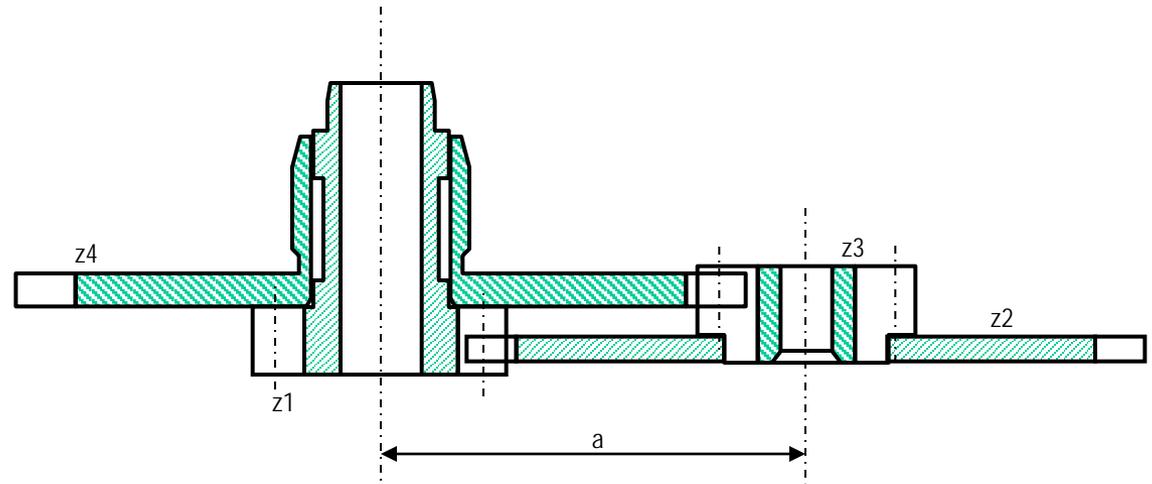
Berechnung mit identischem Modul

$$m_{1-2} = m_{3-4}$$

$$a = m_{1-2} \frac{z_1 + z_2}{2} = m_{3-4} \frac{z_3 + z_4}{2}$$

$$12 \cdot z_1 \cdot z_3 = z_2 \cdot z_4$$

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4$$





Praktisches Beispiel

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Wie werden die Räder berechnet, wenn die beiden Triebe bekannt sind?

$$z_1 = 8$$

$$z_3 = 12$$

$$12 \cdot z_1 \cdot z_3 = z_2 \cdot z_4 \quad z_1 + z_2 = z_3 + z_4$$

$$12 \cdot 8 \cdot 12 = z_2 \cdot z_4 \quad 8 + z_2 = 12 + z_4$$

Wir haben zwei Gleichungen für zwei Unbekannte

$$8 + z_2 = 12 + z_4 \quad z_2 = 12 - 8 + z_4$$

Jetzt können wir die Gleichung von z_2 in die erste Gleichung einsetzen.

$$12 \cdot 8 \cdot 12 = z_2 \cdot z_4$$

$$1152 = (4 + z_4) \cdot z_4$$

$$z_4^2 + 4 \cdot z_4 - 1152 = 0$$

$$z_4 = -2 \pm \sqrt{4 + 1152} = -2 \pm 34$$

$$z_4 = 32$$

$$z_2 = 36$$



Zeigerspiel

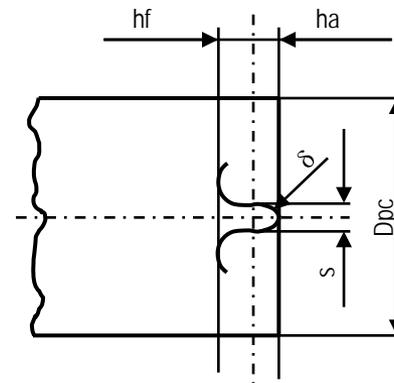
Bei den Uhrwerken, wo das Grossbodenrad nicht im Zentrum ist, wird ein Friktionsrad vom Typ ETA verwendet. Wenn die Zeiger vorwärts korrigiert werden, entsteht ein Zeigerspiel und der Minutenzeiger bekommt gegenüber dem Sekundenzeiger einen leichten Nachgang. Dies entsteht durch das Verzahnungsspiel im Zeigerwerk. Man sollte deshalb Verzahnungen mit reduziertem Spiel verwenden.

Der Eingriff des Schiebetriebs zum Zwischenrad wird auf ähnliche Weise, wie das Kronrad und das Aufzugtrieb berechnet. Der Rapport der Verzahnung ist meistens 1:1. Kleine Fehler führen sofort zu einem schlechten Eingriff.

Das Modul des Zeigerwerks wird verwendet, um den Durchmesser des Schiebetriebs zu berechnen.

(33) $D_{pc} = m(z_c + 1)$

- ha = Zahnhöhe Totalhöhe 1.2m
- hf = Zahnhöhe Fusskreis 1.6m
- ρ = Zahnflankenradius 2.5m
- s = Zahnbreite 1.41m



Die Verzahnung des Zwischenrad berechnet man mit der Norm NHS 56704 => NIHS 20-25.



Eingriff Schiebetrieb Zwischenrad

Experte

Profi

Novize

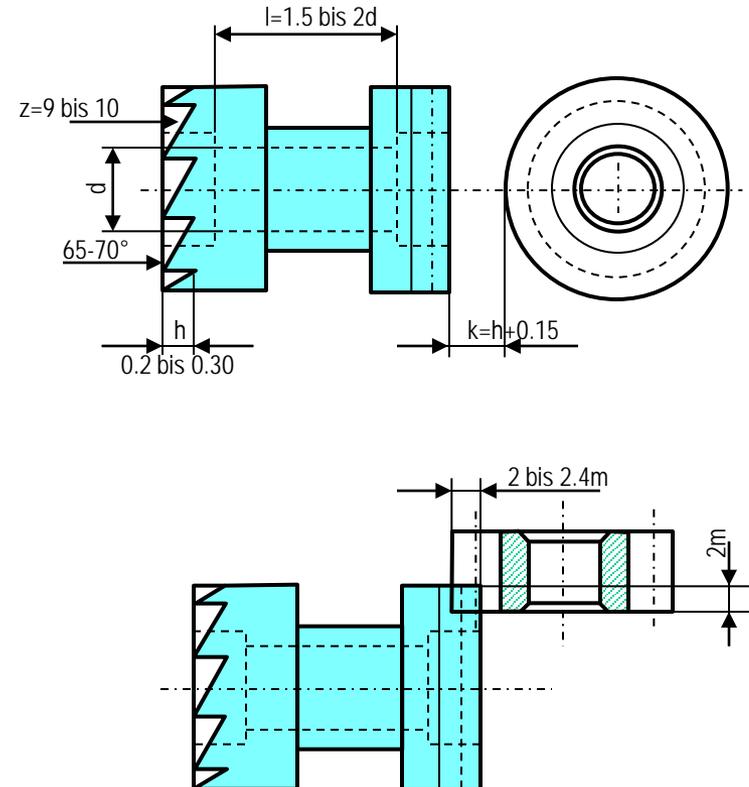
Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Die Eingriffstiefe des Schiebetriebs und Zwischenrad berechnet sich wie folgt.

2 x Modul in der Höhe

2 ... 2.4 x Modul in der Tiefe

Die Länge des Vierkantes des Schiebetriebs entspricht etwa 1.5 bis 2 mal seinem Durchmesser. In der Position beim Aufziehen entspricht der Abstand $k = h + 0.15$ (Minimum). Die Richtung der Breguet Verzahnung muss beachtet werden.





Die Positionierung des Zeigerstellmechanismus hängt von der Kronenposition ab. Gute Zeigerstellwerke sind nicht einfach zu konstruieren. Folgende Teile müssen optimal angeordnet werden.

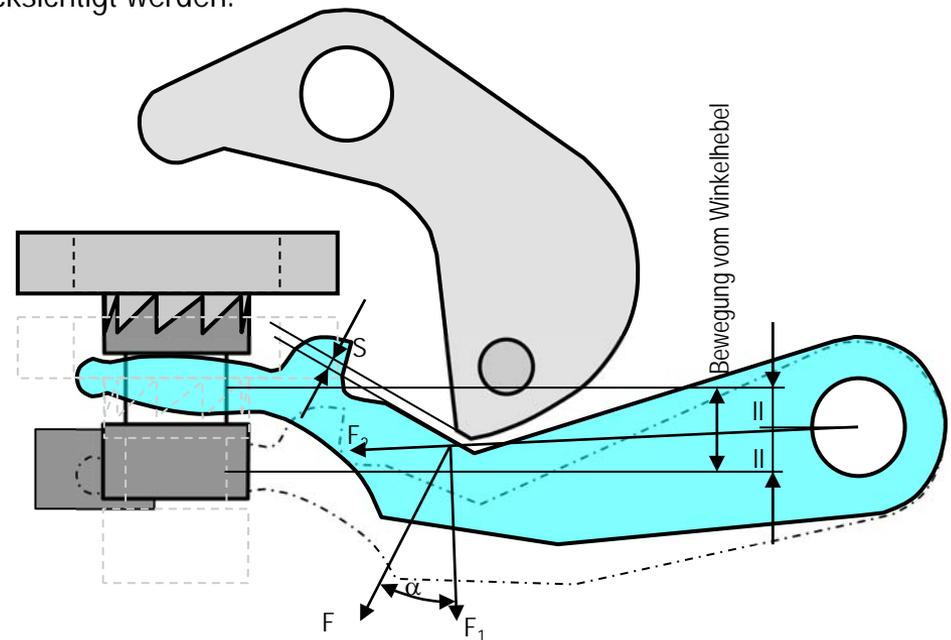
- 1) Aufzugtrieb mit Schiebetrieb und Kupplungtrieb
- 2) Winkelhebel mit Feder und Wippe für den Schiebetrieb

Die Wippe wird so positioniert, dass sie rechtwinklig zur Aufzugswelle in der Mittelposition des Schiebetriebes steht. Der Drehpunkt sollte soweit wie möglich von der Aufzugswelle gewählt werden. Beim Winkelhebel müssen die Kräfte auf der Aufzugswelle zum Verstellen der Kronenposition berücksichtigt werden.

Die Zugkräfte auf der Wippe sollten so konstruiert sein, dass der resultierende Winkel $\alpha = 30$ Grad beträgt. Der Kupplungsweg der Breguet-verzahnung beim Aufzug ist zwischen 0.15 und 0.25mm. In dieser Position muss sich die Wippe frei bewegen können.

Die Winkelhebelfeder limitiert in der Regel das Höhenspiel der Wippe, da sie über der Wippe positioniert wird. Somit braucht die Wippe keine zusätzliche Brücke zum Positionieren.

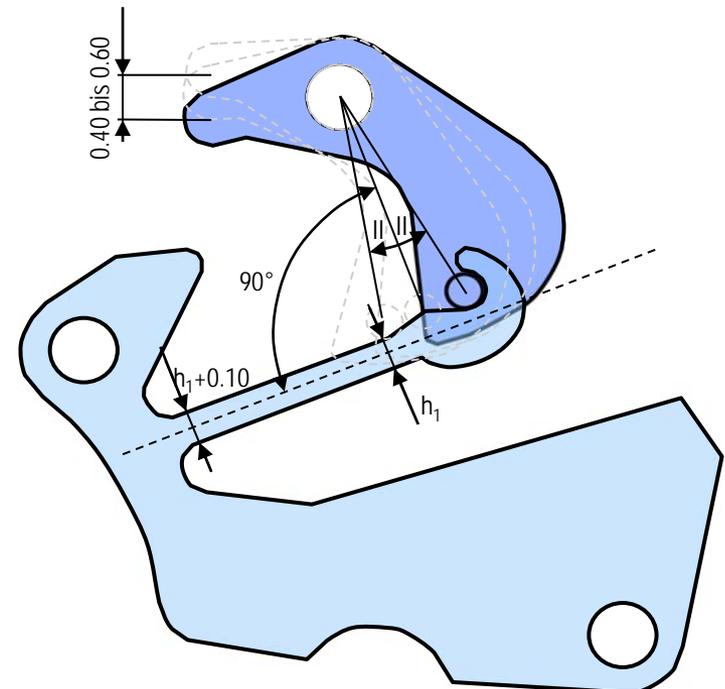
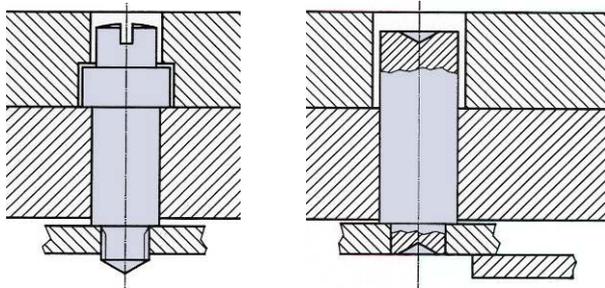
Die Teile für den Winkelmechanismus müssen so geformt sein, dass sie mit Stanztechnologie hergestellt werden können. Nur so kann eine regelmässige Fabrikationstoleranz eingehalten werden.





Der Eingriff des Schiebetriebs zum Zwischenrad muss geometrisch definiert und in der Serienfertigung einfach beherrschbar sein. Es gibt drei Möglichkeiten dies zu garantieren.

- 1) Die Wippe hat einen Zahn für das Limitieren der Bewegung des Winkelhebels.
- 2) Die Winkelhebelfeder ist so stark dimensioniert, dass der Winkelhebelstift auf 180 Grad umschlossen ist
- 3) Der Weg der Wippe wird durch die Platine oder einen Stift in der Platine limitiert.





Praktisches Beispiel Winkelhebelfeder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

$$f = \frac{12 \cdot F}{E \cdot b \cdot \tan^2 \alpha} \left[\frac{h}{2 \cdot h \cdot \tan \alpha + 2 \cdot l \cdot \tan^2 \alpha} + \frac{h \cdot l}{2(h + l \cdot \tan \alpha)^2} - \frac{l}{h + l \cdot \tan \alpha} + \frac{1}{\tan \alpha} \ln \left(1 + \frac{l \cdot \tan \alpha}{h} \right) - \frac{1}{2 \cdot \tan \alpha} \right]$$

$$a) \frac{h}{2 \cdot h \cdot \tan \alpha + 2 \cdot l \cdot \tan^2 \alpha} = \frac{0.223}{2 \cdot 0.223 \cdot 0.03138 + 2 \cdot 3.4 \cdot 0.03138^2} = 10.77737$$

$$b) \frac{h \cdot l}{2(h + l \cdot \tan \alpha)^2} = \frac{0.223 \cdot 3.4}{2(0.223 + 3.4 \cdot 0.03138)^2} = 3.48768$$

$$c) \frac{l}{h + l \cdot \tan \alpha} = \frac{3.4}{0.223 + 3.4 \cdot 0.03138} = 10.31266$$

$$d) \frac{1}{\tan \alpha} \ln \left(1 + \frac{l \cdot \tan \alpha}{h} \right) = \frac{1}{0.03138} \cdot \ln \left(1 + \frac{3.4 \cdot 0.03138}{0.223} \right) = 12.45976$$

$$e) \frac{1}{2 \cdot \tan \alpha} = \frac{1}{2 \cdot 0.03138} = 15.93372$$

Setzen wir nun den Klammerausdruck zusammen. (a+b-c+d-e)=0.47843

$$f = \frac{12 \cdot F}{E \cdot b \cdot \tan^2 \alpha} [0.47843]$$

Lösen wir diese Gleichung nach F

$$F = \frac{f \cdot E \cdot b \cdot \tan^2 \alpha}{12 \cdot [0.47843]}$$

$$F = \frac{0.24 \cdot 2.1 \cdot 10^4 \cdot 0.25 \cdot 0.03138^2}{12 \cdot 0.47843} = 0.21611 \text{ daN}$$

$$F_w(f; E; b; \alpha; h; l)$$



Praktisches Beispiel Winkelhebelfeder

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

Als nächstes wird die Spannung der Feder berechnet.

$$\sigma_f = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h_1^2} \quad \sigma_f = \frac{6 \cdot 0.21611 \cdot 3.4}{0.25 \cdot 0.33^2} = 161.934 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

Hiermit können wir den Sicherheitsfaktor überprüfen. Die Zugfestigkeit bei Notz Stahl liegt bei $\sigma_B = 185 \text{ daN/mm}^2$. σ_e (Elastizitätslimite) entspricht 80% der Zugfestigkeit $\sigma_e = 148 \text{ daN/mm}^2$

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma_f} \geq 1 \quad n = \frac{148}{161.9} = 0.91$$

Dieser Wert ist zu tief und darf nicht akzeptiert werden. Wenn wir f auf 0.18 mm verkleinern, sollte der Sicherheitsfaktor eingehalten werden.

$$F = \frac{0.18 \cdot 2.1 \cdot 10^4 \cdot 0.25 \cdot 0.03138^2}{12 \cdot 0.47843} = 0.16208 \text{ daN}$$

$$\sigma_f = \frac{6 \cdot 0.16208 \cdot 3.4}{0.25 \cdot 0.33^2} = 121.448 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$n = \frac{148}{121.448} = 1.22$$

Siehe dazu auch das Berechnungsprogramm für Federbalken. `Federbalken.xls`



Winkelhebelfeder mit Excel Programm Federbalken

Experte

Profi

Novize

Grundgeometrie Aufzug Uhrenkonstruktion

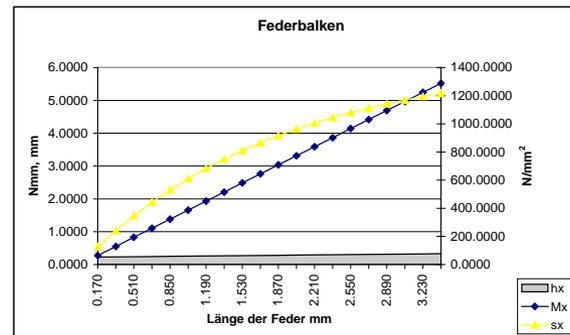
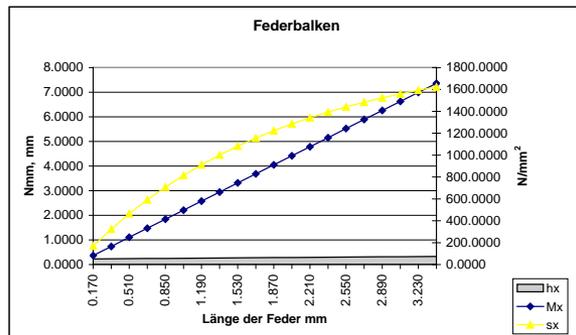
Die Lastmomente sollten bei Uhrenteilen 1000N/mm^2 (1200N/mm^2 für Durnico) nicht überschreiten. Bei dieser Feder sind wir bereits an der Limite.

Federbalkenberechnung für Mikrofedern						
hmax	0.33	[mm]	tan a	0.031	1.802536965	0.4802
hmin	0.223	[mm]	a	10.736	Kraft F	2.1656
Breite	0.25	[mm]	b	3.481	Federform	konisch
Länge	3.4	[mm]	c	10.303		
Auslenkung f	0.24	[mm]	d	12.454		
E Modul	210000	[N/mm ²]	e	15.888		

Federbalkenberechnung für Mikrofedern						
hmax	0.33	[mm]	tan a	0.031	1.802536965	0.4802
hmin	0.223	[mm]	a	10.736	Kraft F	1.6242
Breite	0.25	[mm]	b	3.481	Federform	konisch
Länge	3.4	[mm]	c	10.303		
Auslenkung f	0.18	[mm]	d	12.454		
E Modul	210000	[N/mm ²]	e	15.888		

lx [mm]	Mx [Nmm]	Index	hx [mm]	lx [mm ²]	Wx [mm ³]	σ_x [N/mm ²]
0.170	0.3682	1	0.2284	0.0002	0.0022	169.4507
0.340	0.7363	2	0.2337	0.0003	0.0023	323.5624
0.510	1.1045	3	0.2391	0.0003	0.0024	463.8624
0.680	1.4726	4	0.2444	0.0003	0.0025	591.7020
0.850	1.8408	5	0.2498	0.0003	0.0026	708.2791
1.020	2.2089	6	0.2551	0.0003	0.0027	814.6588
1.190	2.5771	7	0.2605	0.0004	0.0028	911.7898
1.360	2.9453	8	0.2658	0.0004	0.0029	1000.5193
1.530	3.3134	9	0.2712	0.0004	0.0031	1081.6051
1.700	3.6816	10	0.2765	0.0004	0.0032	1155.7267
1.870	4.0497	11	0.2819	0.0005	0.0033	1223.4946
2.040	4.4179	12	0.2872	0.0005	0.0034	1285.4578
2.210	4.7861	13	0.2926	0.0005	0.0036	1342.1115
2.380	5.1542	14	0.2979	0.0006	0.0037	1393.9027
2.550	5.5224	15	0.3033	0.0006	0.0038	1441.2359
2.720	5.8905	16	0.3086	0.0006	0.0040	1484.4773
2.890	6.2587	17	0.3140	0.0006	0.0041	1523.9593
3.060	6.6268	18	0.3193	0.0007	0.0042	1559.9839
3.230	6.9950	19	0.3247	0.0007	0.0044	1592.8256
3.400	7.3632	20	0.3300	0.0007	0.0045	1622.7348

lx [mm]	Mx [Nmm]	Index	hx [mm]	lx [mm ²]	Wx [mm ³]	σ_x [N/mm ²]
0.170	0.2761	1	0.2284	0.0002	0.0022	127.0880
0.340	0.5522	2	0.2337	0.0003	0.0023	242.6718
0.510	0.8284	3	0.2391	0.0003	0.0024	347.8968
0.680	1.1045	4	0.2444	0.0003	0.0025	443.7765
0.850	1.3806	5	0.2498	0.0003	0.0026	531.2093
1.020	1.6567	6	0.2551	0.0003	0.0027	610.9941
1.190	1.9328	7	0.2605	0.0004	0.0028	683.8424
1.360	2.2089	8	0.2658	0.0004	0.0029	750.3895
1.530	2.4851	9	0.2712	0.0004	0.0031	811.2038
1.700	2.7612	10	0.2765	0.0004	0.0032	866.7951
1.870	3.0373	11	0.2819	0.0005	0.0033	917.6209
2.040	3.3134	12	0.2872	0.0005	0.0034	964.0933
2.210	3.5895	13	0.2926	0.0005	0.0036	1006.5836
2.380	3.8657	14	0.2979	0.0006	0.0037	1045.4270
2.550	4.1418	15	0.3033	0.0006	0.0038	1080.9269
2.720	4.4179	16	0.3086	0.0006	0.0040	1113.3580
2.890	4.6940	17	0.3140	0.0006	0.0041	1142.9695
3.060	4.9701	18	0.3193	0.0007	0.0042	1169.9879
3.230	5.2463	19	0.3247	0.0007	0.0044	1194.6192
3.400	5.5224	20	0.3300	0.0007	0.0045	1217.0511





Automatiksysteme

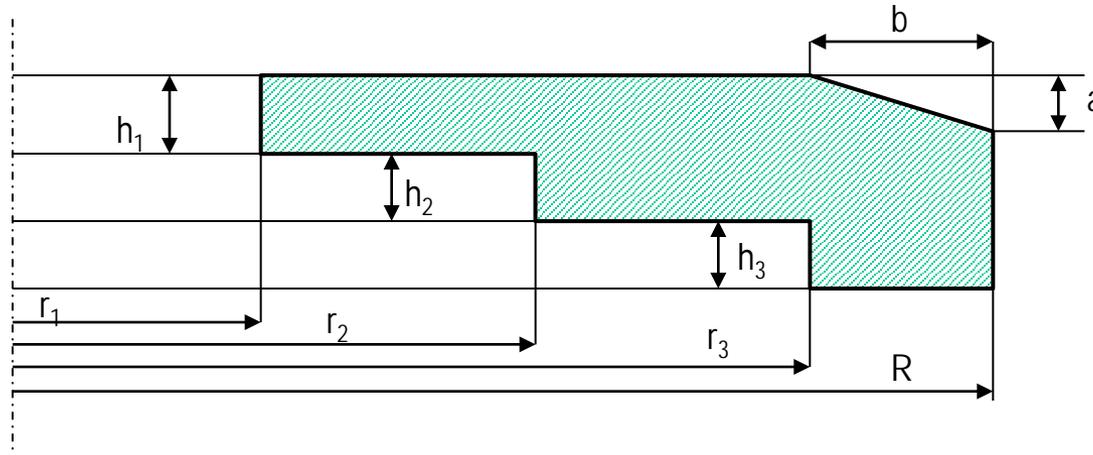


Diese Unterlagen beschränken sich auf die Berechnung des automatischen Aufzuges. Die vielfältigen Systeme welche bisher umgesetzt worden sind, werden in der Literatur bereits ausführlich beschrieben.

Ein Automatiksystem besteht grundsätzlich aus einer Schleppfeder, einem Gleichrichter und einer Schwungmasse. Das Reduktionsgetriebe zwischen Schwungmasse/Gleichrichter und Sperrrad kann mit Standardprofilen berechnet werden. Durch die relativ hohen Kräfte muss die Hertzsche Pressung bei den Zahnprofilen berücksichtigt werden. Die Verzahnungsmodule dürfen deshalb nicht zu klein gewählt werden.

Es werden noch heute einseitig aufziehende System konstruiert. Kaliber 90 von Glashütte Original hat sogar zwei unterschiedliche Reduktionsgetriebe.

Zu Beginn werden prinzipielle Konstruktionsmodell aufgezeigt.



$$G = \gamma \cdot \frac{\pi}{2} \cdot h_k \cdot (R_k^2 - r_k^2) \quad G = \gamma \cdot \frac{\pi}{2} \cdot a \cdot b \cdot \left(R - \frac{1}{3} \cdot b \right)$$

$$G_a(\gamma; h; R, r) \quad G_{aseg}(\gamma; h; R, a; b)$$

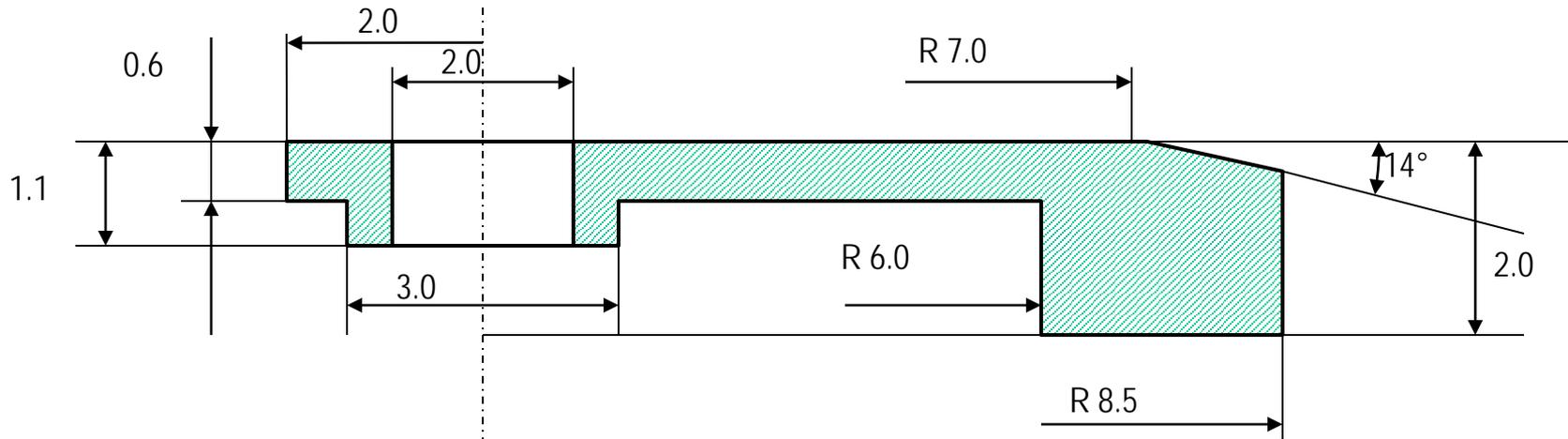
$$M_r = \frac{2}{3} \cdot \gamma \cdot h_k \cdot (R_k^3 - r_k^3) \quad M_r = \gamma \cdot a \cdot b \cdot \left(R_k^2 - \frac{2}{3} R \cdot b + \frac{1}{6} \cdot b^2 \right)$$

$$M_a(\gamma; h; R, r) \quad M_{aseg}(\gamma; h; R, a; b)$$

$$J = \frac{1}{4} \cdot \rho \cdot h_k \cdot \pi \cdot (R_k^4 - r_k^4) \quad J = \rho \cdot \frac{\pi}{2} \cdot a \cdot b \cdot \left(R^3 - R^2 \cdot b + \frac{1}{2} \cdot R \cdot b^2 - \frac{1}{10} \cdot b^3 \right)$$

$$J_a(\rho; h; R, r) \quad J_{aseg}(\rho; h; R, a; b)$$

Mit der Excel Tabelle `schild.xls` kann eine beliebige Schwungmasse nach der Schild Methode berechnet werden.



Mit dem Excel Programm Schild_Methode.xls berechnet ergeben sich folgende Werte:

Schild Methode zum Berechnen einer Schwungmasse								
Segmet	Radius innen ri	Radius aussen Ra	Höhe h	Schrägsegmenta	Schrägsegmentb	Gewicht [N]	Kraftmoment [Nmm]	Trägheitsm. [gmm ²]
1	1.000	6.000	0.600			0.00593761	0.01548000	10.98457871
2	1.000	1.500	0.500			0.00017671	0.00014250	0.02871612
3	6.000	8.500	2.000			0.02049889	0.09555000	110.95025330
-4		8.500		0.370	1.500	0.00125538	0.00640609	8.08111918
Total						0.02535784	0.10476641	113.88242896

Poids volumique [N/mm ³]	0.00008	s	4.131520177 mm
Masse volumique [g/mm ³]	0.00825		
Poids volumique [N/mm ³]	0.00018		
Masse volumique [g/mm ³]	0.018		



Schwerpunkt der Schwungmasse

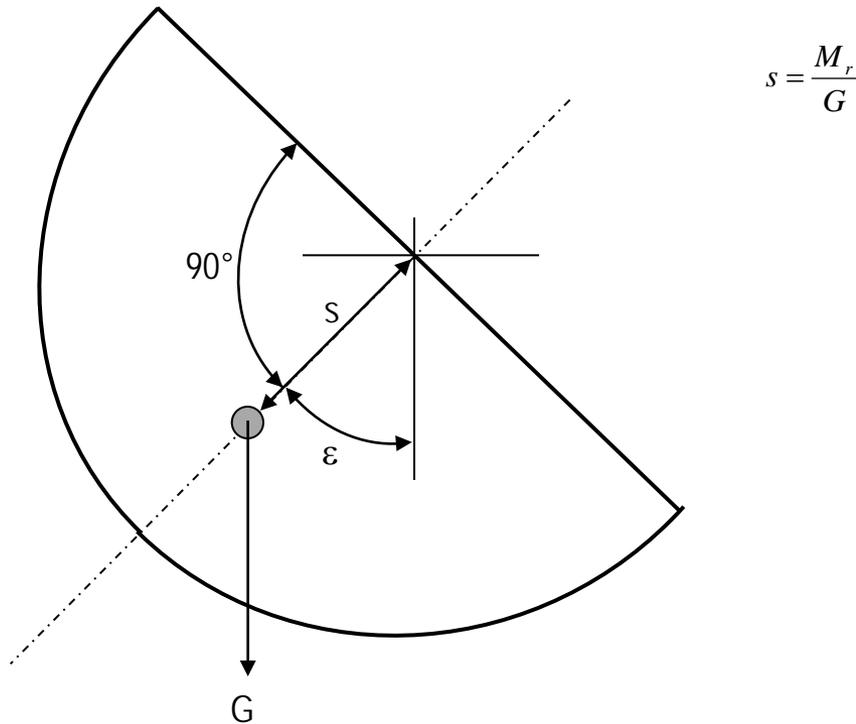
Experte

Profi

Novize

Automatiksysteme Berechnung Uhrenkonstruktion

Die Distanz zum Schwerpunkt der Schwungmasse kann mit bekannten M_r (Drehmoment) und G (Gewicht) berechnet werden. Das Drehmoment der Schwungmasse muss die Gleitbride antreiben können.



Zur Überprüfung der Berechnung, kann ein Loch im Schwerpunkt gebohrt werden.



Hertzsche Pressung Beispiel Räderwerk

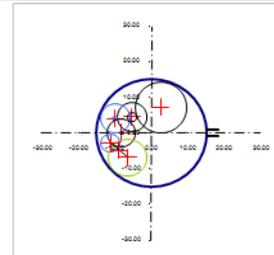
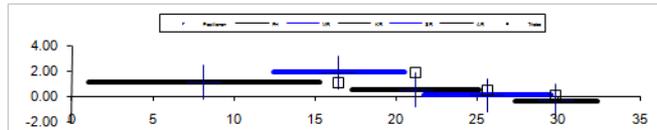
Flächenpressung Uhrenkonstruktion

Gesamtübersicht Cal.: Valjoux 7750

Rad	Minutenrad		Kleinbodenrad		Sekundenrad		Ankerrad	
	Federhaus	Trieb	Rad	Trieb	Rad	Trieb	Rad	Trieb
Zahnezahl	102	17	74	12	75	9	120	10
Teilkreis [mm]	14.2800	2.3800	8.1400	1.3200	7.8750	0.9450	7.8000	0.6500
Kopfkreis [mm]	14.6720	2.5816	8.4480	1.4784	8.1533	1.1046	7.9755	0.7488
Fusskreis [mm]	13.9440	1.8760	7.8760	0.9240	7.6073	0.5828	7.6375	0.4225
Modul [mm]	0.1400		0.1100		0.1050		0.0650	
Achsabstand [mm]	8.3300		4.7300		4.4100		4.2250	
Einzelübersetzung	0.1667	6.0000	0.1622	6.1667	0.1200	8.3333	0.0833	12.0000
Drehzahl [U/min]	0.0032	0.0195		0.1200		1.0000		12.0000
Drehmoment [Nmm]	9.25000	1.54167		0.25000		0.03000		0.00250
Wirkungsgrad	0.9368	0.9372		0.9381		0.9316		0.9501
Zahnkraft [N]	1.2955		0.3788		0.0635		0.0077	
Lagerkraft A [N]	1.45595	0.97251		0.32089		0.03184		0.00273
Lagerkraft B [N]	0.56222	0.68992		0.05818		0.03473		0.00492
Hertzsche Pressung A [N/mm ²]	24.0695	253.5702		136.1372		52.9773		55.1663
Hertzsche Pressung B [N/mm ²]	21.6705	168.9680		57.9655		55.3293		74.1248
Lagerdurchmesser A [mm]	2	0.4		0.3		0.25		0.1
Lagerdurchmesser B [mm]	0.8	0.5		0.3		0.25		0.1

Die Berechnung von Kaliber 7750 zeigt einen zu hohen Druck beim Minutenrad. Im Service ist hier häufig Abrieb zu finden. Ursprünglich war an dieser Stelle ein Messinglagerung.

Position	x	y
Federhaus	2.5720	7.1750
Minutenrad	-5.3330	4.5500
Kleinbodenrad	-9.9320	4.0550
Sekundenrad	-8.2000	0.0000
Ankerrad	-11.2720	-2.9000
Anker	-8.8970	-4.8930
Unruh	-6.5220	-6.8850



Gesamtwirkungsgrad	0.7291	
Gesamtübersetzung	0.00027	3700
Übersetzung Minutenrad-Ankerrad	0.00162	616.6666667
Verfügbare Energie am Ankerrad nach 24 Stunden [10 ⁻⁶ W]	1.83231	



Hertzsche Pressung Beispiel Verzahnung

Experte

Profi

Novize

Flächenpressung Uhrenkonstruktion

Die Flächenpressung im Wälzpunkt einer Verzahnung berechnet sich wie folgt:

$$r_1 = 0.60\text{mm}$$

$$r_2 = 0.40\text{mm}$$

$$b = 0.50\text{ mm (Zahnbreite)}$$

$$p_{\text{zul}} = 190\text{ N/mm}^2 \text{ (max 200 für Uhrenverzahnungen)}$$

$$E = 2.1 \cdot 10^5\text{N/mm}^2$$

$$p_0 = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{r \cdot l}}$$

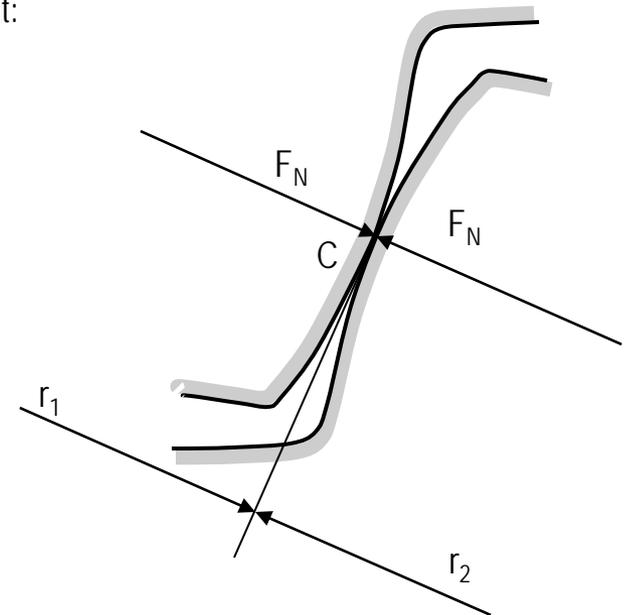
$$p_0 = p_c; F = F_N; l = b$$

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{r_2 + r_1}{r_1 \cdot r_2}$$

$$r = \frac{r_2 \cdot r_1}{r_1 + r_2} = \frac{0.60 \cdot 0.40}{0.60 + 0.40} = 0.24\text{mm}$$

$$p_c^2 = 0.418^2 \cdot \left(\sqrt{\frac{F_N \cdot E}{r \cdot b}} \right)^2$$

$$p_c^2 = 0.418^2 \cdot \frac{F_N \cdot E}{r \cdot b}$$





Hertzsche Pressung Beispiel Verzahnung

Experte

Profi

Novize

Flächenpressung Uhrenkonstruktion

$$F_{N \max} = \frac{p_{zul}^2 \cdot r \cdot b}{0.418^2 \cdot E}$$

$$F_{N \max} = \frac{190^2 \cdot 0.24 \cdot 0.50}{0.418^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5} = 0.018N$$

Die grösste Normalkraft beträgt somit 0.018N. Damit können wir das maximale Drehmoment berechnen.



Das folgende Excelprogramm ist zur Simulation der komplexen Formeln der Hertz'schen Pressung entstanden. Es hat sich in der Praxis als Alltagstauglich erwiesen, weshalb ich es kurz erkläre.

Die lachsfarbenen Felder sind Eingabefelder.

Simpler Hertz'sche Pressung Formelsimulator

		Zähnerzahl	Modul	Rad Winkel	Nenn Drehm	mm Durchm	mm Reib. Radius	mN Zahnkraft	mm L.1	mm L.2	mm L. ges	mm Spiel A	mm Spiel B	mm Durchm. A	mm Durchm. B	mm Höhe A	mm Höhe B	mN Lagerk. A	mN Lagerk. B	N/mm ² Press. A	N/mm ² Press. B	N/mm ² Reibm. A	N/mm ² Reibm. B	100 N/mm ² Durchm. A	100 N/mm ² Durchm. B	mm ² η A	mm ² η B	mm ² η ges
Eingriff / Engrenage	rad / roue	97	0.1400		9.2000	13.580	5.7	1354.93	1.030	0.000	1.860	0.016	0.016	1.500	1.000	0.340	0.380	893.7936	2075.1752	29.9621	84.5622	0.1260	0.1940	0.3061	0.4376	0.6863	0.0789	0.9365
Federhaus / Barillet	rad / roue	72	0.1150		1.4227	9.250			0.970	0.610	2.110	0.016	0.016	0.360	0.410	0.220	0.220	648.8050	826.6127	109.1929	189.1390	0.0168	0.0248	0.4621	0.5123	0.9892	0.9626	0.9419
Minuten / Minutes	trieb / pignon	15	0.1400	4.4577		2.100																						
Kleinboden / Petit meyanne	trieb / pignon	9	0.1150	2.4331		1.026		343.64	1.960	2.040	3.410	0.014	0.014	0.190	0.290	0.170	0.170	130.2093	252.0822	179.6762	188.0431	0.0017	0.0046	0.2260	0.3116	0.9903	0.9749	0.9395
Sekunden / Secondes	trieb / roue	75	0.1006		0.1778	1.026																						
	rad / roue	10	0.1006	4.2831	0.0237	1.005		47.19	1.980	0.460	3.050	0.012	0.012	0.100	0.090	0.140	0.140	31.0168	19.2956	174.2436	153.8720	2.0471E-04	1.1288E-04	0.1151	0.0922	0.9914	0.9952	0.9570
Anker / Ancre	trieb / pignon	120	0.0650		0.0020	0.650		6.08	0.430	1.670	3.430	0.012	0.012	0.070	0.070	0.070	0.100	0.8277	5.3088	59.2026	126.5736	3.6004E-06	2.3093E-05	0.0442	0.0597	0.9982	0.9883	0.9569
Anker / Ancre	rad / roue	20		4.7740		4.650																						

E-Modul Messing	56000 N/mm ²	Poissonzahl	0.360
E-Modul Stahl	210000 N/mm ²	Poissonzahl	0.300
E-Modul Rubin	460000 N/mm ²	Poissonzahl	0.316
Reibungskoeffizient Stahl			
Messing geölt	0.19		
Reibungskoeffizient Stahl			
Rubin geölt	0.16		
H H Messing Stahl	1.340000E-06	$H = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$	
H H Stahl Rubin	6.335050E-06		

$P_{Hertz} = 0,5642 \cdot \sqrt[3]{b \cdot \frac{F_z}{E_1 E_2} \left(\frac{d_k - z}{2} \right) \frac{d_k}{2}}$

$f_{zA} = \sqrt{\left(\frac{f_{z1} \sin(\alpha) l_{z1}}{l_{pz1}} \right)^2 + \left(\frac{f_{z2} \cos(\pi - \alpha) l_{z1} + f_{z1} l_{z1}}{l_{pz1}} \right)^2}$

$f_{zB} = \sqrt{\left(\frac{f_{z2} \sin(\alpha) (l_{pz1} - l_{z1})}{l_{pz1}} \right)^2 + \left(\frac{f_{z1} \cos(\pi - \alpha) (l_{pz1} - l_{z1}) + f_{z2} (l_{pz1} - l_{z1})}{l_{pz1}} \right)^2}$

$M_{Bz,91} = \mu \cdot F_{z,91} \cdot r_{z,91}$

$d_z = \sqrt[3]{0,5642^2 \cdot \frac{F_z}{b \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{2 \cdot s}{P_{Hertz}} + \frac{s^2}{4} + \frac{1}{2} s}$



Basis Eingabeparameter Räderwerk Zähnezahlen

Experte

Profi

Novize

Flächenpressung Uhrenkonstruktion

Für die Berechnung der Hertzschen Pressung mit dem Excel Programm werden zuerst die Räderwerkdaten, wie Zähnezahlen und Drehmomente benötigt. Bei den Materialdaten sollten die Parameter nicht verändert werden. Sie haben sich in der Praxis vielfach bewährt.

		Rad			Nmm	mm	mm	mN
Eingriff / Engrenage		Zähnezahl	Modul	Winkel	Drehm.	Durchm.	Reib-Radius	Zahnkraft
Federhaus / Barillet	rad / roue	97	0.1400		9.2000	13.580	5.7	
Minuten / Minutes	trieb / pignon	15	0.1400	4.4577	1.4227	2.100		1354.93
	rad / roue	72	0.1150			8.280		
Kleinboden / Petit moyenne	trieb / pignon	9	0.1150	2.4831	0.1778	1.035		343.64
	rad / roue	75	0.1005			7.538		
Sekunden / Secondes	trieb / pignon	10	0.1005	4.2831	0.0237	1.005		47.19
	rad / roue	120	0.0650			7.800		
Anker / Ancre	trieb / pignon	10	0.0650	4.7740	0.0020	0.650		6.08
	rad / roue	20				4.850		
Anker / Ancre								0.81

E Modul Messing	96'000N/mm ²	Poissonzahl	0.360
E Modul Stahl	210'000N/mm ²	Poissonzahl	0.300
E Modul Rubin	450'000N/mm ²	Poissonzahl	0.315
Reibungskoeffizient Stahl Messing geölt	0.19		
Reibungskoeffizient Stahl Rubin geölt	0.15		
HH Messing Stahl	1.340000E-05		
HH Stahl Rubin	6.335056E-06		

$$H = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$



Zum Berechnen der Lagerdrücke müssen die Geometrien des Räderwerks mit folgenden Daten ergänzt werden.

1. Die Höhen für die Auflagedrücke bei Lager A und B. L1, L2 und L gesamt
2. Die Lagerspiele. Mit den Lagerspielen berechnet man die Radienunterschiede für die Hertzsche Pressung r1 und r2.
3. Die Lagerdurchmesser.
4. Die Auflagehöhen in der Lagersteinen. Bei olivierten Steinen wird 1/3 der Höhe eingesetzt.

mm L1	mm L2	mm L ges	mm Spiel A	mm Spiel B	mm Durchm. A	mm Durchm. B	mm Höhe A	mm Höhe B
1.030	0.000	1.860	0.016	0.016	1.500	1.000	0.340	0.380
0.970	0.510	2.110	0.015	0.015	0.360	0.410	0.220	0.220
1.060	2.040	3.410	0.014	0.014	0.190	0.250	0.170	0.170
1.980	0.450	3.050	0.012	0.012	0.100	0.090	0.140	0.140
0.430	1.570	3.430	0.012	0.012	0.070	0.070	0.070	0.100



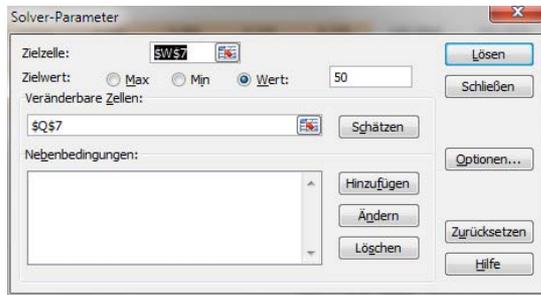
Resultat der Berechnung

Beim Resultat der Berechnung interessiert uns vor allem der Gesamtwirkungsgrad.

Das Programm berechnet eine mittleren Zapfendurchmesser bei 100N/mm2 Auflagedruck als Anhaltspunkt falls die Originaldrücke viel zu hoch sind. Mit Einsatz des Solvers können die Zapfendurchmesser entsprechend optimiert werden. Wenn wir zum Beispiel beim Federhaus den Zapfendurchmesser bei einem spezifischen Druck von 50N/mm2 berechnen wollen sind folgende Parameter beim Excel Solver einzugeben.

mN	mN	N/mm2	N/mm2	Nmm	Nmm	100 N/mm2	100 N/mm2			
Lagerk. A	Lagerk. B	Press. A	Press. B	Reibm. A	Reibm. B	Durchm. A	Durchm. B	η A	η B	η ges
893.7936	2075.1752	29.9621	64.9522	0.1260	0.1940	0.3061	0.4376	0.9863	0.9789	0.9365
648.8093	836.6127	189.1929	188.1390	0.0168	0.0248	0.4521	0.5123	0.9882	0.9826	0.9419
130.2983	252.0822	179.5762	188.0431	0.0017	0.0045	0.2260	0.3116	0.9903	0.9749	0.9365
31.0168	19.2956	174.2435	153.8720	2.0471E-04	1.1288E-04	0.1151	0.0922	0.9914	0.9952	0.9570
0.8277	5.3088	59.2625	125.5735	3.6004E-06	2.3093E-05	0.0442	0.0597	0.9982	0.9883	0.9569

η ges = 0.7565





Schnellschaltung

Experte

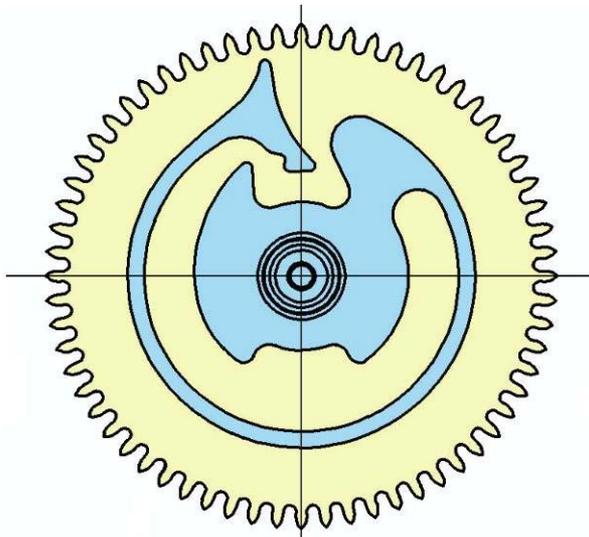
Profi

Novize

Kalendersystem Uhrenkonstruktion

In der folgenden Dokumentation beschränken wir uns auf die Kernelemente der Kalenderschaltmechanismen.

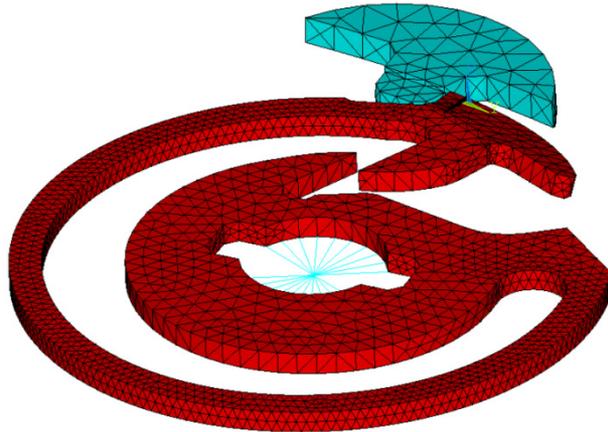
Das Kalenderschaltrad ist das zentrale Element der Kalendersystems. Heute verwendet man gefederte Schnellschaltssysteme die während einer gewissen Zeit die Feder vorspannen um dann im richtigen Moment mehr Energie, als nur das Drehmoment, welches vom Federhaus kommt, freizugeben. Die Vorspannung darf aber im Gegenzug auch nicht zu gross gewählt werden, sonst kann es passieren das gleich 2 oder mehrere Tage gleichzeitig geschaltet werden.





FEM Kalenderschaltfeder

Bei einer Kalenderschaltfeder muss die Kraft um 20% erhöht werden. Das Federbalkenprogramm eignet sich auch für die Anwendung der Kalenderschaltfeder. Im Original ist sie linear 0.21mm.



Federbalkenberechnung für Mikrofedern						
hmax	0.23	[mm]	tan a	0.002	0.142102336	0.0946
hmin	0.21	[mm]	a	184.070	Kraft F	0.0305
Breite	0.13	[mm]	b	16.006	Federform	konisch
Länge	8.064	[mm]	c	35.061	Konzept	OK
Auslenkung f	0.33	[mm]	d	36.680	Lastbewertung	OK
E Modul	131000	[N/mm ²]	e	201.600		



Simulationssoftware



Nastran

Das Programmpaket NASTRAN (Kurzform für Nasa Structural Analysis System) wurde von der US-Raumfahrtbehörde NASA als ein universell einsetzbares Finite-Elemente-Programm entwickelt. Das Originalprogramm wurde von verschiedenen Software Herstellern weiterentwickelt und ist heute neben dem Programmpaket ANSYS das am meisten genutzte FEM-System. Die bekannteste Nastran Version ist heute MSC.Nastran von MSC Software. Weitere Nastran Versionen sind NX Nastran von UGS, Al*Nastran von Schaeffer Automated Simulation, NE/Nastran von Noran Engineering und VR/Nastran von Vanderplaats R&D

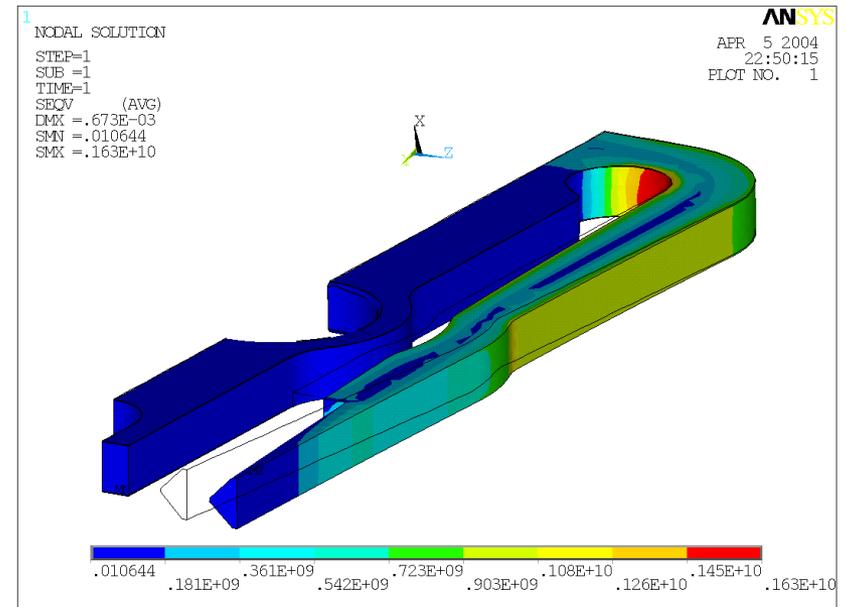
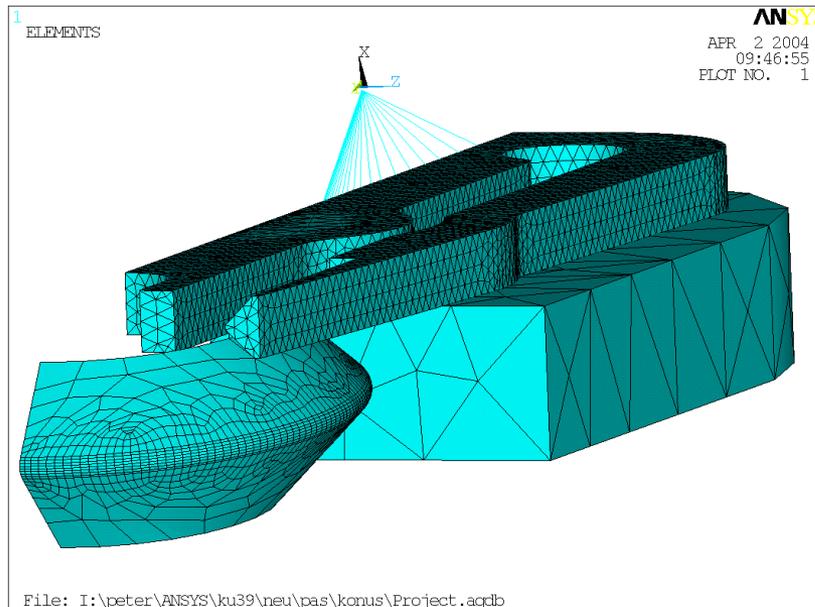
ANSYS

(Kurzform für Analysis System) ist eine bekannte Finite Elemente-Software, die von Dr. John Swanson entwickelt wurde. Das seit 1970 kommerziell vertriebene Programm ANSYS dient zur Lösung von linearen und nichtlinearen Problemen aus der Strukturmechanik, Fluidmechanik, Akustik, Thermodynamik, Piezoelektrizität und aus dem Elektromagnetismus. Die Firma ANSYS, Inc. (früher Swanson Analysis Systems Inc./SASI) hat ihren Hauptsitz in Canonsburg, Pennsylvania. Vertrieben wird das Programm heute durch ein weltweites Netz von Ingenieurbüros (z. B. CADFEM GmbH). Es besitzt eine Vielzahl von Elementtypen für 1-, 2-, und 3-dimensionale Aufgaben. Über den graphischen Pre- und Postprozessor ist eine visualisierte Ein- und Ausgabe möglich



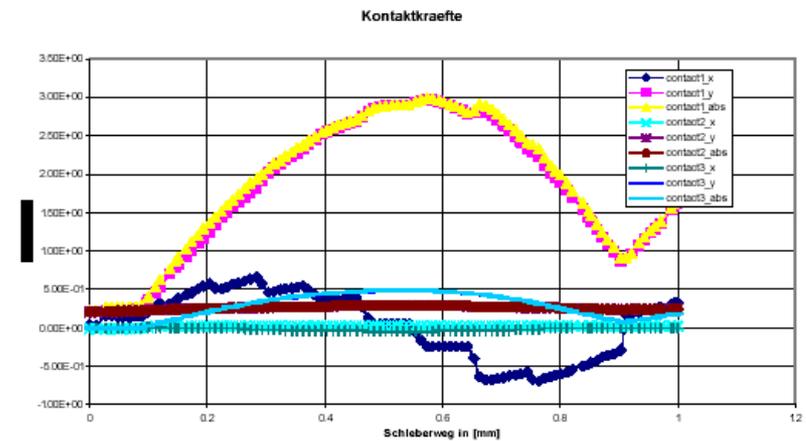
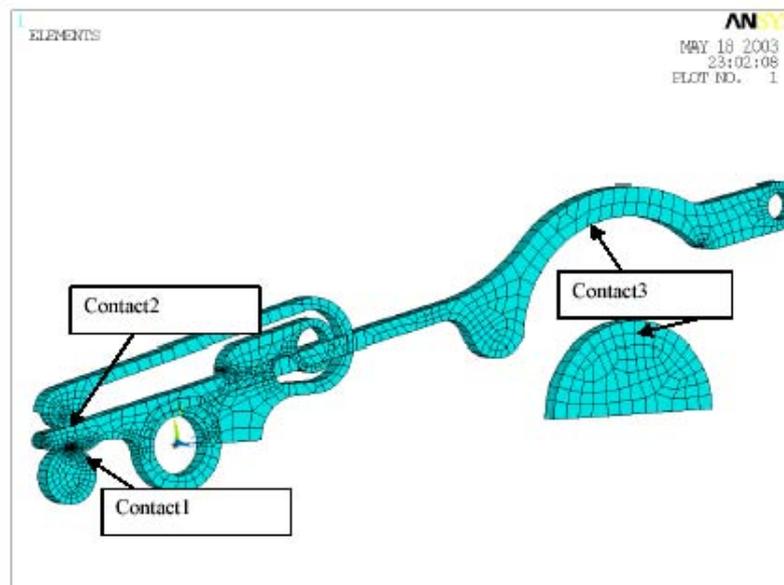
Die Wippenfeder für den Minutenschleppzeiger hat 3 Einflussfaktoren:

1. Querschnitt Feder
2. Konus
3. Halteplatte





Die Funktion der Bremszange kann mit Ansys dynamisch simuliert werden.





Scilab

Scilab ist ein Software-Paket für numerische Computerberechnungen, das am Institut national de recherche en informatique et en automatique (INRIA) in Frankreich entwickelt wird. Es ist kostenlos und darf verändert werden, gilt aber nicht als frei, da veränderte Versionen nicht weiter verkauft werden dürfen. Die Syntax des Programms ist der von MATLAB sehr ähnlich, kompatibel sind die beiden Programme aber nicht.

<http://www.scilab.org>

Freemat

Eine andere Alternative ist Freemmat das seit 2004 besteht und ebenfalls Visualisierung, Bildbearbeitung, Plotting- und Programmierfunktionen zur Verfügung stellt. Zur Zeit sind keine Dokumentationen auf Deutsch im Web.

<http://freemat.sourceforge.net>

GNU Octave

Gnu Octave ist eine Programmiersprache zur numerischen Lösung mathematischer Probleme, wie z. B. Matrizenrechnung, Lösen von (Differenzial-)Gleichungssystemen, Integration etc. Es ist weitgehend mit dem proprietären MATLAB kompatibel, im Gegensatz dazu jedoch freie Software. Ein grosser Vorteil ist hierbei die Anpassungsfähigkeit an jeden Rechner. So lässt sich z.B. der volle Adressraum auch bei 64-Bit Rechner nutzen. Ähnlich wie in MATLAB erfolgt die Eingabe kommandozeilenbasiert. Für die grafische Ausgabe von 2D- und 3D-Plots wird standardmässig gnuplot verwendet. Es können aber auch alternative Grafikpakete wie z.B. EpsTk verwendet werden.

<http://www.gnu.org/software/octave>

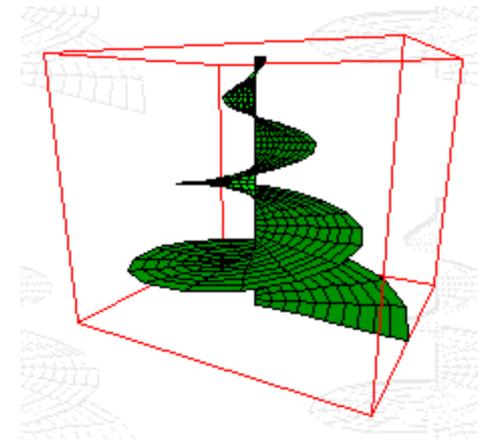


Euler

Euler ist ein numerisches Laboratorium. Numerisch deswegen, weil Euler normalerweise keine symbolischen Termumformungen vornimmt, wie z.B. Maple. Die Stärken des Programms liegen daher in der viel höheren Geschwindigkeit und in der einfachen Handhabung von grossen Datenmengen. Einige symbolische Umformungen lassen sich allerdings mit Hilfe von Yacas durchführen, einem Algebraprogramm, das mit der Windows-Version von Euler installiert wird.

Am stärksten verwandt ist Euler mit MatLab und seinen Nachahmern, wie SciLab. Als 1988 die erste Version von Euler entstand, steckte allerdings auch MatLab noch in den Kinderschuhen. Daher hat Euler zwar den gleichen Ansatz wie MatLab, ist aber nicht voll kompatibel. Die Syntax ist zum Teil einfacher und unkomplizierter anzuwenden.

<http://eumat.sourceforge.net/index.html>





Labor

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

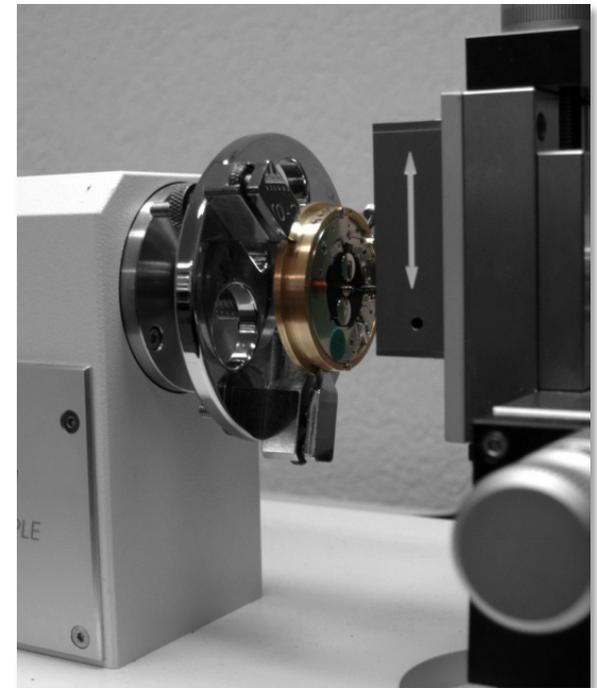
Labor



Mit einem Variocouple Gerät werden Drehmomente des Uhrwerkes gemessen. Zum Beispiel das Drehmoment, welches von einer Datumschaltung in einem Zusatzmodul benötigt wird.

Spezifikation Variocouple CSEM

Drehmomentsensor	$\pm 20 \text{ mN}$
Drehmomentsensor Minimum	$\pm 100 \mu\text{N.m}$
Drehmomentsensor Maximum	$\pm 10 \text{ N}$
Drehmomentsensor Maximum	$\pm 1 \text{ N.m}$
Rotationsgeschwindigkeit	0.02 à 10 tr/min
Winkelgenauigkeit	0.1°
Drehmoment Motor	1 N.m max
Positionspräzision (XYZ)	0.01 mm
Vergößerung Lupe	50 x
Dimension	50 x 30 x 30 cm
Gewicht	45 kg





Witschi Chronoscope X1

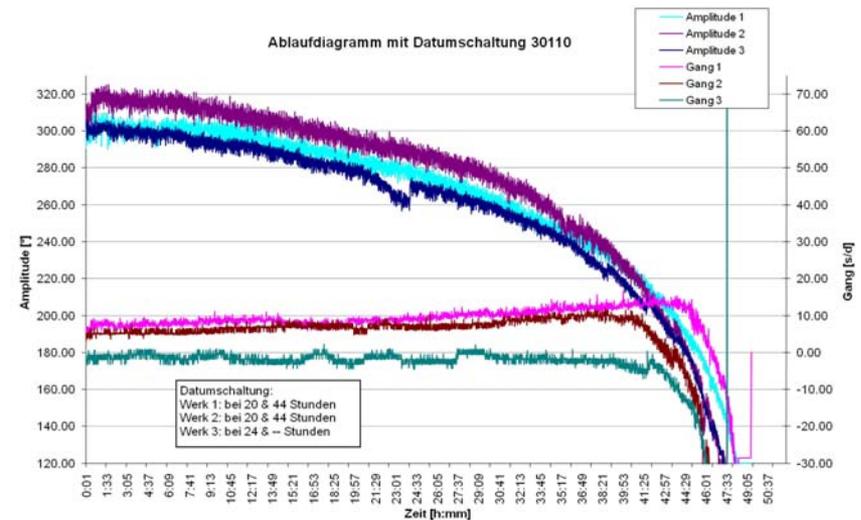
Experte

Profi

Novize

Labor Uhrenkonstruktion

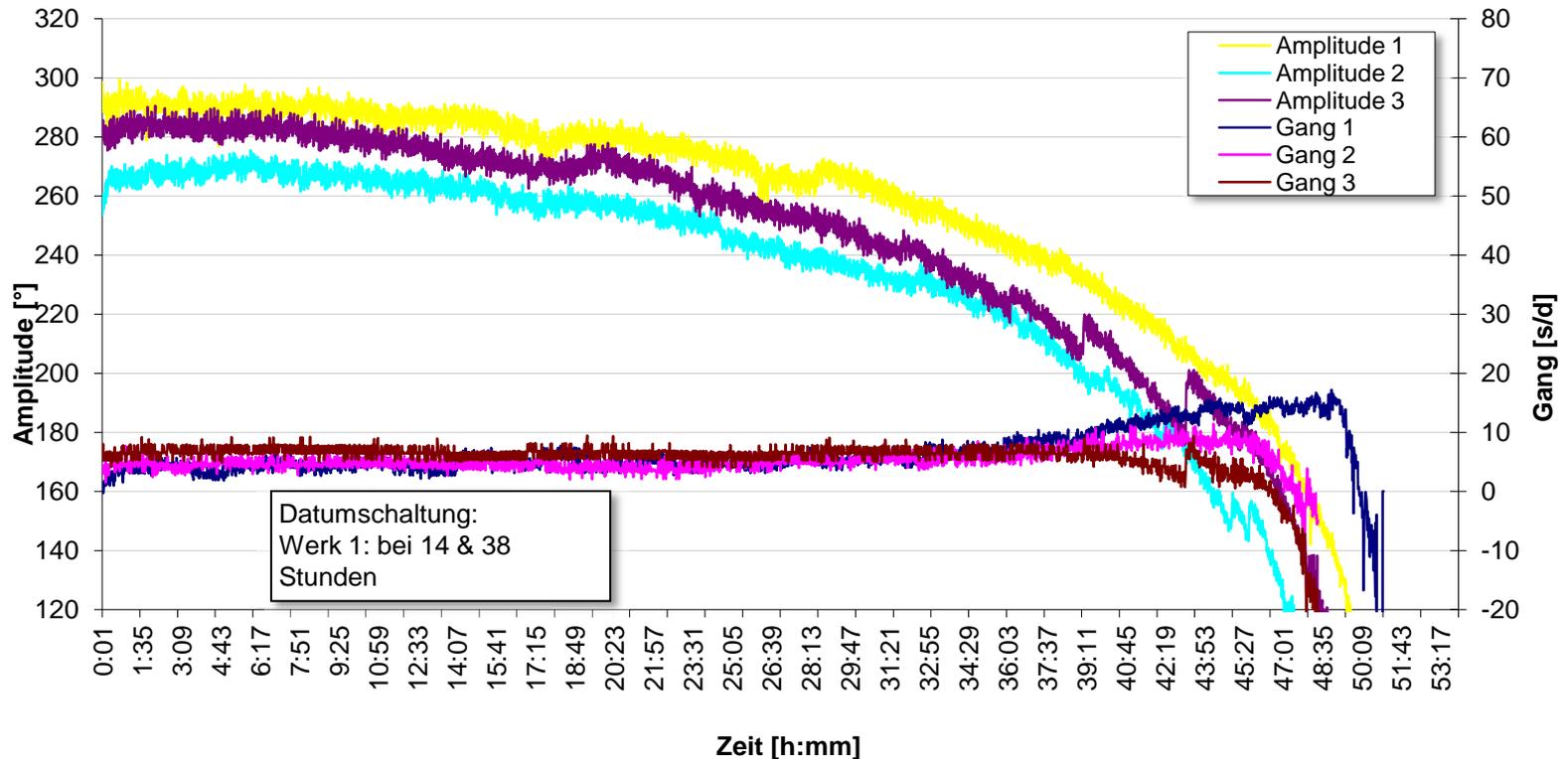
Der Chronoscope X1 ist für den Einsatz in der Produktion, im Reparaturservice und im Uhrenlabor. Es besteht aus dem X1-Terminal mit einem 10.4" Farb-Touchscreen und dem automatischen Mikrofon Micromat C mit integrierter Chronoscope Messelektronik. Zur Verfügung stehen 4 verschiedene Anzeigemodi sowie die grafische Darstellung der Schlaggeräusche.





Bei einem Ablaufdiagramm wird der Gang und die Amplitude über die ganze Gangdauer registriert und ausgewertet. Die Datumschaltung darf nicht mehr als 30° Amplitude verwenden. Die Messung kann zum Beispiel mit einem Witschi Chronoscope durchgeführt werden.

Ablaufdiagramm mit Datumschaltung 80110





Schlagtest

Experte

Profi

Novize

Labor Uhrenkonstruktion

Die Schlagtests sind stark an reale Begebenheiten angelehnt - wie zum Beispiel, wenn die Uhr beim Mountain-Bike Fahren getragen wird.

Dieser Test ist in drei Phasen aufgeteilt:

Die Uhr wird in einer Behältnis, wo sie rundherum 1 cm Spielraum hat, 72 Stunden lang mit langsamen Drehungen bewegt. Sie erfährt so viele kleine Schläge, die Ermüdungserscheinungen beim Material hervorrufen könnten.

Nach Bestehen dieses Test wird die Uhr in einem anderen Behälter, wo sie rundherum 10 cm Spielraum hat, 16 Stunden lang mit schnellen Drehungen bewegt. Dies ergibt mehrere 1000 Schläge auf das Gehäuse und das Werk.

Wenn das Werk auch diesen Test bestanden hat, wird es dem Schlagbaumtest unterzogen. Dieser Test ist ein 5000-G Schlagtest. Ein Hammer fällt aus neun verschiedenen Positionen auf die Uhr. Dies ist vergleichbar mit dem Sturz der Uhr auf einen Plattenboden aus der Höhe von 1 Meter. Der plötzliche Stopp der Uhr ergibt eine Negativ-Beschleunigung von 5000G auf das Uhrwerk. Die Ganggenauigkeit darf dadurch nur limitiert beeinträchtigt werden.





Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit



Beständigkeit der Komponenten

Erfassen des Lebenszyklus von jedem Komponenten
 Forschung bei Komponenten mit einem kurzen Lebenszyklus

$$R = e^{-\lambda t} \quad (105) \quad R_y(\lambda; t)$$

R: Beständigkeit (Fiabilité, Reliability)
 e: Logarithmuskonstante
 λ : Fehlerrate
 t: Stunden in Betrieb

Werk	Teileklasse	Durchschnittliche Lebensdauer in Jahren
	Werkplatten / Platinen	30
Brücken / Pont	30	
Federhaus / Barillet	10	
Federn , Rasten / Ressorts	10	
Hebel, Finger / Bascule	10	
Räder / Roues	10	
Triebe / Pignons	10	
Wellen, Rohre / Arbre, Tube	10	
spezielle Stahlteile / Aciers	10	
Buchsen, Stifte / Goupilles	10	
Steine / Rubis	10	
Schrauben / Vis	8	
Kugellager / Roulements	8	
Hemmung / Echappement	8	
Unruh , Spiral / Reglage	8	
Stosssicherung / Amortisseur	8	
Drücker / Poussoir	10	
Dichtungsringe / Joints	3	
Feder / Ressorts	5	
Stift / Goupilles	10	
Werkbefestigungsplättchen	30	
Schraube / Vis	8	
Glas / Verre	10	
Zierring / Lunette	30	
Gehäusering / Boîte	30	
Krone / Couronne	10	
Werkring / Cercle d'emboitage	30	
Innenboden / Fond inter.	30	
Boden / Fond	30	

Fahrzeugalter in Jahren	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Kilometerstand in 1.000 km	Gruppe A	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225
	Gruppe B	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Sicherheitskontrolle		●	●		●	●		●	●		●	●		●	●	
Inspektion				●			●			●			●		●	
Zusätzliche Wartungsarbeiten in 1.000 km		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
	Gruppe C	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Sicherheitskontrolle		●		●		●		●		●		●		●	●	
Inspektion			●		●		●		●		●		●		●	
Zusätzliche Wartungsarbeiten		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	



Die Robust Design Methode, auch Taguchi Methode genannt, (Dr. Genichi Taguchi) verbessert in hohem Masse die Entwicklungsleistung. Unter bewusster Berücksichtigung der Rauschfaktoren (Umgebungsvariation bei Gebrauch des Produktes, Produktionsvariation, Teilealterung) und der Fehlerkosten hilft diese Methode die Kundenzufriedenheit zu verbessern. Robust Design fokussiert auf die Verbesserung des Produkts oder den Prozess und vereinfacht das Wieder verwenden bewährter Baugruppen. Es ist eine der besten Methoden Zur Reduktion der Produktkosten und zur Verbesserung der Qualität und zur Kürzung der Entwicklungszeiten.

Die Robust Strategie verwendet 5 Werkzeuge:

1. Das P-Diagramm wird benutzt zur Klassifizierung der Prozessvariablen: Rauschen, Kontrollsignale (Inputs) und Antwortfaktoren (Output)
2. Optimale Funktionsdefinition spezifiziert mathematisch das Optimum von der Signal-Antwort – Funktion gemäss der Entwicklungsvorgabe.
3. Die quadratische Verlustfunktion (auch bekannt als Qualitätsverlust Funktion) wird benutzt, um den Verlust des Benutzers als Abweichung von Ziel-Leistung zu quantifizieren.
4. Das Signal zu Rauschen Verhältnis wird benutzt, um die Feldqualität in Laborversuchen vorauszusagen.
5. Orthogonale Felder werden benutzt, um die Abhängigkeit der Kontrollfaktoren für Experimente zu reduzieren. (Vollfaktorielle DOE)



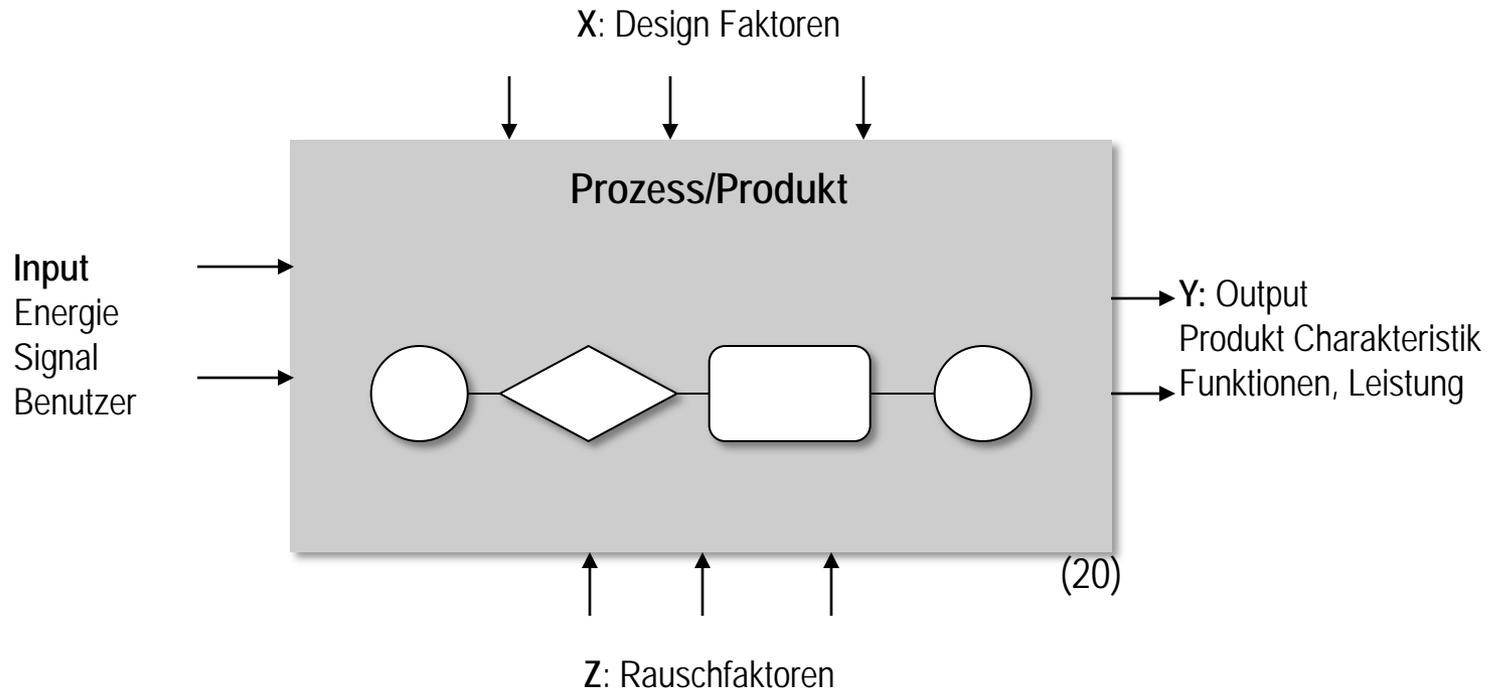
Die Rauschfaktoren P-Diagramm

Experte

Profi

Novize

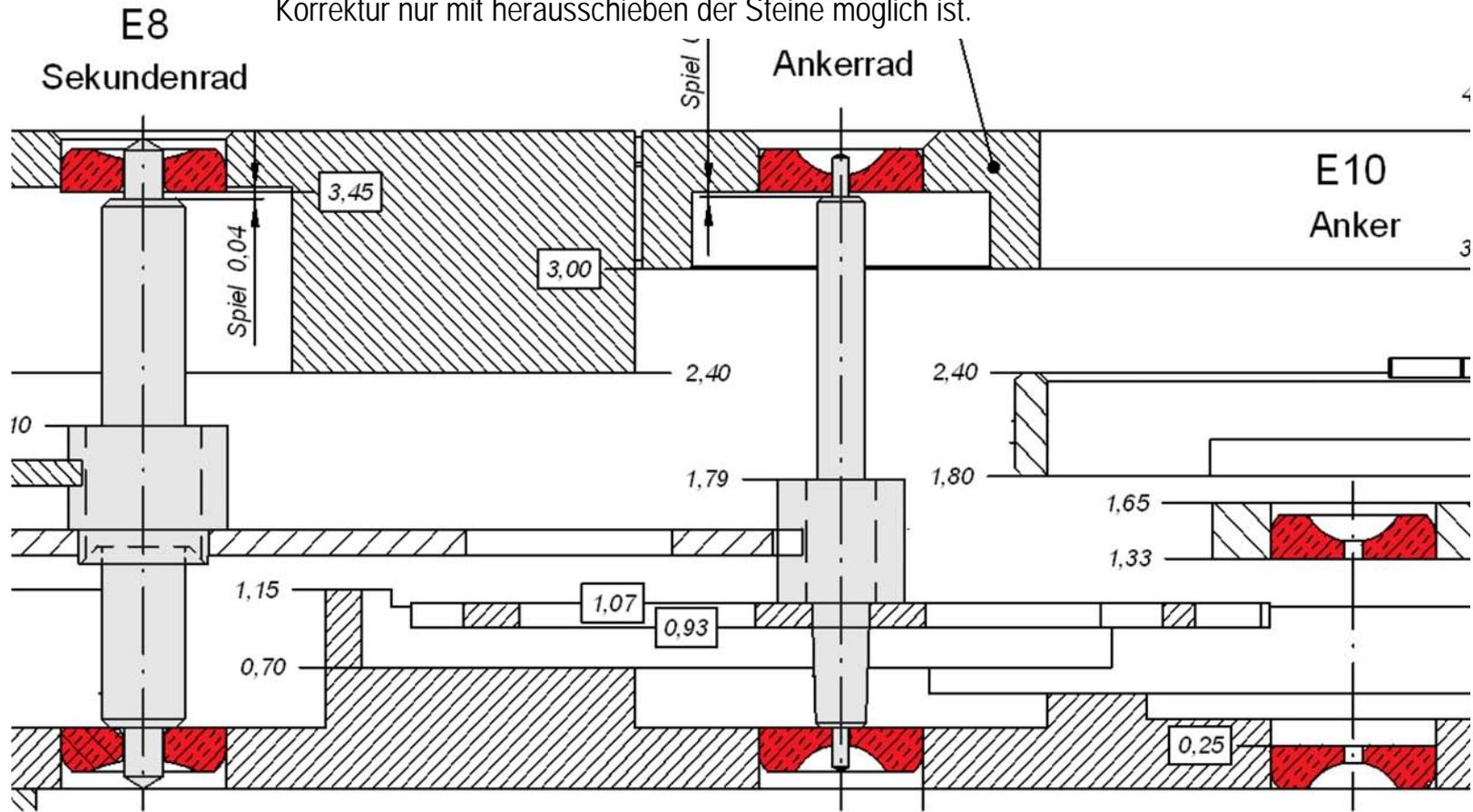
Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion



Auto: Strassenkonditionen, Ladung, Pseudruck etc.
Uhr: Temperatur, Schläge, Vibrationen, Sonnenlicht

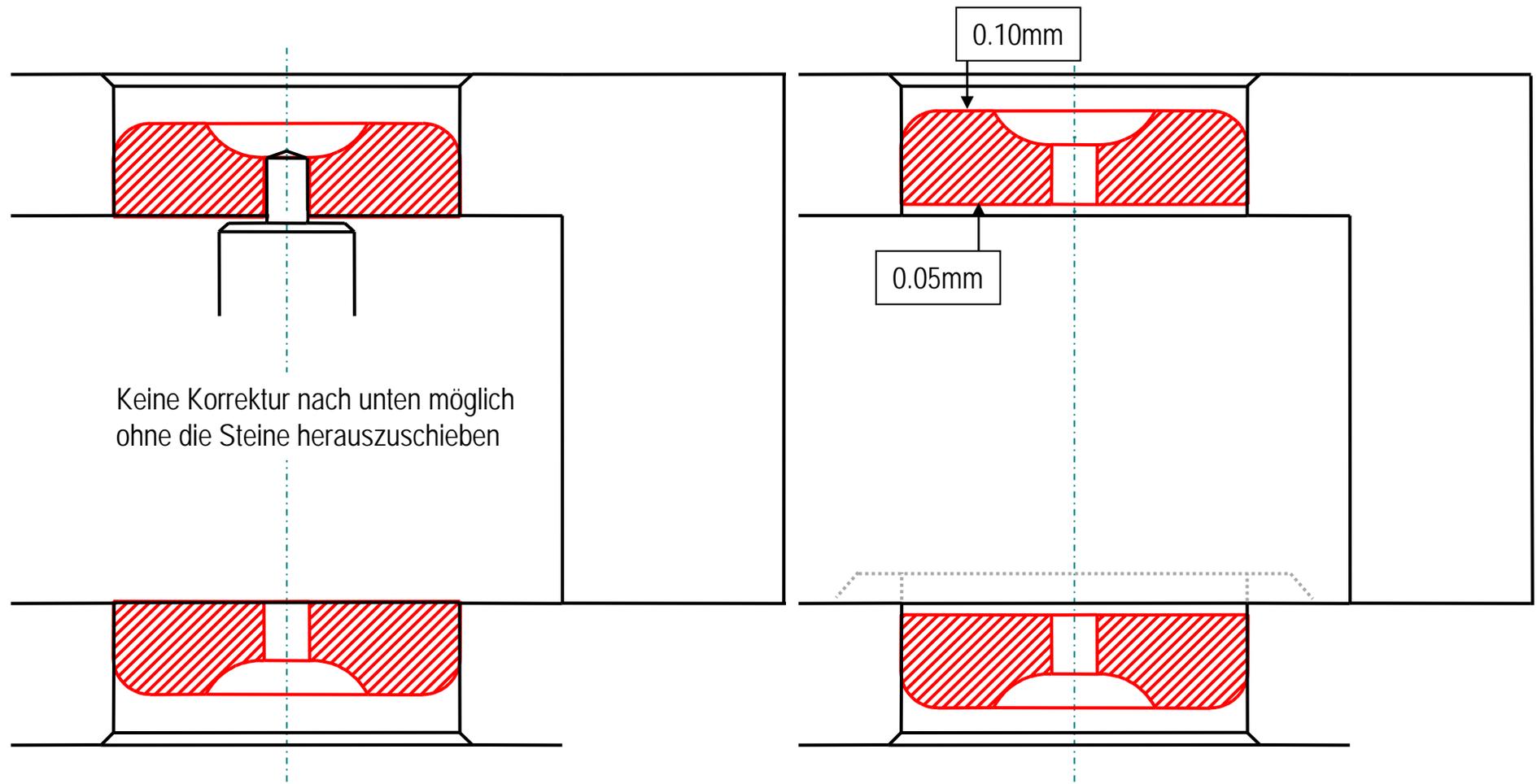


Das Höhenspiel und die Eingriffsverteilung ist nur mit Rubinlagern korrigierbar. Die Toleranzrechnung zeigt, dass bei diesem Beispiel die Korrektur nur mit herauschieben der Steine möglich ist.





Position und Funktion Uhrensteine





Qualifikation (Prototyp)

Die Qualifikation stellt die Funktion und Anforderung an die Uhr sicher. Die Tests werden nach vergleichbaren Uhrennormen wie NIHS oder ISO durchgeführt. Es wird ein Qualitätsindex berechnet, welcher ebenfalls mit anderen Uhrenherstellern vergleichbar ist. Die Qualifikation und Homologation ist unterteilt in folgende Tests (mind. 10 Uhren):

- Leistung
- Externe Einflüsse
- NIHS / ISO Extremtest
- Chronographen
- Ewige Kalender
- Kleine Sekunde
- Drücker und Zeigerstellfunktionen

Homologation (Nullserie)

Die Homologation simuliert die täglichen Einflüsse der Uhr nachdem sie verkauft worden ist. Die Homologation stellt somit die Funktionen und Anforderungen des Kunden sicher. Bei der Homologation wird die Fiabilität oder MTBF des Produktes berechnet. Uhrwerke wie Kal. 2892A2 von ETA erreichen selbst nach mehrmaliger Homologation eine Fiabilität von 1.0.

Qualitätsindex für die Freigabe von Produkten (mind. 10 Uhren):

- Fiabilität 1.0 kein Ausfall während der Tests
- Fiabilität ≥ 0.9 Produkt kann für den Markt freigegeben werden
- Fiabilität < 0.9 Freigabe nur unter Vorbehalt und bekanntem Risiko



Neben der Fehlerfreiheit beim Kauf erwartet der Kunde heutzutage auch eine stete Funktionsbereitschaft eines Produktes während des Gebrauchs. Er will sich auf das Produkt verlassen können und ist nur ungern bereit, durch Störungen oder gar durch Ausfall bedingte Reparaturen bzw. Werkstattaufenthalte hinzunehmen. Für viele, insbesondere sicherheitskritische Produkte bestehen neben den Erwartungen der Kunden auch bestimmte gesetzliche Forderungen an die Zuverlässigkeit.

Ebenso ist die Zuverlässigkeit von Bedeutung für den Service, der Bestandteil der Qualität im Lebenszyklus ist.

Die Zuverlässigkeit ist daher ein sehr wichtiges Qualitätsmerkmal eines Produktes, wodurch die Zuverlässigkeitssicherung zu einer wesentlichen Aufgabe des Qualitätsmanagements geworden ist.

Nach [DIN55350] ist die Zuverlässigkeit definiert als

"Teil der Qualität im Hinblick auf das Verhalten der Einheit während oder nach vorgegebenen Zeitspannen bei vorgegebenen Anwendungsbedingungen."

[DIN40041] definiert Zuverlässigkeit als

"Beschaffenheit einer Einheit bezüglich ihrer Eignung, während oder nach vorgegebenen Zeitspannen bei vorgegebenen Anwendungsbedingungen die Zuverlässigkeitsforderung zu erfüllen."



Die bekannteste Verteilfunktion zur Beschreibung der Lebensdauer ist die Exponentialverteilung. Ein Spezialfall ist die Weibull-Verteilung mit einer konstanten Ausfallrate λ .

Aus der Zuverlässigkeit $R(t)$ berechnet sich die Ausfallrate zu

$$\lambda(t) = -\frac{d(\ln R(t))}{dt} = -\frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dR(t)}{dt} = \frac{1}{T}$$

Eine konstante Ausfallrate ist daher gleichwertig zu einem Ausfallverhalten

$$(106) \quad F(t) = 1 - R(t) = 1 - e^{-\lambda t} = 1 - e^{-\left(\frac{t}{T}\right)^b} \quad Fy(t; T; b)$$

Die Ausfallwahrscheinlichkeit pro Zeiteinheit berechnet sich anschliessend zu

$$(107) \quad f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t} = \frac{1}{T} e^{-\left(\frac{t}{T}\right)^b} \quad Aw(t; T; b)$$

$F(t)$ steht für *failure* (Ausfall), $R(t)$ für *reliability* (Zuverlässigkeit).

$F(t)$ ist die Verteilfunktion und $f(t)$ ist die Wahrscheinlichkeitsdichte der Exponentialverteilung.

T = charakteristische Lebensdauer

t = Zeitpunkt einer Betrachtung



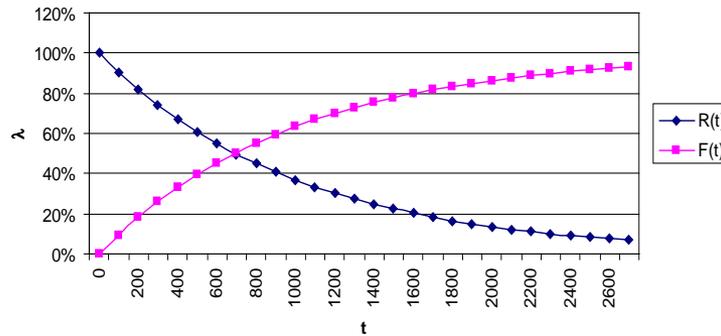
Exponentialverteilung Grafiken

Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion

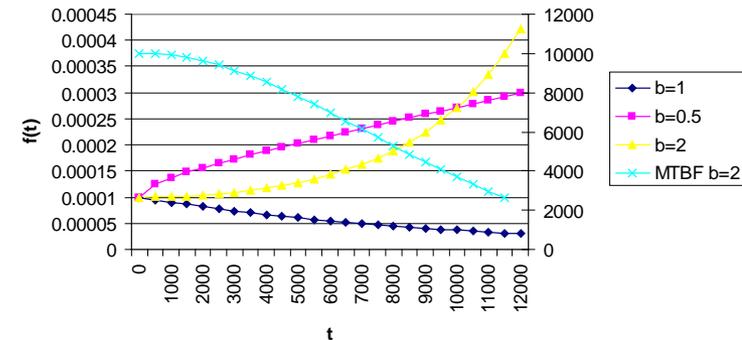
$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad Ry(\lambda; t) \quad F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad 1 - Ry(\lambda; t)$$

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t} = \frac{1}{T} e^{-\left(\frac{t}{T}\right)} \quad Aw(t; T; b)$$

Reliability



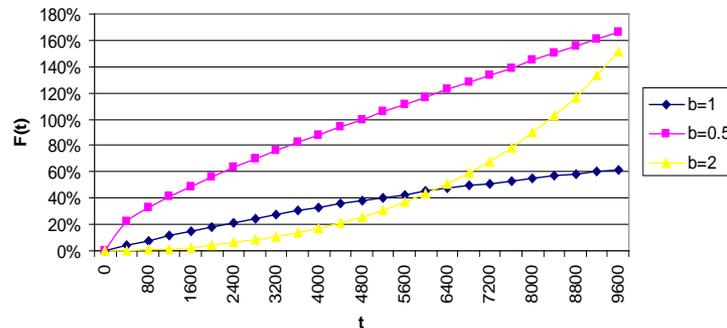
Ausfallwahrscheinlichkeit Exponential



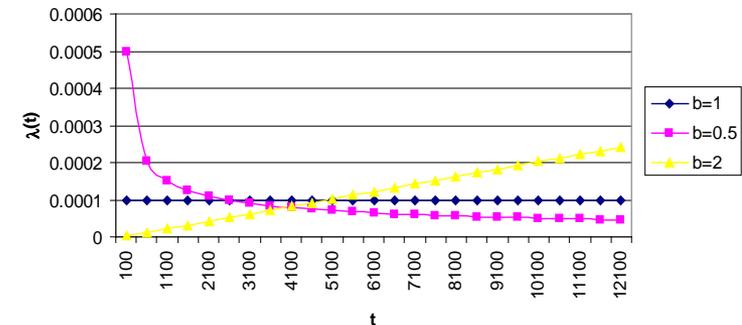
$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{T}\right)^b} \quad Fy(t; T; b) \quad R(t) = e^{-\left(\frac{t}{T}\right)^b}$$

$$\lambda(t) = \frac{b}{T} \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^{b-1} \quad Wb(t; T; b)$$

Ausfallverhalten



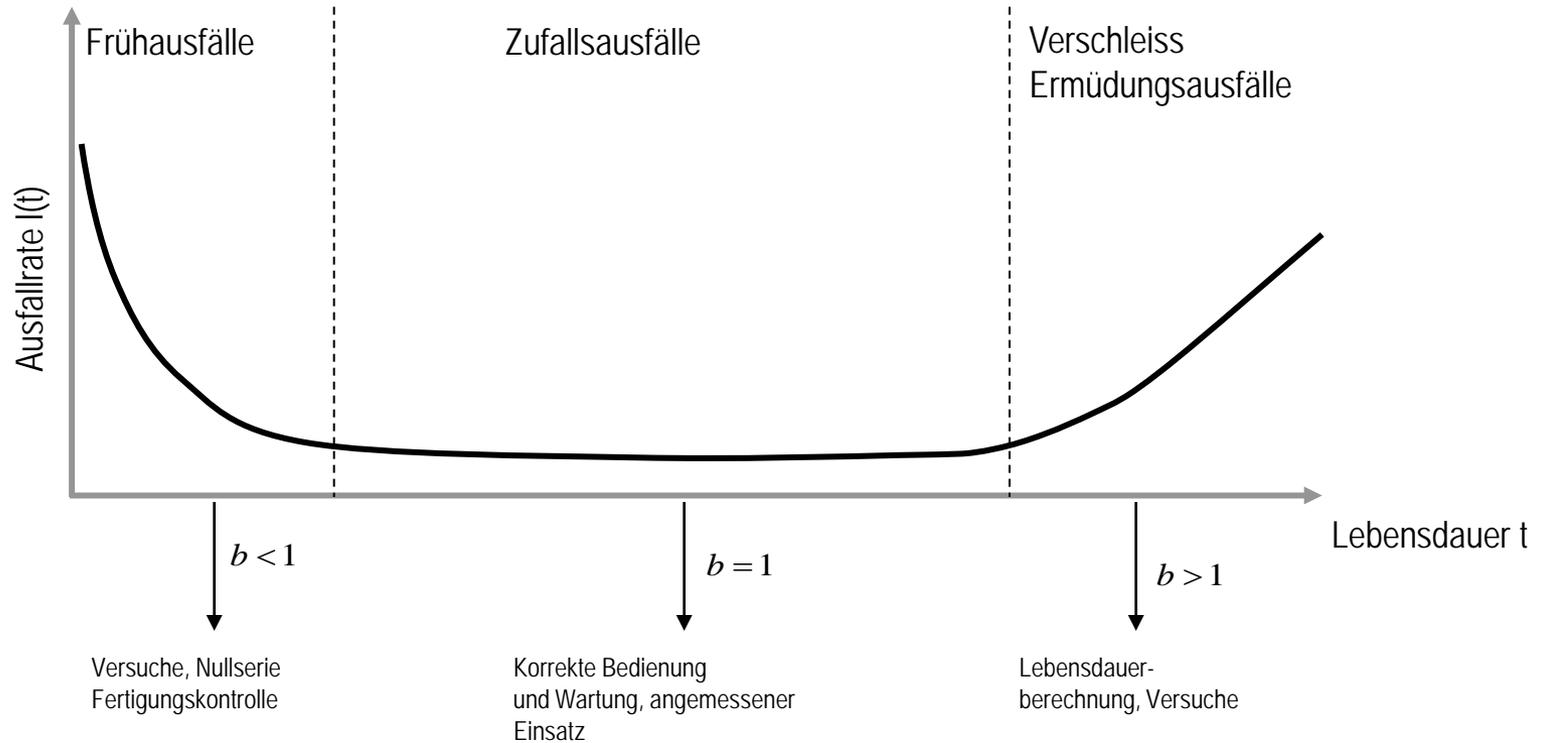
Ausfallwahrscheinlichkeit Weibull





(108)

$$\lambda(t) = \frac{b}{T} \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^{b-1} \quad \text{Wb}(t; T; b)$$



Fröhausfälle wirken sich naturgemäss sehr negativ auf die Zufriedenheit der Kunden aus. Mit gezielten "Burn-In-Tests" wird deswegen häufig versucht, die Phase der Fröhausfälle vor der Auslieferung an den Kunden zu legen. Allerdings kann dies problematisch sein, wenn die sich anschliessende Phase mit (nahezu) konstanter Ausfallrate nur sehr kurz ist.



MTBF

(*mean time between failures*) ist die mittlere Zeitdauer zwischen zwei Fehlern. MTBF dient als Mass für die Zuverlässigkeit von Uhren, Geräten oder Anlagen.

Umgangssprachlich wird der Begriff synonym zur MTTF (*mean time to failure*) verwendet, jedoch bezieht sich MTTF auf ein System, welches nach einem Ausfall ausgetauscht wird. Die MTBF schliesst **nicht** die MTTR (*mean time to repair*) mit ein - diese bezieht sich nur auf die Zeit in der das System wieder repariert, also funktionsfähig, ist.

Die MTBF fließt auch in die Berechnung der Verfügbarkeit (*Availability*) ein, die angibt, wie gross die Wahrscheinlichkeit ist, dass ein System den spezifizierten Dienst anbietet:

Je höher der MTBF-Wert, desto zuverlässiger sollte das Gerät sein. Ein Gerät mit einer MTBF von 100 Stunden wird also wahrscheinlich eher kaputt gehen als ein ansonsten gleichartiges Gerät mit einer MTBF von 1.000 Stunden.

(109)

$$MTBF = \frac{1}{\lambda}$$

$$R(t) = e^{-\lambda t}$$

R: Reliability (Fiabilité)

e: base ln

λ : rate of failures

t: hours in use

Beispiel:

Berechnen wir die MTBF für $R(t)=0.81$ und $t=8000h$

$$\ln(0.81) = -\lambda t = -0.2107$$

$$-\lambda = -2.634 \times 10^{-5}$$

$$MTBF = \lambda^{-1} = \underline{37964.8}$$



Beispiele Ausfall von Uhrenteilen

Experte

Profi

Novize

Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion

Ein Lieferlos von Zahnrädern mit einer durchschnittlichen Lebensdauer von 20'000 Betriebsstunden wird montiert. Nach welcher Zeit werden 5 von 100 Räder ausfallen, wenn zufällige Ausfall-Mechanismen und ein exponentielles Lebensdauergesetz vorliegen.

$$T = 20'000h$$

Der Ausfall beträgt 5%

$$t = -T \ln(1-F) = -T \ln(0.95) = \underline{1026 h}$$

Eine Uhrwerk aus der Montage zeigt ein exponentielles Ausfallverhalten mit einer konstanten Ausfallrate von

$$\lambda = 4 \times 10^{-5} h^{-1}$$

Mit welchem Ausfall muss nach einer Betriebszeit von 500h gerechnet werden?

$$T = 25'000h \ 1/\lambda$$

$$F(t=500) = 1 - e^{-500/25000} = \underline{1.98\%}$$



Bei einer Homologation sind nach 240h Versuchsdauer 10% der getesteten Uhren nicht mehr funktionsfähig. Welcher charakteristischen Lebensdauer entspricht ein solcher Ausfall, wenn die Lebensdauer der getesteten Uhren einer Exponentialverteilung genügt?

T = unbekannt

Einem Ausfall $F = 0.10$ nach 240h entspricht einer charakteristischen Lebensdauer von

$$T = \frac{-t}{\ln(1-F)} = \frac{-240h}{\ln(0.90)} = 2277.9h$$

Die endliche Lebensdauer eines Federhauses schlägt sich in einem Weibull verteilten Ausfallverhalten mit $b > 1$ nieder. Nach wie vielen Stunden t beträgt für eine mittlere Lebensdauer $\bar{t} = 100'000h$ die Ausfallrate $\lambda(t) = 2 \times 10^{-5} h^{-1}$?

Wert der Ausfallsteilheit $b=2$ (Annahme)

Weibull Verteilung, T =unbekannt, $b=2$, $\bar{t}=100'000h$

$$\bar{t} = \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) T$$

$$T = \frac{\bar{t}}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{2}\right)} = \bar{t} \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi}} = 112'838h$$



Die Ausfallrate ist

$$\lambda(t) = 2 \frac{t}{T^2}$$

Daraus ergibt sich dann

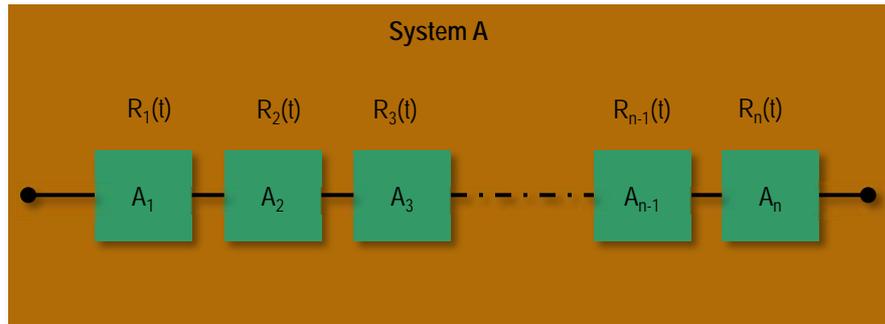
$$t = \lambda \frac{T^2}{2} = 127324h$$

Wie hoch ist die Zuverlässigkeit einer Batterie für eine Nutzungsdauer von 1200h und 12'000h, wenn der MTBF 18'000h beträgt?

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad \lambda = \frac{1}{MTBF} = \frac{1}{18000}$$

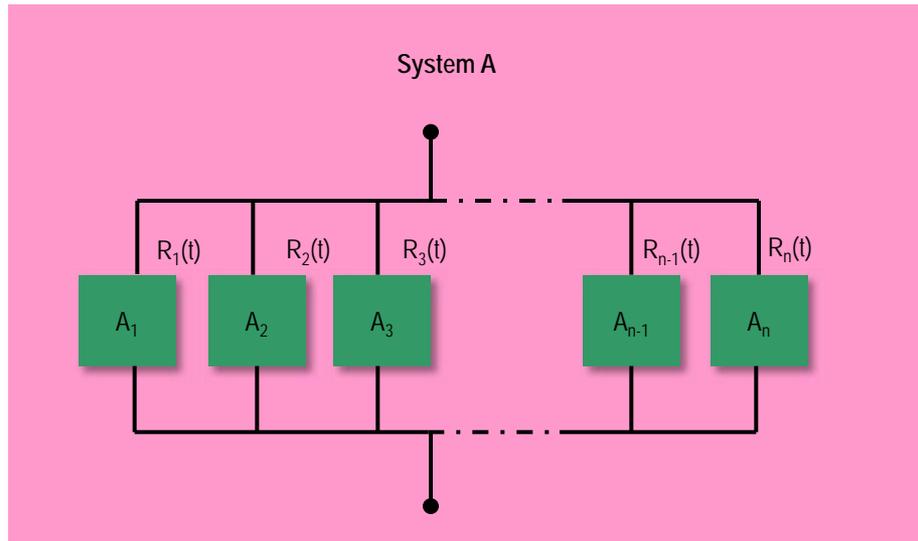
$$R(1200) = e^{-\frac{1}{18000} \cdot 1200} = 0.935$$

$$R(12000) = e^{-\frac{1}{18000} \cdot 12000} = 0.513$$



$$R(t) = R_1(t)R_2(t)R_3(t)\dots R_{n-1}(t)R_n(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t)$$

In obiger Abbildung ist ein System aus n Einheiten A_1, A_2, \dots, A_n so aufgebaut, dass der Ausfall einer beliebigen Einheit den Ausfall der Anordnung bewirkt (logische Serienanordnung). Ein System mit 10 Elementen, die jeweils eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 99% haben, hat also nur noch eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90.4%.



$$R(t) = 1 - F(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i(t))$$

Ein System mit 3 parallel angeordneten Einheiten, die jeweils die Überlebenswahrscheinlichkeit 99% haben, hat demnach eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 99.9999%.

Damit lässt sich theoretisch die Zuverlässigkeit eines Systems durch Einbauen von Redundanzen beliebig erhöhen. In der Praxis sind diesem Vorgehen natürlich durch die entstehenden Kosten und durch Begrenzungen in den Abmessungen und im Gewicht Grenzen gesetzt.



Physikalische Tests kann man oft beschleunigen, indem man die Temperatur künstlich erhöht. In der IWC verwenden wir dazu Klimaschränke.

Die Abhängigkeit von der Testdauer und Temperatur kann mit der Arrhenius Funktion beschrieben werden.

$$(110) \quad V_1 = V_2 e^{\frac{-E_a}{k} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right]}$$

$$(111) \quad E_a = \frac{k \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}}$$

V : Reaktionsgeschwindigkeit

E_a : Aktivierungsenergie

K : Boltzmann Konstante

$K = 8.617 \cdot 10^{-5}$ eV/Kelvin

T : Absolute Temperatur in Kelvin



Wenn die Testtemperatur T_1 zu T_2 erhöht wird, erhöht sich die Testgeschwindigkeit v_1 zu v_2 . Die Aktivierungsenergie E_a ist abhängig vom Bauteil und muss in Versuchen ermittelt werden.



Im folgenden Beispiel ist bekannt, wie viele Einheiten bei einer 10° Erhöhung der Temperatur im Test zusätzlich ausfallen.

Information	Temperatur	Ausfallrate ppm/a
Normaltemperatur beim Test (50°)	50°C=323°K	1077
Erhöhte Temperatur 10°	60°C=333°K	1323

Wie lange muss bei 90°C getestet werden, damit das Rad unter Normalbedingung 3000h überlebt?



Beschleunigung bei 90°

Experte

Profi

Novize

Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion

Beschleunigungsfaktor von 50° auf 60°

$$A = \frac{v_1}{v_2} = \frac{1323}{1077}$$

Aktivierungsenergie

$$E_a = \frac{8.617 \cdot 10^{-5}}{\frac{1}{323} - \frac{1}{333}} \ln(1.23) = 0.19 eV$$

Beschleunigungsfaktor von 50° auf 90°

$$A = e^{\frac{-0.19}{8.617 \cdot 10^{-5}} \left(\frac{1}{363} - \frac{1}{323} \right)} = 2.1$$

$$t_{Labor} = \frac{3000h}{2.1} = 1429h$$



Die künstliche Alterung der IWC Homologation entspricht 6 Monaten (4392h) und dauert 540h.

Beschleunigungsfaktor A=8

Test	Dauer [h]	Temperatur [° C]	Alternierung
Thermische Zyklen	168	0°-50°	4h/4h
Kleine Schläge 25g-50g	72	Ambient	
Tiefe Temperatur	48	0°	
Mittlere Schläge 50g –100g	24	Ambient	
Temperatur mit Luftfeuchtigkeit 90%	96	50° 90%HR	
Temperaturtest trocken	48	50°	
Thermische Zyklen	20	0°-50°	1h/1h
Thermische Zyklen	24	-10°- 60°	4h/4h
Thermische Zyklen extrem	24	-20 - 70°	4h/4h
Grosse Schläge 500g	16	Ambient	
Total	540		

MTBF	5 Jahre	10 Jahre	50 Jahre
Serviceintervall	43800h	87600h	438000h
Lebensdauer Räder	x		
Lebensdauer Brücken/Platine			x



Bei elektronischen Geräten wird MTBF in der Produktdokumentation angegeben. Ein sehr gutes Beispiel finden man bei Solid State Disks.

Intel® X18-M/X25-M SATA Solid State Drive

SSDSA1MH080G1, SSDSA2MH080G1, SSDSA1MH160G1, SSDSA2MH160G1

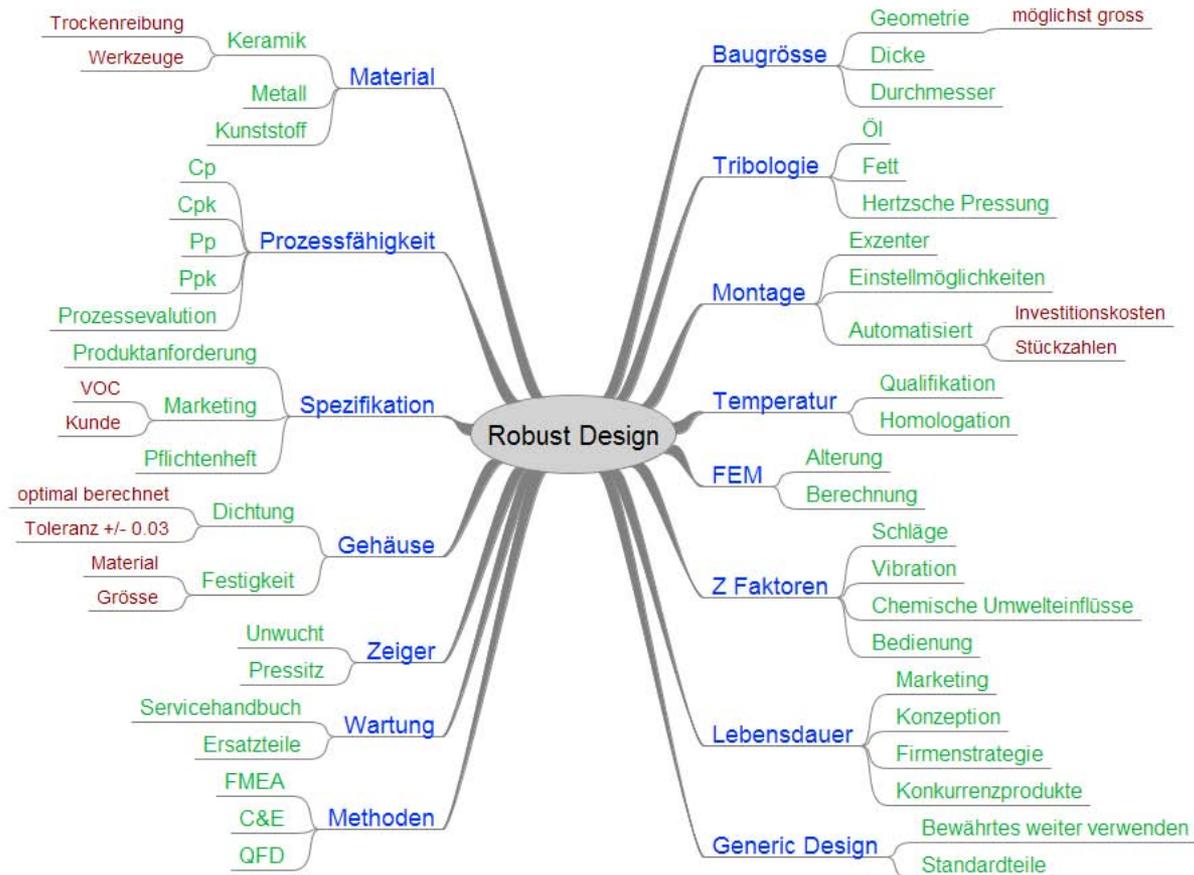
Product Manual

- Available in 1.8" and 2.5" Form Factors
- Capacity: 80 GB and 160 GB
- Uses Intel NAND flash memory Multi-Level Cell (MLC) components
- Bandwidth Performance Specifications
 - Sustained Sequential Read: Up to 250 MB/s
 - Sustained Sequential Write: Up to 70 MB/s
- Read and Write IOPS specifications (IOMeter Queue Depth 32)
 - Random 4 KB Reads: Up to 35 K IOPS
 - Random 4 KB Writes: Up to 3.3 K IOPS
- Latency Specifications:
 - Read: 85 μ s
 - Write: 115 μ s
- PCMark* Vantage Benchmark HDD Score: 20,000
- Compatibility
 - Intel® Matrix Storage Manager
 - SATA Revision 2.6 compliant, compatible with SATA 1.5 Gb/s and 3 Gb/s interface rates
 - ATA/ATAPI-7 Compliant
 - SSD Enhanced SMART ATA feature set
 - Native Command Queuing (NCQ) command set
- Certifications
 - UL*
 - CE*
 - C-Tick*
 - BSMI*
 - MIC*
 - Microsoft* WHQL
 - RoHS*
- Power Management
 - 3.3 V (1.8") or 5 V (2.5") SATA Supply Rail
 - SATA Interface Power Management
 - OS-Aware Hot Plug/Removal
- Power Specifications
 - Active: 0.150 W TYP
 - Idle: 0.060 W TYP
- Temperature
 - Operating: 0° C to 70° C
 - Non-Operating: -55° C to 95° C
- Reliability
 - Read Error Rate (BER): 1 sector per 10¹⁵ bits read
 - Mean Time Between Failures (MTBF) 1,200,000 hours
 - Minimum of five years of useful life
- Shock
 - Operating and Non-operating: 1,000 G/0.5 msec
- Vibration
 - Operating: 2.17 GRMS (7-800 Hz)
 - Non-operating: 3.13 GRMS (10-500 Hz)
- Weight
 - 1.8" 5 mm Form Factor: 35 +/-2 grams
 - 1.8" 8 mm Form Factor: 47 +/-2 grams
 - 2.5" 7 mm Form Factor: 80 +/-2 grams
 - 2.5" 9.5 mm Form Factor: 86 +/-2 grams



Mindmap Robust Design

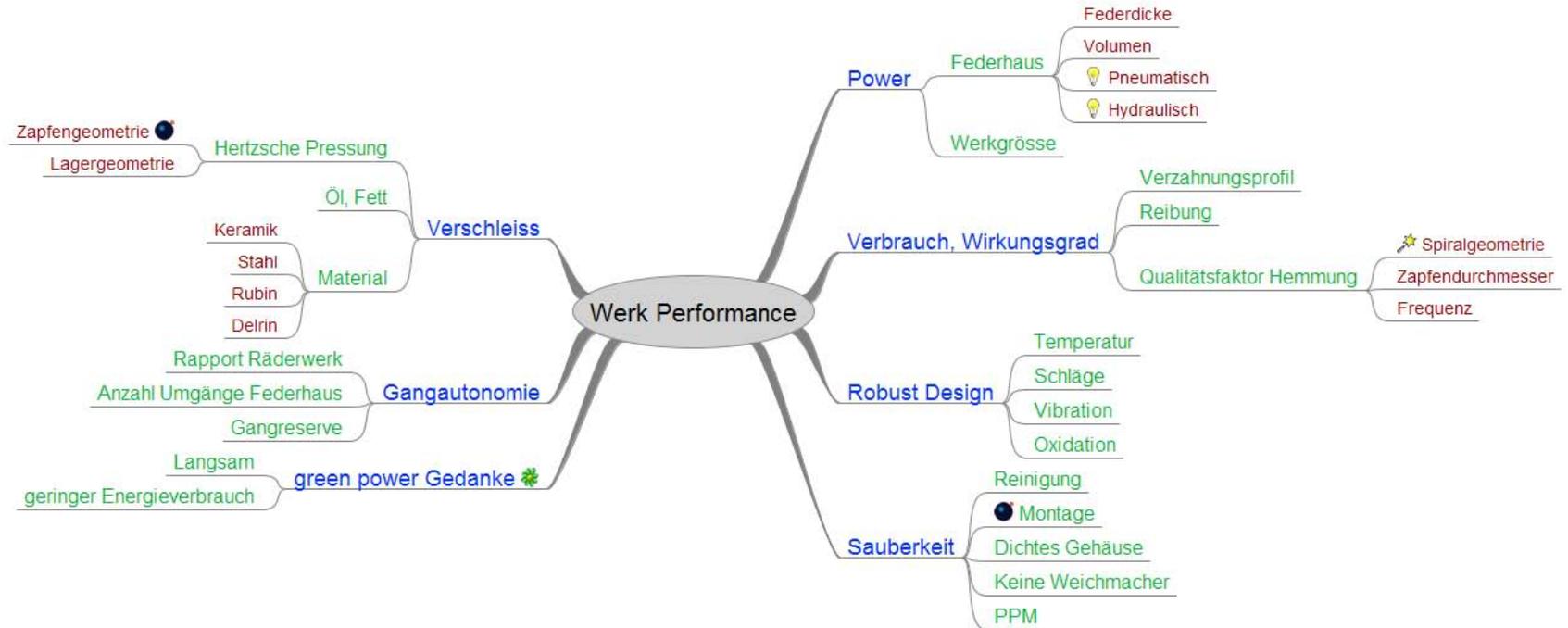
Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion





Mindmap Werk Performance

Zuverlässigkeit Ausfallwahrscheinlichkeit Uhrenkonstruktion





Qualität

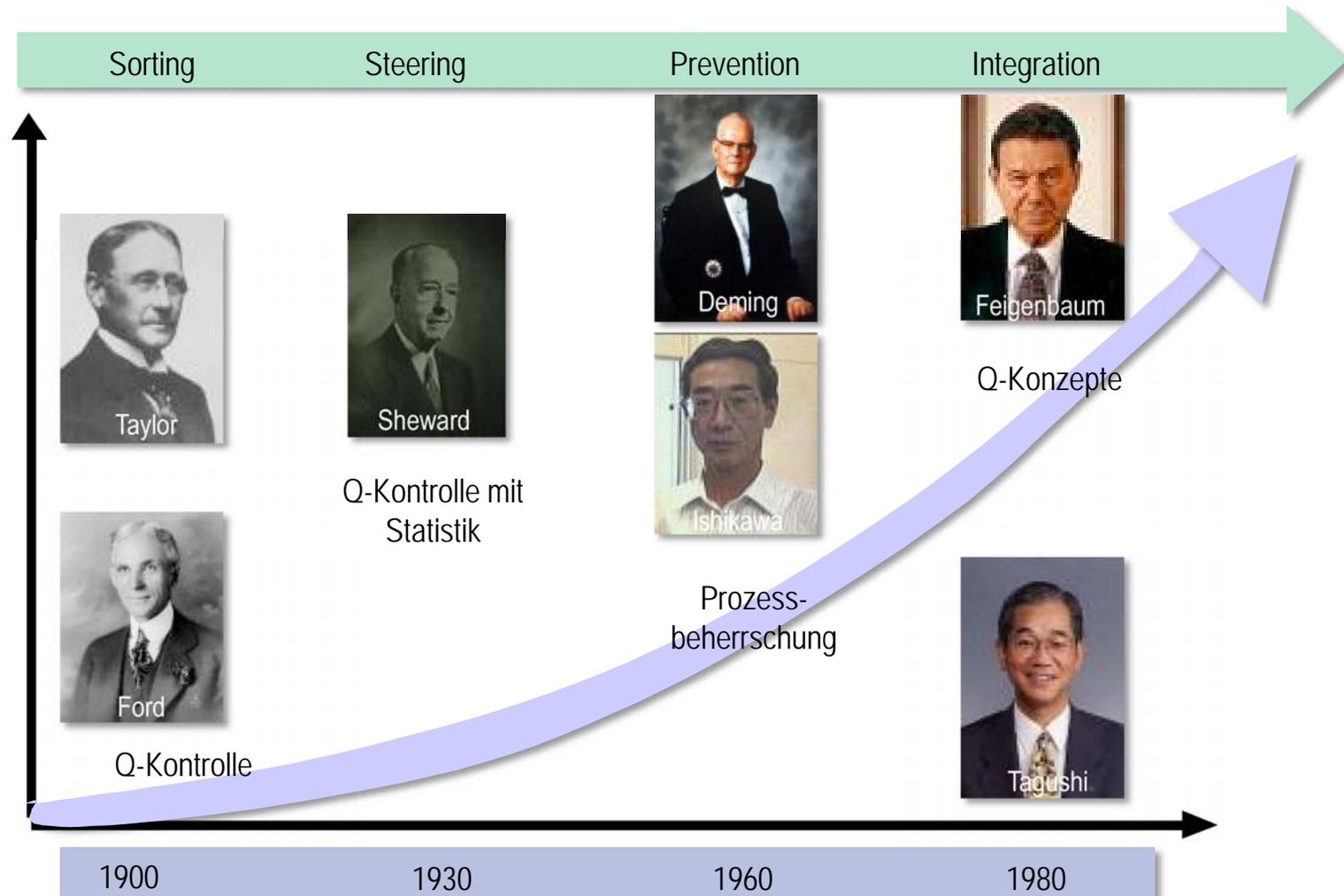
Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Qualitätssicherung





Einer der Prozesse, die wir erweitern um die Kostensenkung und die Qualitätsverbesserungen voranzutreiben, ist das kundenorientierte 6-Sigma, eine von Daten angetriebene Methode, welche statistische Hilfsmittel benützt, um unnötigen Aufwand und Veränderungen zu reduzieren. Unternehmen wie GE und Motorola haben das 6-Sigma erfolgreich eingeführt und auf ihre Arbeitsabläufe angewendet. Ford ist der erste und einzige Autohersteller, der das 6-Sigma auf all seine Arbeitsgänge anwendet.

Seit der Einführung 2000 hat unser 6-Sigma Projekt uns weltweit \$675 Millionen eingespart. Nur schon letztes Jahr haben wir in Nordamerika \$200 Millionen gespart und 6-Sigma war ausserdem verantwortlich für den signifikanten Teil der Qualitätsverbesserung. Für das Jahr 2003 baten wir unsere Teamleaders die Anzahl der 6-Sigma Projekte, die sie einführen, zu verdoppeln. (3)



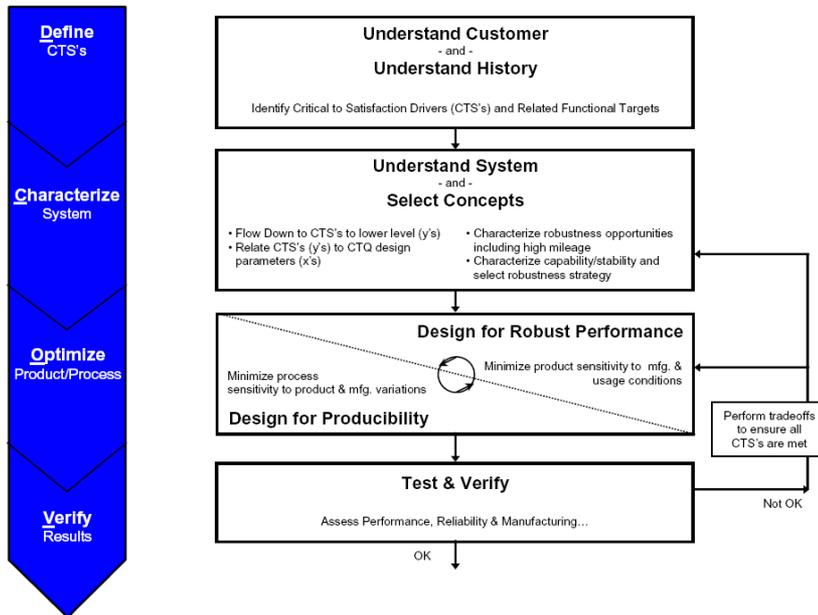
William Clay Ford jr. Chairman and CEO,
Chairman's message annual report 2003



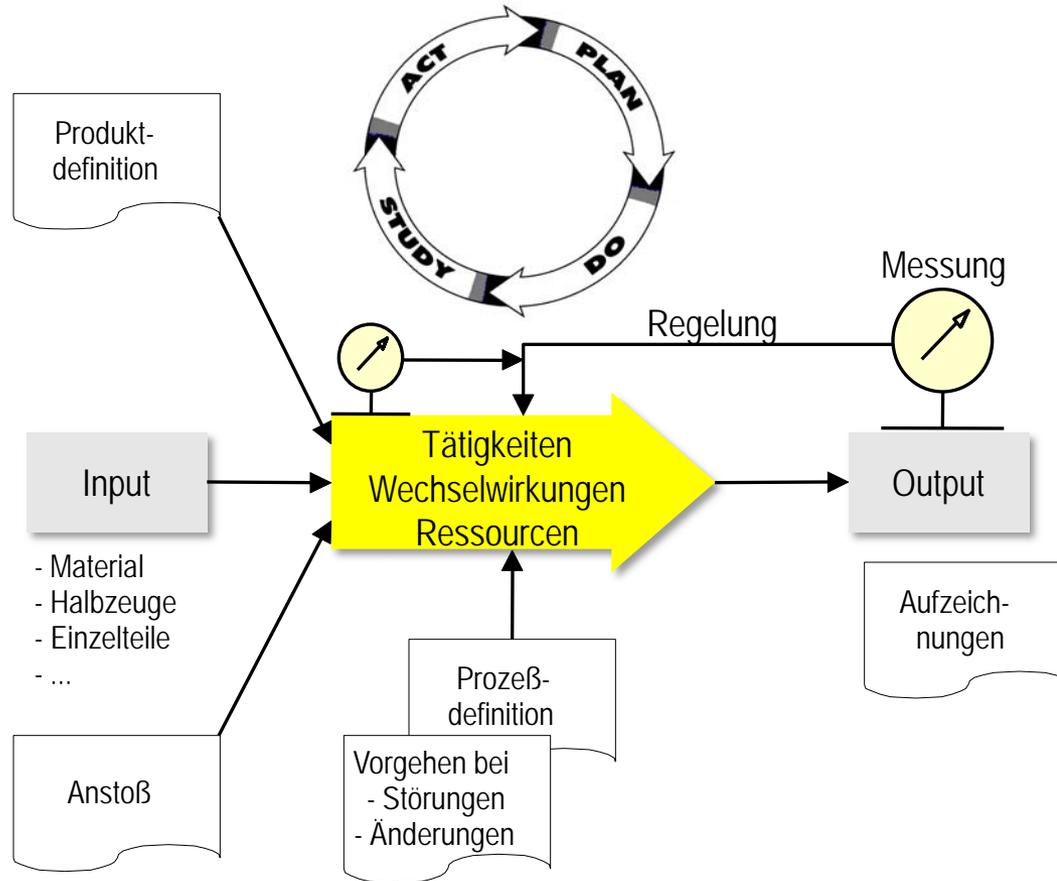
Der neue 3.5-liter V-6 Motor repräsentiert Ford's erste Nutzung für For Six Sigma (DFSS) Anwendung innerhalb einem grösseren Programm. Bis 2004 hat Ford nur den DMAIC Prozess erfolgreich umgesetzt.



Design for Six Sigma Process



DFSS Hybrid fähiger 250 PS 3.5-liter V-6 Motor von Ford.

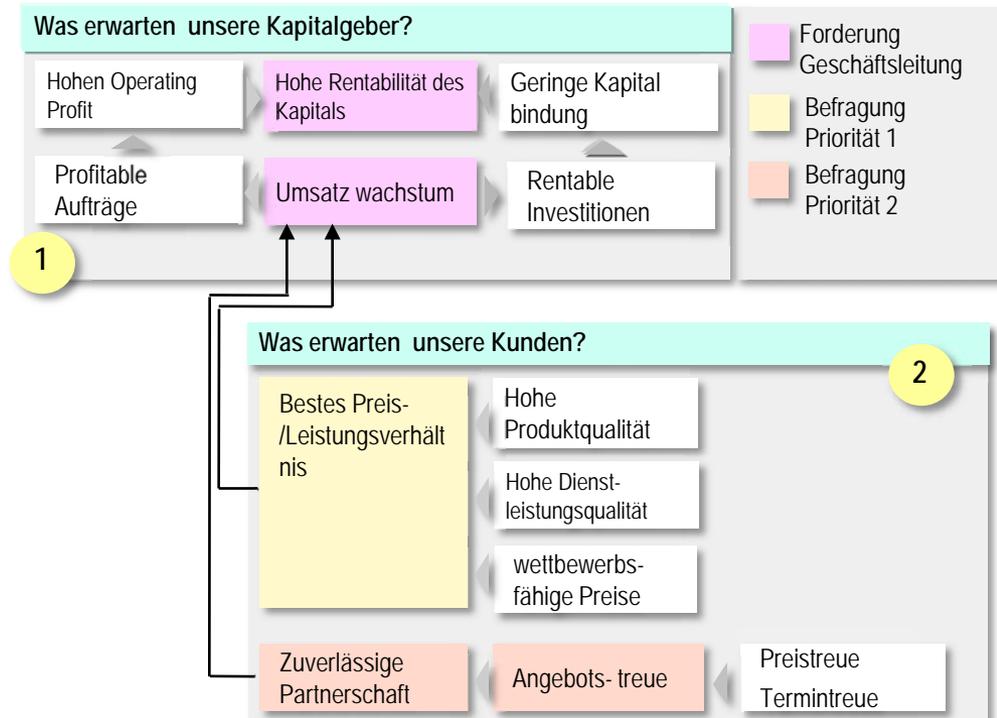




Balanced Scorecard (Abkürzung **BSC**; englisch für ausgewogener Berichtsbogen) ist ein Konzept zur Messung, Dokumentation und Steuerung der Aktivitäten eines Unternehmens bzw. einer Organisation im Hinblick auf seine Vision und Strategie

Die Ziele hängen in Wirkungsketten zusammen

Beispiel:
Finanzperspektive und Kundenperspektive





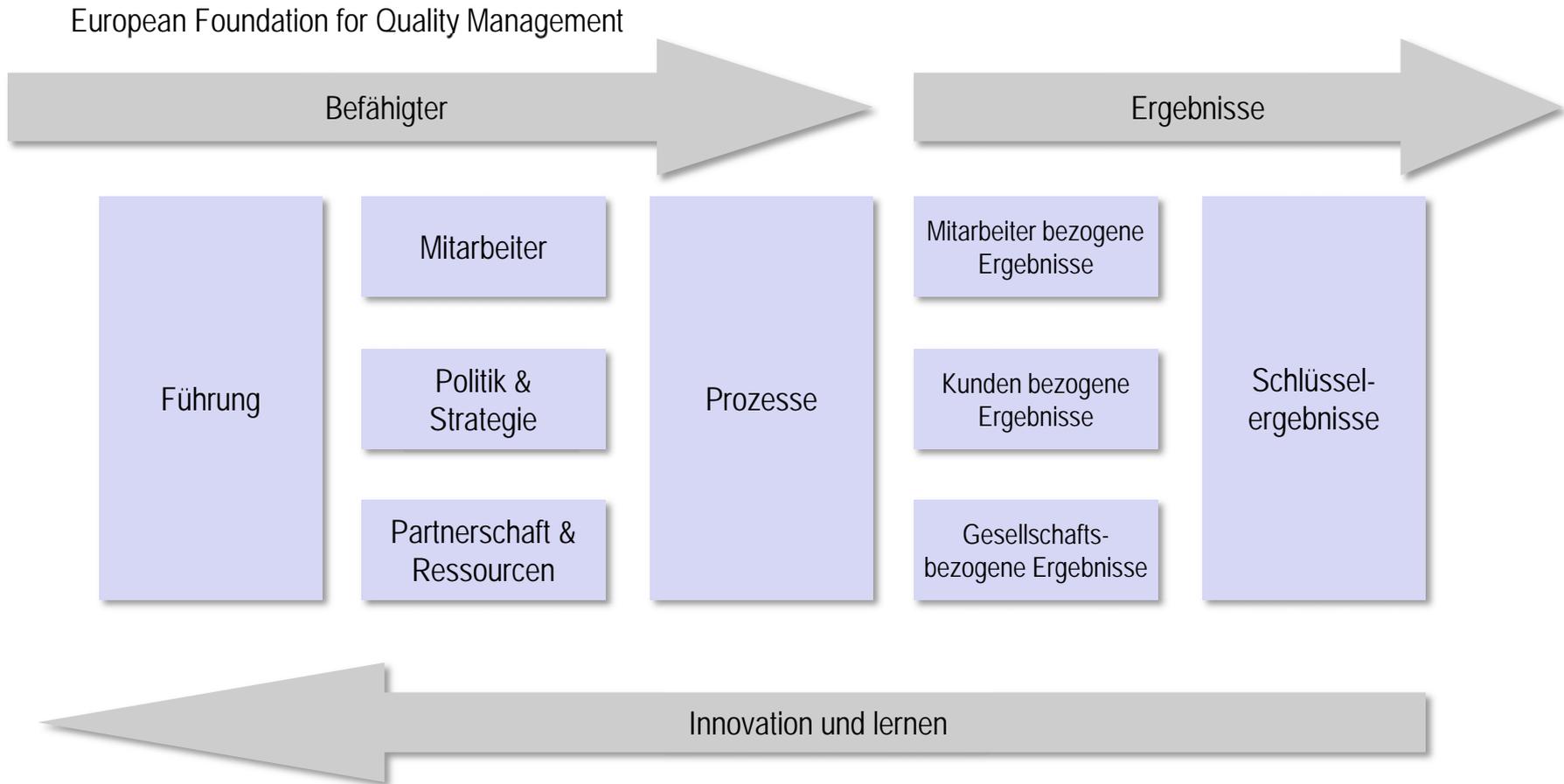
Vierzehn führende europäische Unternehmen gründeten 1988 die European Foundation for Quality Management (EFQM®) als gemeinnützige Organisation auf Mitgliederbasis. Ihre Mission ist es, die treibende Kraft für nachhaltige Excellence in Europa zu sein. Sie sieht als Vision eine Welt, in der europäische Organisationen eine überragende Stellung einnehmen. Die EFQM ist Partnerschaften mit verwandten nationalen Organisationen eingegangen, um das Gedankengut der nachhaltigen Excellence besser in Europa verbreiten zu können. Diese Nationalen Partnerorganisationen arbeiten mit der EFQM auch in der Förderung des EFQM-Modells für Excellence zusammen. Kontaktadressen sind unter <http://www.efqm.org> zu finden.

Exzellente Ergebnisse im Hinblick auf Leistung, Kunden, Mitarbeiter und Gesellschaft werden durch eine Führung erzielt, die Politik und Strategie mit Hilfe der Mitarbeiter, Partnerschaften und Ressourcen sowie der Prozesse umsetzt.

Kernstück des Modells ist die so genannte RADAR-Logik. Die Elemente von RADAR sind

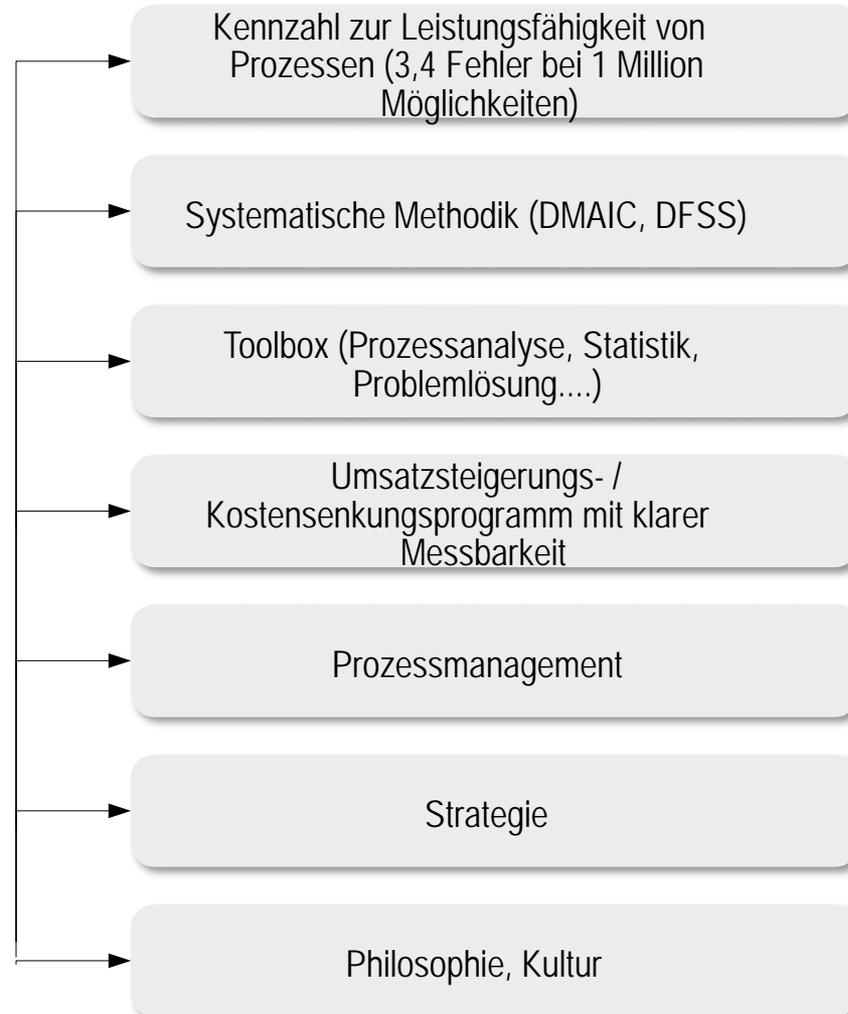
- Results (Ergebnisse)
- Approach (Vorgehen)
- Deployment (Umsetzung)
- Assessment (Bewertung)
- Review (Überprüfung)

Die Elemente Vorgehen, Umsetzung, Bewertung und Überprüfung dienen zur Bewertung der „Befähiger“-Kriterien, das Ergebnis-Element zur Bewertung der „Ergebnis“-Kriterien.



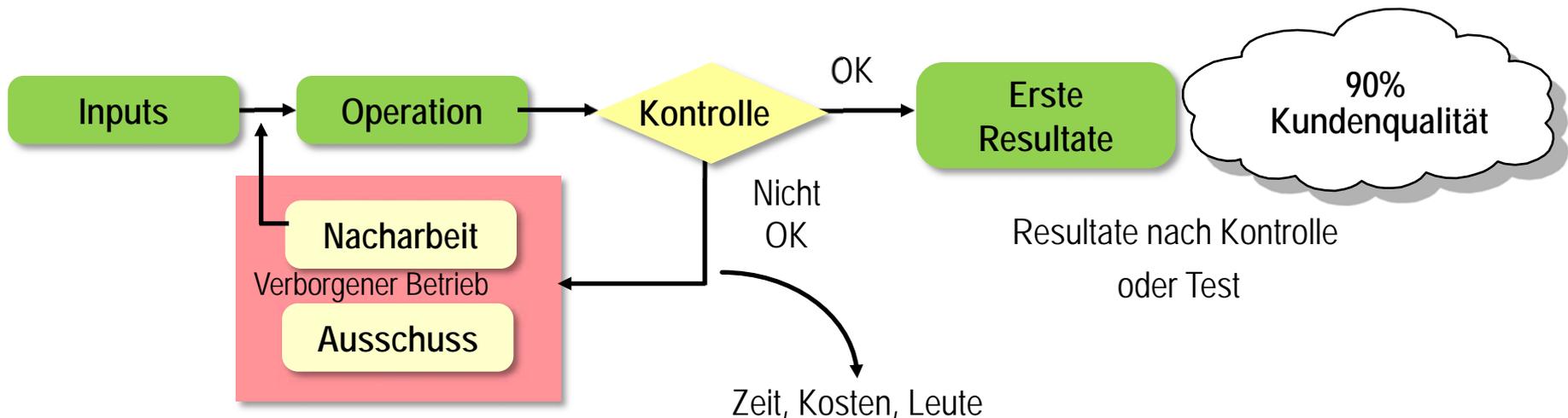


6σ =





Jeder Fehler muss entdeckt werden, behoben und zurück in den Prozess gesetzt werden. Jeder Fehler kostet Zeit und Geld. Vielfach ist man über verborgene Nacharbeit im Betrieb nicht informiert. Hier liegt ein grosses Potential die Leistung des Prozesses zu steigern, indem man die Nacharbeit auf ein Minimum oder Null reduziert. Dazu muss meistens der Prozess entsprechend angepasst oder verändert werden. Im Kapitel Lean wird näher auf das Value Stream Mapping eingegangen.





Mit ISO werden die Prozesse und die Prozessorganisation erstellt. ISO stellt keine Tools zur systematischen Messung von Prozessen zur Verfügung. Es ist von Vorteil eine Prozesslandschaft gemäss ISO zu definieren, bevor man Six Sigma einführt.

Mit Six Sigma werden die Prozesse gemessen und optimiert. Das Potential zur Prozessoptimierung bleibt über die Jahre konstant, da sich z.B. Produktionsprozesse oder Technologien während dieser Zeit auch weiter entwickeln. Somit können Prozesse dauernd verbessert werden.

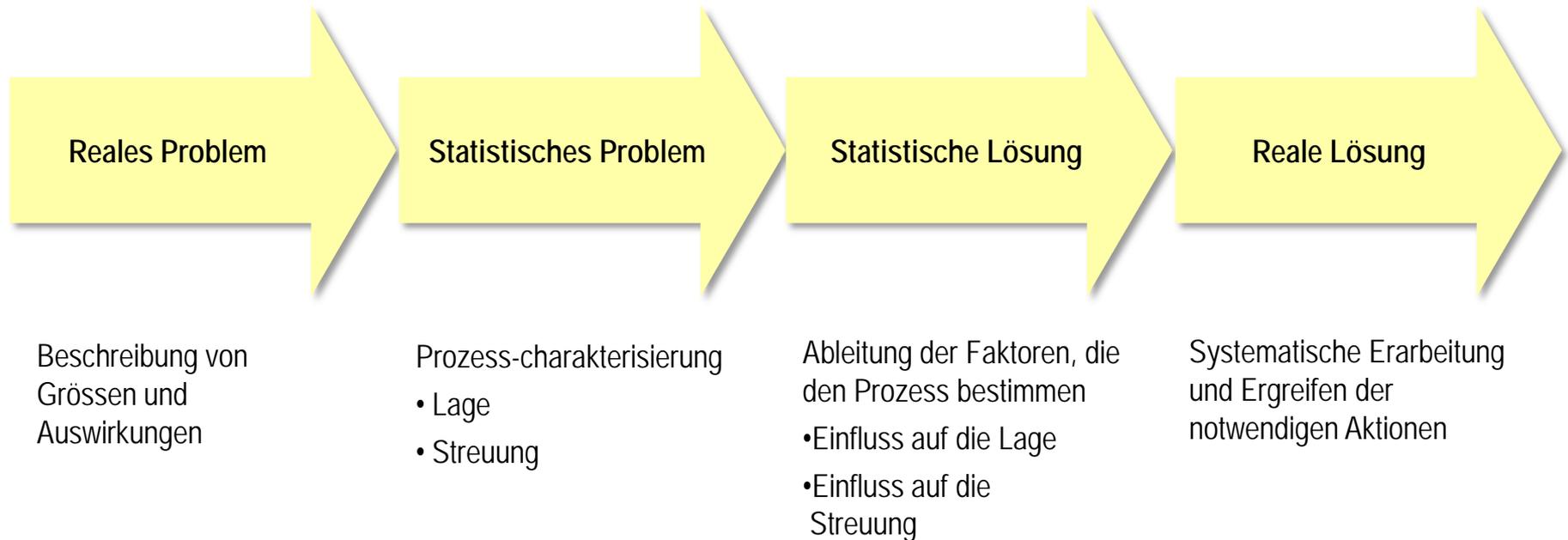


komplementär





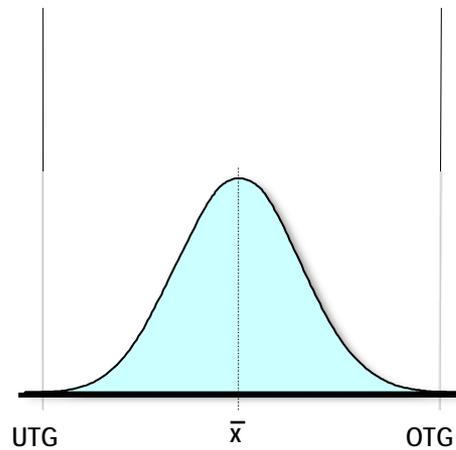
Six Sigma hat viel mit Statistik zu tun. Ein reales Problem wird in messbaren Größen erfasst und gelöst.



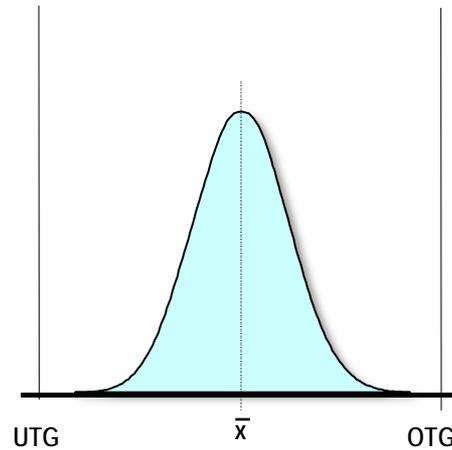


In aktuellen Industriebetrieben wird immer mehr ein Cp von 2.0 angestrebt. Ein sehr gutes Vorzeigebispiel ist Toyota.

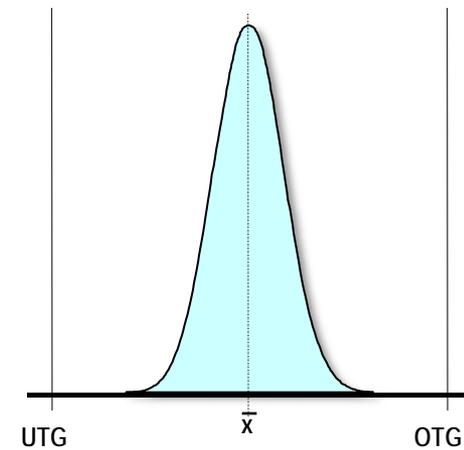
$$Cp = \frac{T}{6\sigma} = \frac{OTG - UTG}{6\sigma}$$



Cp = 1.33
0.27% Off-Spec



Cp = 1.66
0.006% Off-Spec



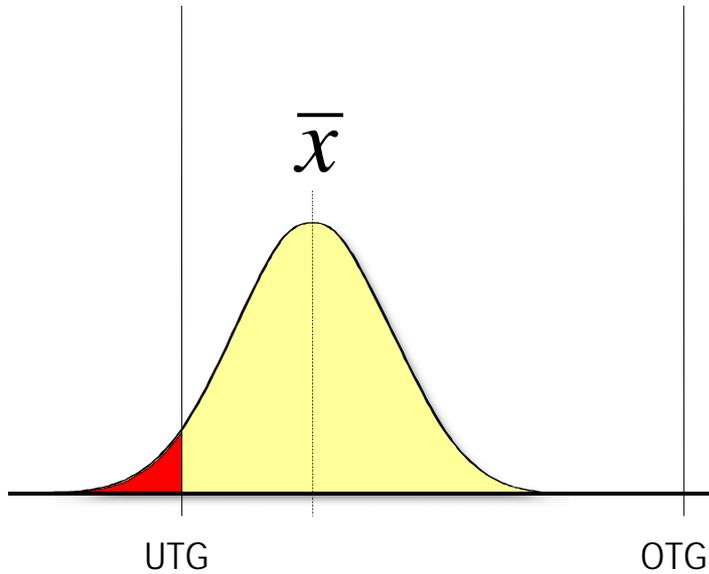
Cp = 2.00
0.00001% Off-Spec



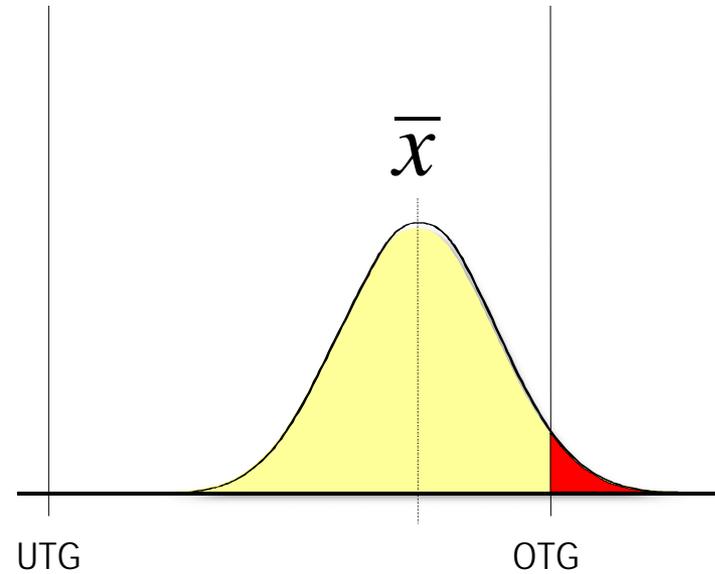
Die Mittelwertschwankung wird häufig nicht berücksichtigt.

$$Cpk = \min[Cpo; Cpu]$$

$$Cpu = \frac{\bar{x} - UTG}{3s}$$

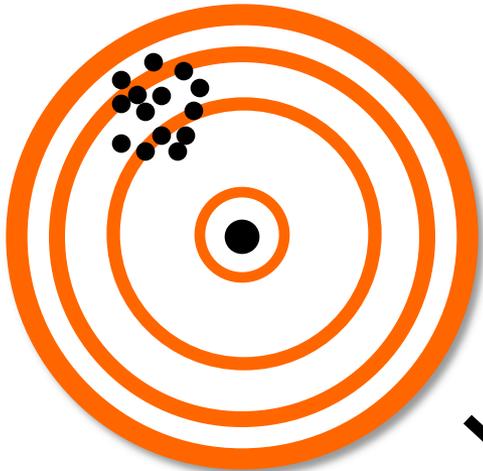


$$Cpo = \frac{OTG - \bar{x}}{3s}$$





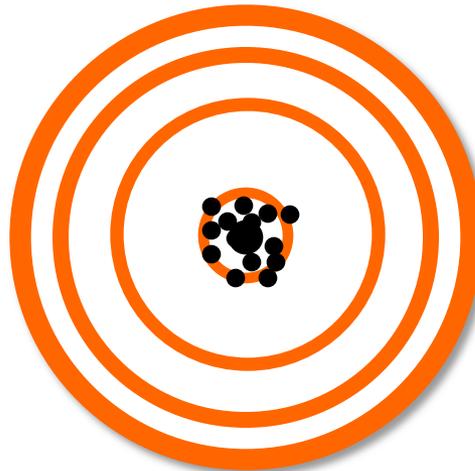
Es gibt 3 wichtige Prozesszustände.



Schlechte Zentrierung



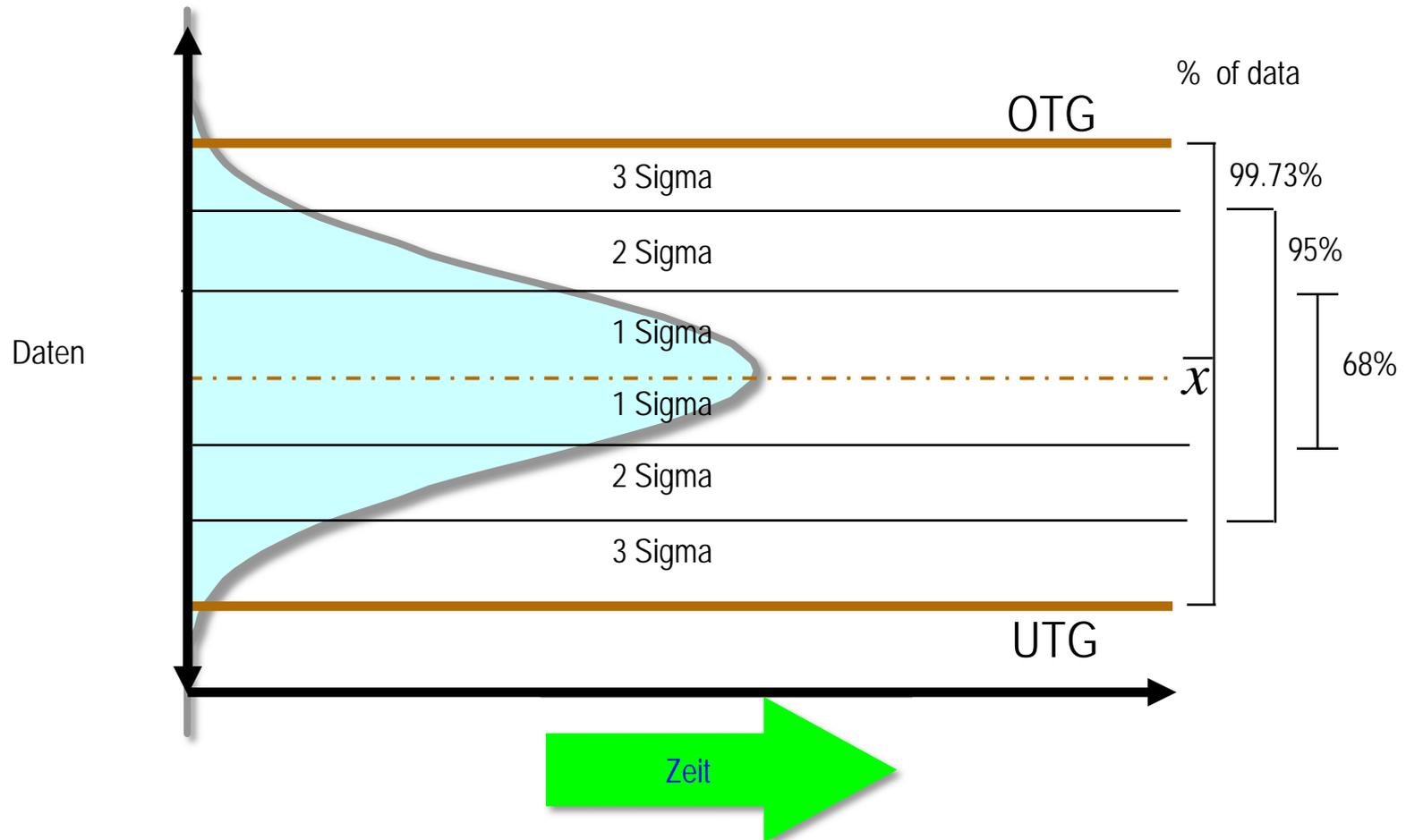
Grosse Streuung

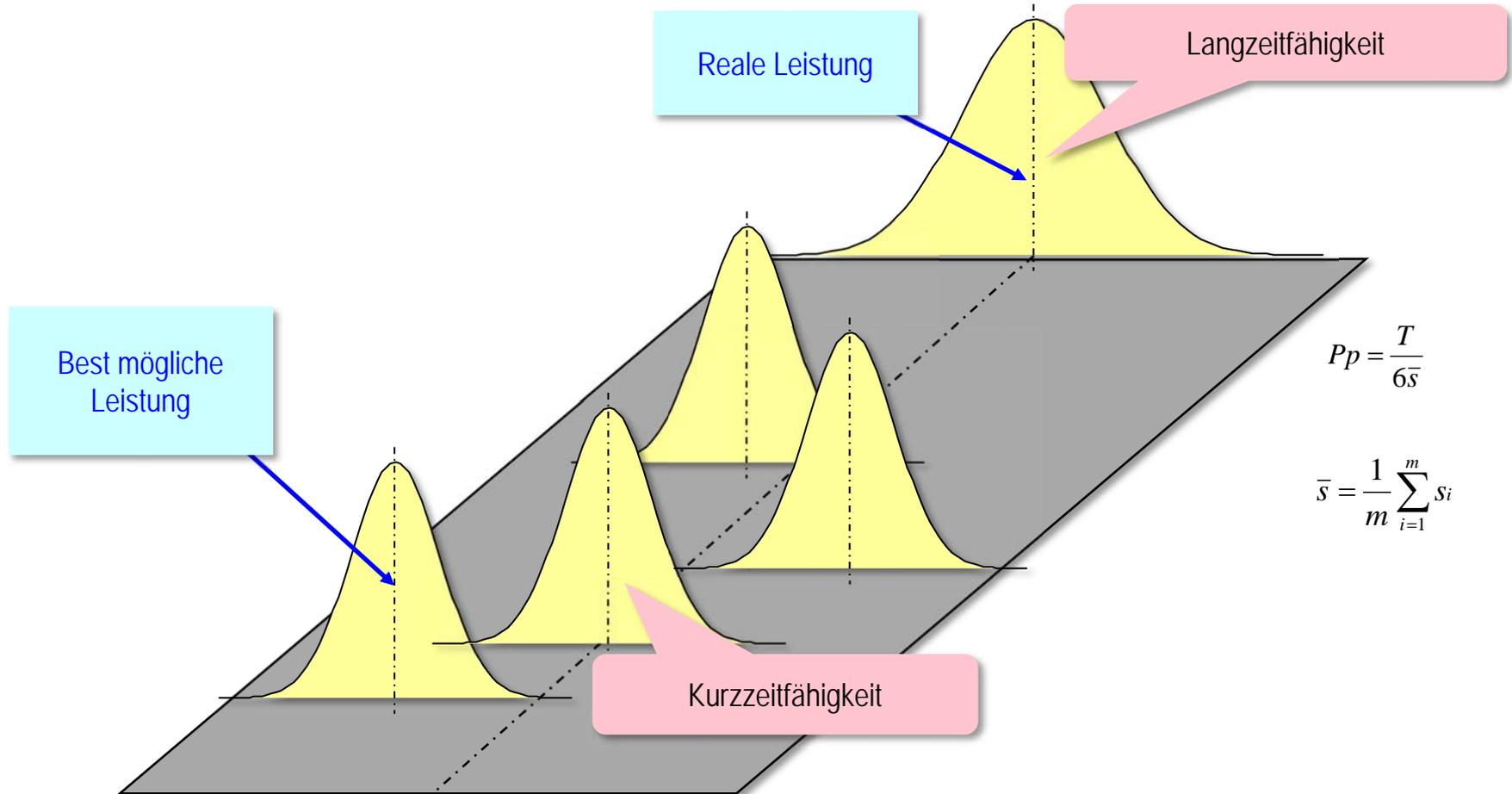


Optimaler Zustand



Beim SPC Prinzip wird der Zeitfaktor (History) zur Messung hinzugefügt.





Im Laufe der Zeit, verschiebt sich ein Prozess um ca. 1.5σ



Langzeit Drift 1.5σ

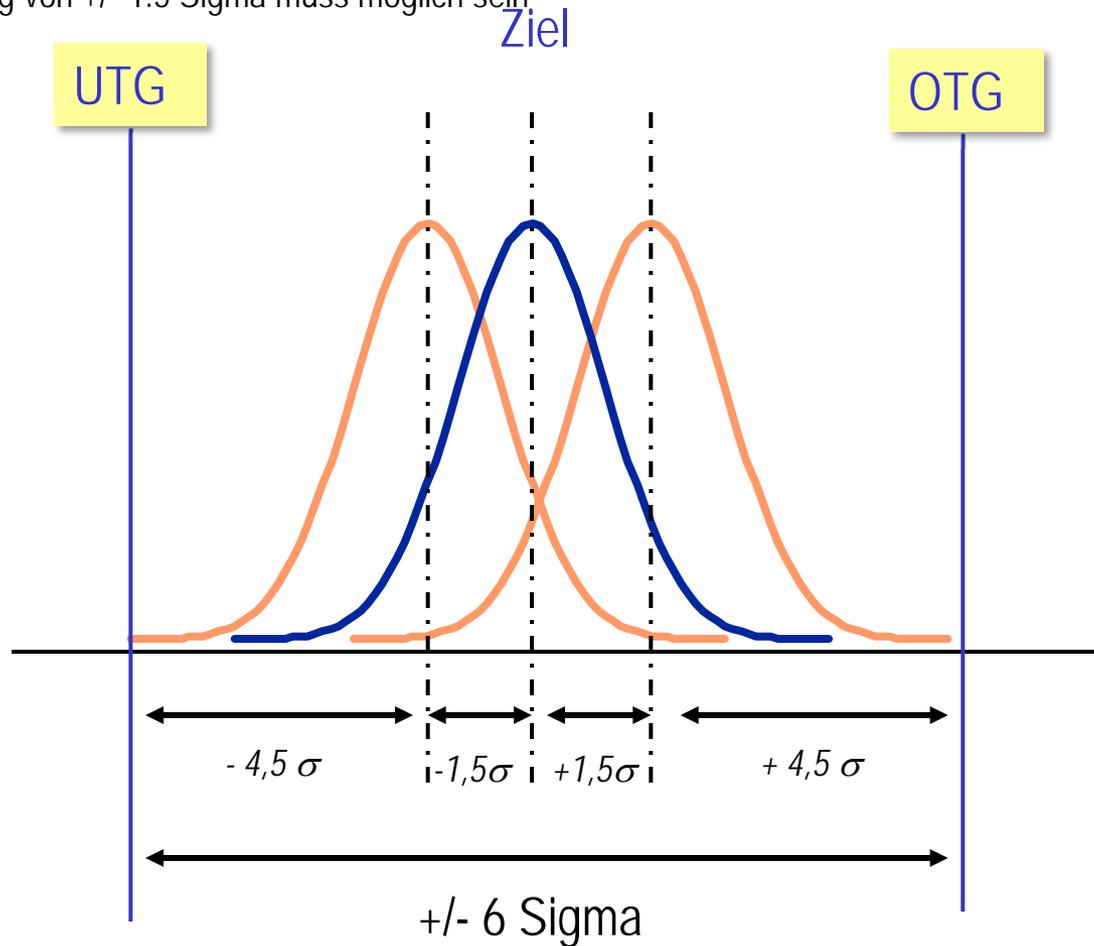
Experte

Profi

Novize

QS Uhrenkonstruktion

Eine Verlagerung von ± 1.5 Sigma muss möglich sein





QFD

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

QFD



Zuerst von Dr. Makabe der Tokyo Institut für Technologie behandelt, und dann durch Don Clausing von Xerox in die USA gebracht.

Japanische Definitionen für QFD sind:

Hinshitsu = Qualität, Eigenschaften, Attribute, oder Qualitäten

Kino = Funktion oder Mechanisierung

Tenkai = Einsatz, Diffusion, Entwicklung oder Evolution

Der Name Qualitäts-Funktions-Einsatz "steckt" in der Industrie fest.... Es hätte Eigenschafts Mechanisierungs Steuerung (Features Mechanisation Diffusion FMD) heissen können.



Kundenbedürfnisse

- Gewünschter Nutzen/Vorteil in Kundenworten ausgedrückt.
- Problem, welches der Kunde gelöst haben möchte
- Keine Lösung, keine physikalische Messung!
- Sollte wiedergeben, wie der Kunde das Produkt benützt (was es sie machen lässt), nicht wie es entwickelt ist.

Produkt Funktionsanforderungen

- Wie man feststellen kann, dass die Kundenbedürfnisse erfüllt sind
- Immer noch keine Lösung, aber könnte zur Lösung führen
- Oftmals in Verbindung mit einem Anwendertest (Spezifikationen)

Produkt Design Spezifikationen

- Physische Produktcharakteristiken, Eigenschaften oder Fähigkeiten, die ermöglichen die funktionelle Produkthanforderungen zu erreichen.

Prozessspezifikationen

- Wahl von Rohmaterial und Einstellung der Prozessgrößen, welche es ermöglichen die Funktionsanforderungen des Produktes zu decken.



Im ersten Haus werden die Kundenanforderungen mit Produktmerkmalen ergänzt. Für die Wertung der Beziehungs-matrix wird eine Punktvergabe mit

- 3 schwach
- 6 mittel
- 9 stark

verwendet

A: Kundenanforderungen & Benefits

Strukturierte Liste der Kundenbedürfnisse und -anforderungen, gewöhnlich durch Marktforschung entwickelt.

B: Kundenplanungs-Matrix

Marktdaten, die durch den Organisationen und Produkten von Konkurrenten auf die Wichtigkeit der Kundenbedürfnisse und -anforderungen hinweisen.

C: Technische Antwort

Strukturierte Liste der Kundenbedürfnisse und -anforderungen, gewöhnlich durch Marktforschung entwickelt.

Kundenanforderung CTQ	Produktmerkmale							Wertung Kunde	Wertung eigene Firma
	Durchmesser	Höhe	Gewicht	Geräuschpegel (db)	Preis	Anzahl Teile	Wirkungsgrad		
Hohe Lebensdauer				9	9		3	5	5
Geräuscharm				9			3	3	3
Kleine Dimensionen	9	9			6		6	3	3
Schmierstoffarm					6		6	4	4
Leicht	9	9	9			6	3	3	4
Einfache Wartung						6	3	4	4
Lange Wartungsintervalle						6	6	3	3
Übersetzungsverhältnis						3	3	5	5



Im zweiten Haus werden die Produktmerkmalen mit den Merkmalen der einzelnen Komponenten ergänzt.

D: Verknüpfungsmatrix

Team Beurteilung über die Verbindung zwischen den technischen Antworten und jedes Kundenbedürfniss und jeder Anforderung

E: Technischer Zusammenhang

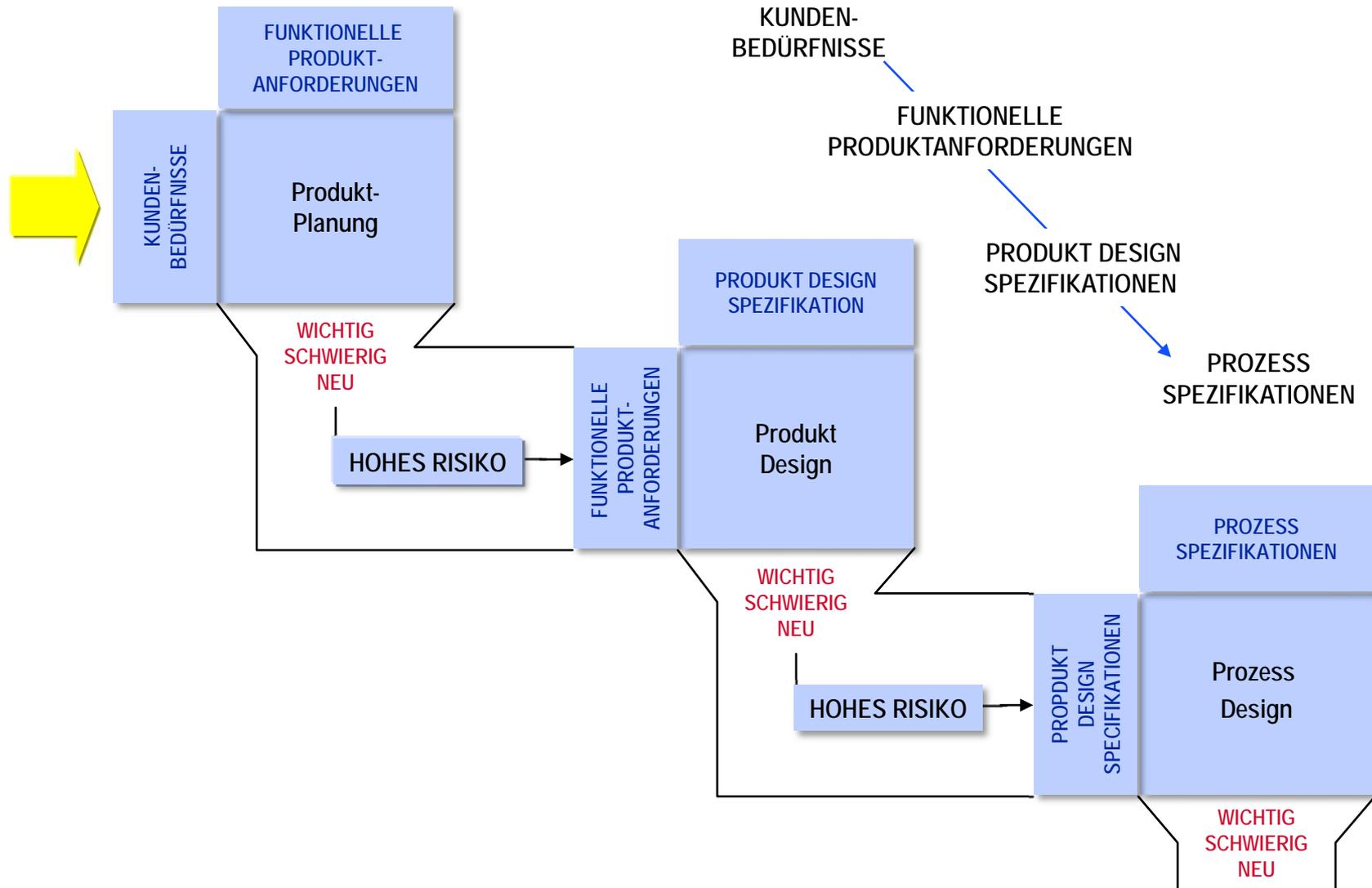
Einschätzung der Beziehung zwischen den verschiedenen Komponenten der technischen Antwort, C. (Wo wir die Bezeichnung Qualitäts-Haus erhalten).

Merkmale Komponenten										
Produktmerkmale	Merkmale Komponenten								Wertung Kunde	Wertung eigene Firma
	Material	Oberflächenhärte	Oberflächenbeschichtung	Oberflächenfeinheit RZ	Zahnprofil	Inneform Räder	Rundlauf	Toleranzen		
Durchmesser					6	6			5	5
Höhe					6				3	3
Gewicht	9					9			3	3
Geräuschpegel db		D	6	9	6		9		4	4
Preis			3	6			3	9	3	4
Anzahl Teile								6	4	4
Wirkungsgrad		6	6	6	9		6		3	3

F

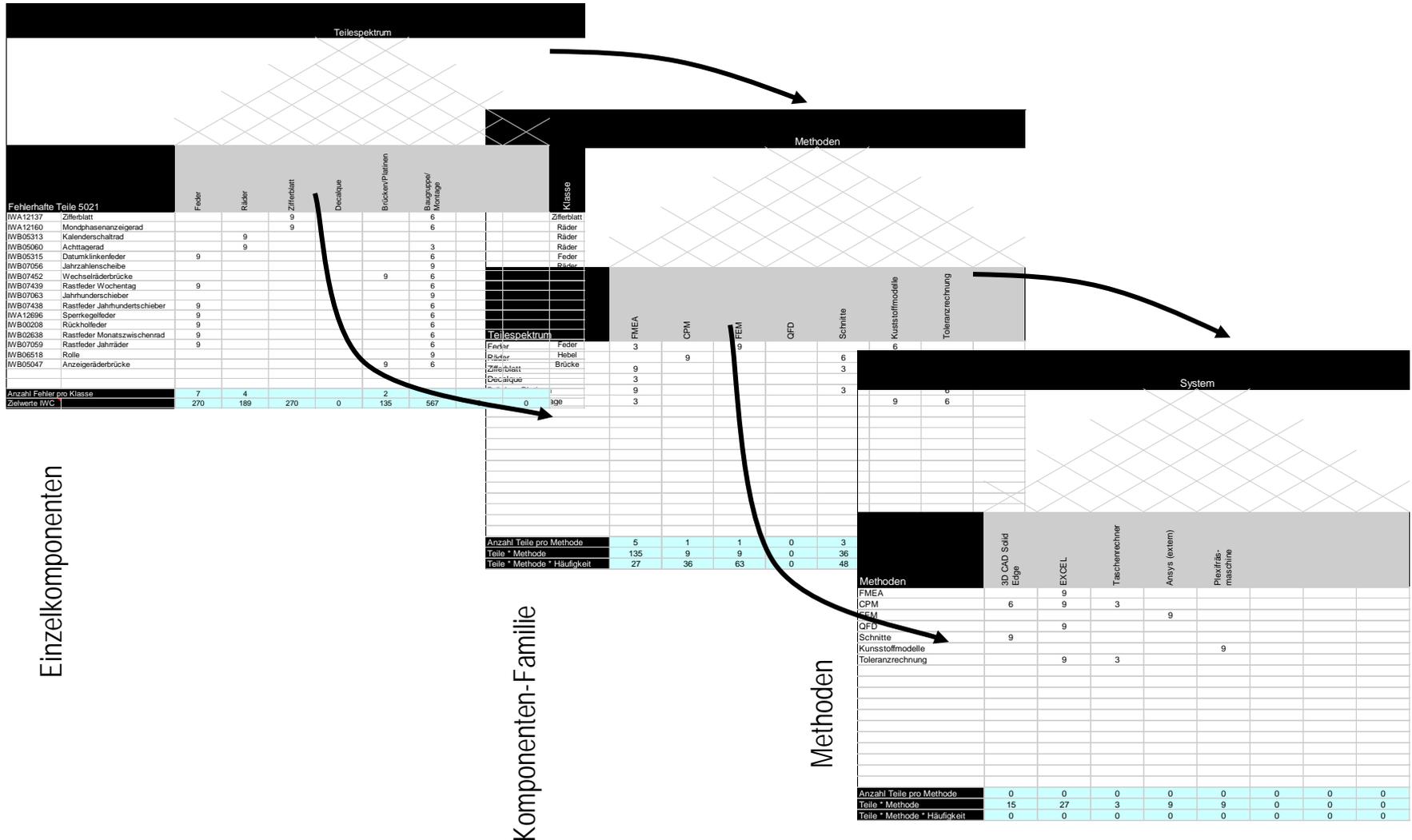
F: Technische Matrix

Haltet die Rangordnung der B und D Verbindung und den technischen Leistungszielen.





QFD über mehrte Stufen zum Ziel





Versuchsplanung



Der Produktlebenszyklus wird dauernd kürzer. Dies bedingt kürzere Entwicklungszeiten. Bei den immer komplexer aufgebauten Produkten hat dies zur Folge, dass nur durch eine systematische Produkt- und Prozessentwicklung, die alle beeinflussenden Parameter/Faktoren frühzeitig ermittelt und beachtet, sowohl der Termin- und Kostenrahmen eingehalten, als auch das angestrebte Qualitätsniveau erreicht werden kann. Die Methode des Design of Experiments basiert auf den Arbeiten des Engländers Ronald Aylmer Fisher, der die Methode bei landwirtschaftlichen Experimenten anwendete. E. P. Box und K. B. Wilson entwickelten die Methode zur Lösung von Optimierungsproblemen weiter, was zur industriellen Anwendung von DoE führte.

Das Ziel der Methode Design of Experiments (DoE, Statistische Versuchsplanung) ist es, die benötigten Informationen über diese Parameter mit minimalem Aufwand zu beschaffen, statistisch abzusichern und die Parameter auf optimale Werte einzustellen.

Als Parameter werden beim DoE diejenigen Variablen bezeichnet, die Einfluss auf interessierende Qualitätsmerkmale haben. Sie können quantitativer (z.B. Temperatur eines Lötbades) oder qualitativer (z.B. unterschiedliche Materialchargen) Art sein.



Für das Design von Produkten und Prozessen sind die drei Schritte Systementwicklung (Primärdesign), Parameteroptimierung (Sekundärdesign) und Festlegung von Toleranzen (Tertiärdesign) zu durchlaufen.

Im Primärdesign wird ein Prototyp entwickelt, der die Ausgangsstufen für die produktspezifischen Faktoren festlegt. Als Stufe wird dabei der Wert eines Faktors (Parameters) bezeichnet.

Im Sekundärdesign werden die Optimalwerte für die einzelnen Parameter bestimmt und Wechselwirkungen zwischen ihnen untersucht. Durch geeignete Parameterkombinationen sollten weiterhin Störgrößen in ihrer Wirkung soweit abgeschwächt werden, dass das System auch unter unterschiedlichen Einsatzbedingungen funktionell bleibt und trotzdem der Kostenrahmen nicht gesprengt wird.

Im Tertiärdesign werden Toleranzen um die aus dem Sekundärdesign erhaltenen Optimalwerte gelegt. Die Toleranzgrenzen werden auch durch Kostenbetrachtungen beeinflusst: Zu enge Toleranzen führen zu hohen Fertigungskosten, zu weite Toleranzen vermindern die Funktionstüchtigkeit des Systems. Das Tertiärdesign ist also im wesentlichen ein Optimierungsproblem.

Die Verfahren des DoE sind im Sekundär- und Tertiärdesign einsetzbar



Problemdefinition

Hier wird das Optimierungskriterium festgelegt und - soweit möglich - durch eine messbare Grösse definiert. Ferner sind die Randbedingungen des Projekts anzugeben (z.B. Parameter, die nur in gewissen Grenzen variiert werden können).

Problemanalyse

Das Ziel der Problemanalyse ist, alle für das Problem massgeblichen Einflussgrössen zu bestimmen. Diese Phase ist besonders wichtig, da die Nichtbeachtung eines wichtigen Parameters dazu führen kann, dass kein Optimum gefunden wird. Die Problemanalyse kann z.B. mit den Methoden (Ishikawa-Diagramme, FMEA etc.) durchgeführt werden.

Parameterreduzierung (Homing-In)

Unter den in der vorhergehenden Phase ermittelten Einflussgrößen müssen die mit dem grössten Einfluss auf das Problem ermittelt werden, da eine Berücksichtigung aller Faktoren aus Kosten- und Zeitgründen (hoher Versuchsaufwand) oft nicht möglich ist.

Versuchsplanung und -durchführung

In dieser Phase werden Versuchsreihen nach aufgestellten Versuchsplänen ausgeführt. Die Versuchspläne sollen die Quantifizierung des Einflusses der einzelnen Faktoren und deren Wechselwirkungen ermöglichen.



Sechs Phasen (5-6)

Experte

Profi

Novize

DoE Uhrenkonstruktion

Versuchsauswertung

In dieser Phase werden die Effekte der Faktoren und Wechselwirkungen auf die Zielgrößen rechnerisch ermittelt und graphisch dargestellt. Sind alle Faktoren und Zielgrößen quantitative Größen, so lässt sich oft ein mathematischer Zusammenhang ermitteln, der die zwischen diesen Größen bestehende Relation in gewissen Grenzen beschreiben kann. Mit Hilfe der Ergebnisse der Versuchsauswertungen können die Zielgrößen je nach Vorgabe (Optimierungsrichtung) eingestellt werden. Mit dem Einsatz von Software, wie Minitab, können die Zielgrößen mit dem Response Optimizer dynamisch optimiert werden.

Statistischer Nachweis

Abschliessend muss die Gültigkeit der für die einzelnen Faktoren festgelegten Einstellwerte statistisch abgesichert werden. Nachzuweisen ist, dass sich die Situation mit den geänderten Einstellungen tatsächlich verbessert hat.



Mit vollfaktoriellen Versuchsplänen können neben den Auswirkungen der einzelnen Einflussgrößen auch alle Wechselwirkungen zwischen den Faktoren untersucht und beurteilt werden. Sind k Faktoren vorhanden, die auf jeweils n Stufen variiert werden können, so sind dazu pro Versuchsreihe n^k Versuche durchzuführen. In der Praxis werden die qualitätsrelevanten Prozessfaktoren oft auf zwei Stufen variiert, einer unteren und einer oberen (im Versuchsplan symbolisiert durch $-$ bzw. $+$).

Für die Versuchsauswertung und Darstellung ergänzt man die Planmatrix des Versuchsplans um eine Matrix der unabhängigen Variablen und um eine Matrix der Zielgrößen, in die die Versuchsergebnisse einzutragen sind. Bei einem 2^3 -Versuchsplan gibt es 2^3-1 unabhängige Variablen: drei Haupteinflussgrößen, drei 2-Faktor-Wechselwirkungen und eine 3-Faktor-Wechsel-Wirkung.

Minitab - DOE_CAL8000_16.MPJ - [Worksheet 1 ***]

Datei Bearbeiten Daten Berechnen Statistik Grafik Editor Extras Fenster Hilfe Assistent

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	Gewicht	Zähnezahl		Aufzugsgeschwindigkeit
1	1	1	1	1	1.6	90		14.00
2	2	2	1	1	3.5	90		35.75
3	3	3	1	1	1.6	120		18.30
4	4	4	1	1	3.5	120		30.15

Faktoriellen Versuchsplan erstellen - Verfügbare Versuchspläne an

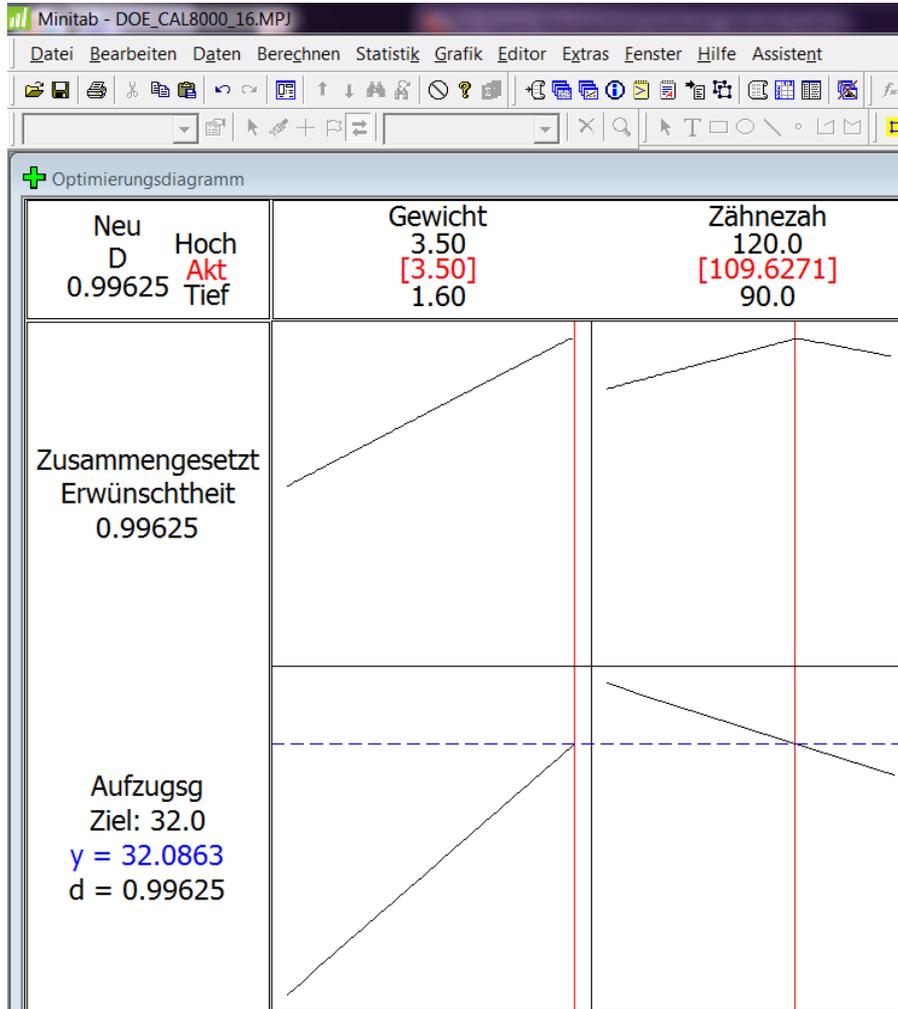
Verfügbare faktorielle Versuchspläne (mit Auflösung)

	Faktoren														
Durc	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
4	Voll	III													
8		Voll	IV	III	III	III									
16			Voll	V	IV	IV	IV	III							
32				Voll	VI	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	IV	
64					Voll	VII	V	IV							
128						Voll	VIII	VI	V	V	IV	IV	IV	IV	

Verfügbare Plackett-Burman-Versuchspläne mit Auflösung III

Faktoren	Durchläufe	Faktoren	Durchläufe	Faktoren	Durchläufe
2-7	12,20,24,28,...,48	20-23	24,28,32,36,...,48	36-39	40,44,48
8-11	12,20,24,28,...,48	24-27	28,32,36,40,44,48	40-43	44,48
12-15	20,24,28,36,...,48	28-31	32,36,40,44,48	44-47	48
16-19	20,24,28,32,...,48	32-35	36,40,44,48		

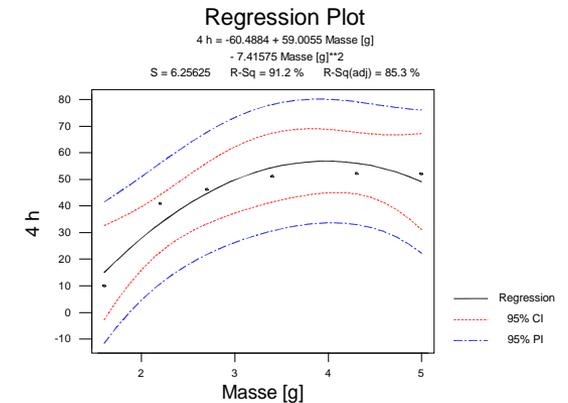
Hilfe OK

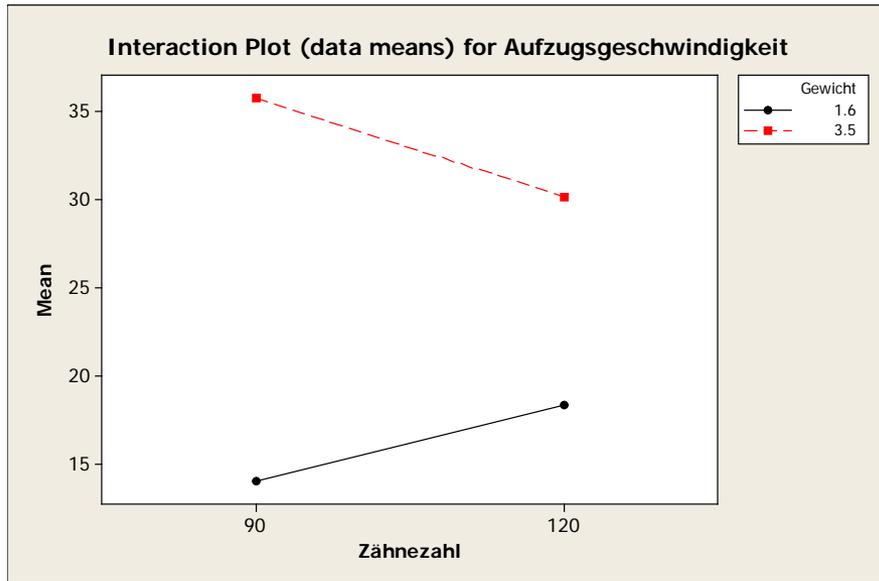


2 Parameter DoE

- Gewicht der Schwungmasse
- Verhältnis zwischen Federhaus und der Schwungmasse

Was ist das kalkulierte Optimum?





Es gibt eine Interaktion zwischen dem Verhältnis und der Schwungmasse.

Factorial Design

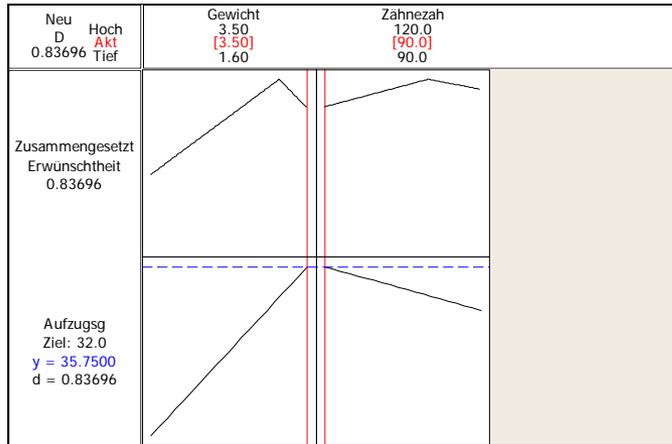
Full Factorial Design

Factors:	2	Base Design:	2; 4
Runs:	4	Replicates:	1
Blocks:	none	Center pts (total):	0

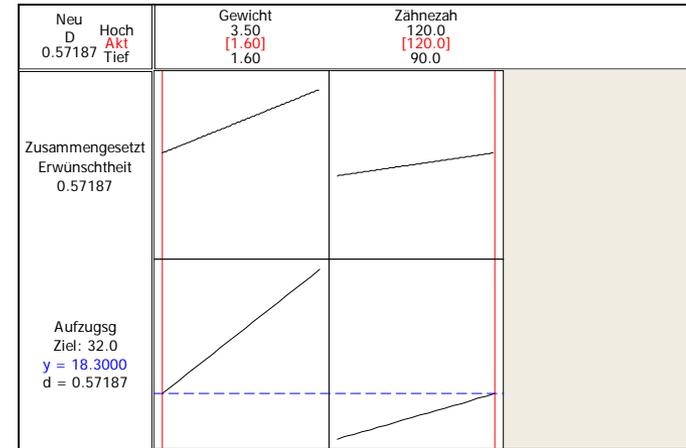
Minitab - DOE_CAL8000_16.MPJ - [Worksheet 1 ***]

File Bearbeiten Daten Berechnen Statistik Grafik Editor Extras Fenster Hilfe Assistent

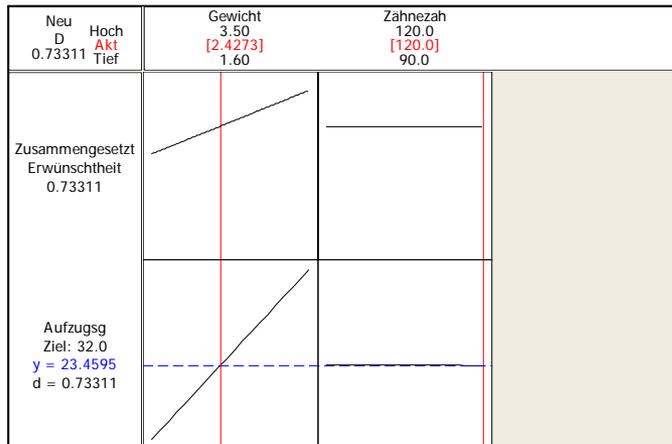
	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
	StdOrder	RunOrder	CenterPt	Blocks	Gewicht	Zähnezahl		Aufzugsgeschwindigkeit
1	1	1	1	1	1.6	90		14.00
2	2	2	1	1	3.5	90		35.75
3	3	3	1	1	1.6	120		18.30
4	4	4	1	1	3.5	120		30.15



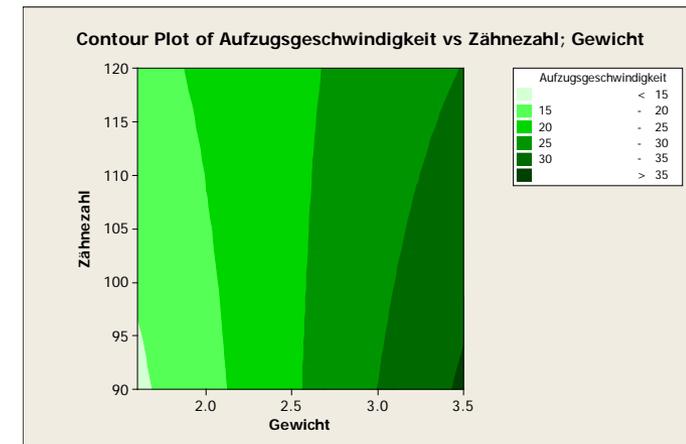
Optimum mit hohem Gewicht



Optimum mit wenig Gewicht



Mit 2.4g gibt es keine Einflüsse des Verhältnisses





StdOrder	RunOrder	A	B	AB
1	1	-	-	+
2	2	+	-	-
3	3	-	+	-
4	4	+	+	+

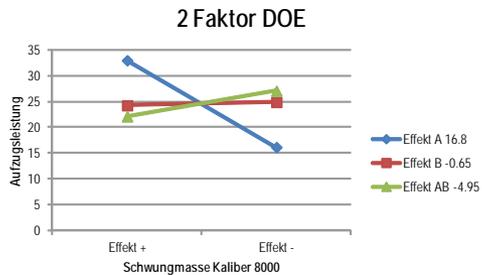
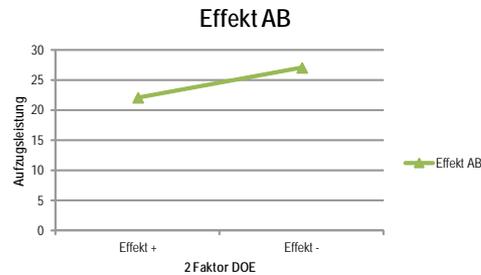
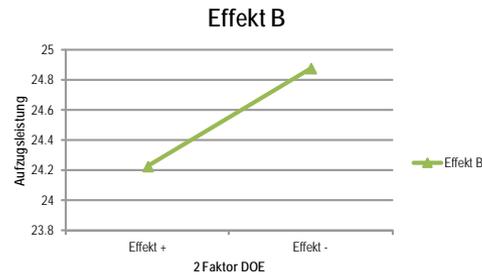
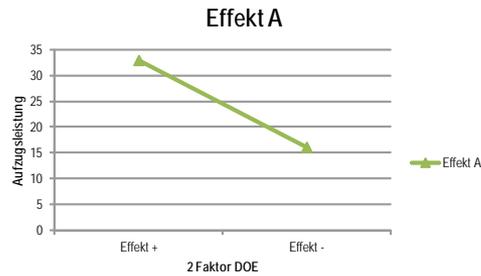
Faktor A -	Faktor A+
1.6	3.5
Faktor B -	Faktor B +
90	120

StdOrder	RunOrder	A	B	AB	Ausbeute
1	1	1.6	90	+	14
2	2	3.5	90	-	35.75
3	3	1.6	120	-	18.3
4	4	3.5	120	+	30.15

	Effekt +	Effekt -
Effekt A	16.8	32.95
Effekt B	-0.65	24.225
Effekt AB	-4.95	22.075

2 Faktoren DoE
Kal. 8000

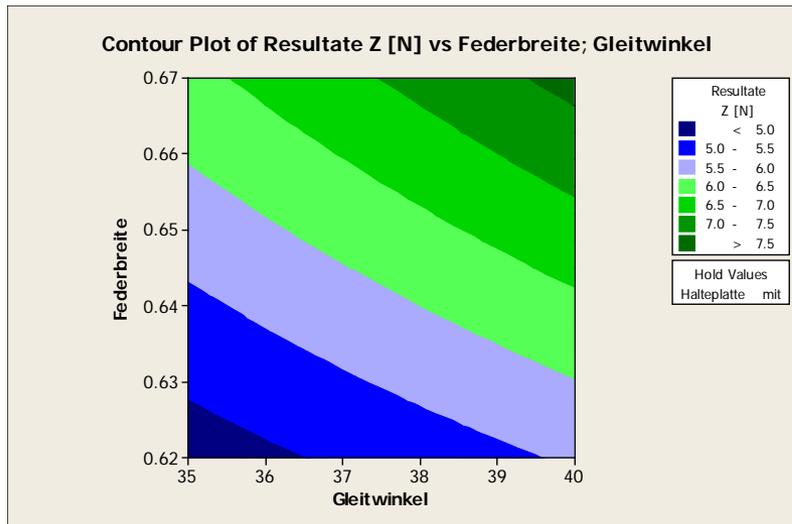
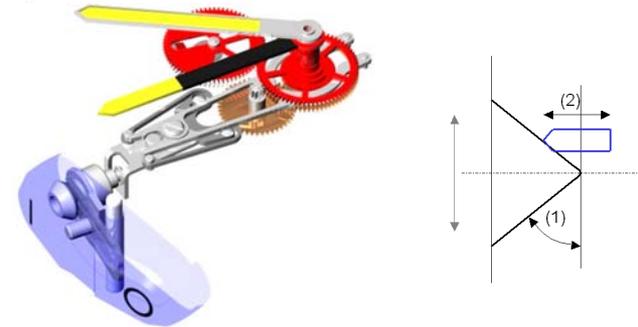
Excel hat keine
Optimierungstool der Effekte





Bei der Wippentaste am Gehäuse der Ref. 3723 sind 3 Faktoren für die Kraft massgebend. Über die Wippe wird ein synchron laufender Minutenzeiger gestoppt. (Rattrapant-Mechanismus)

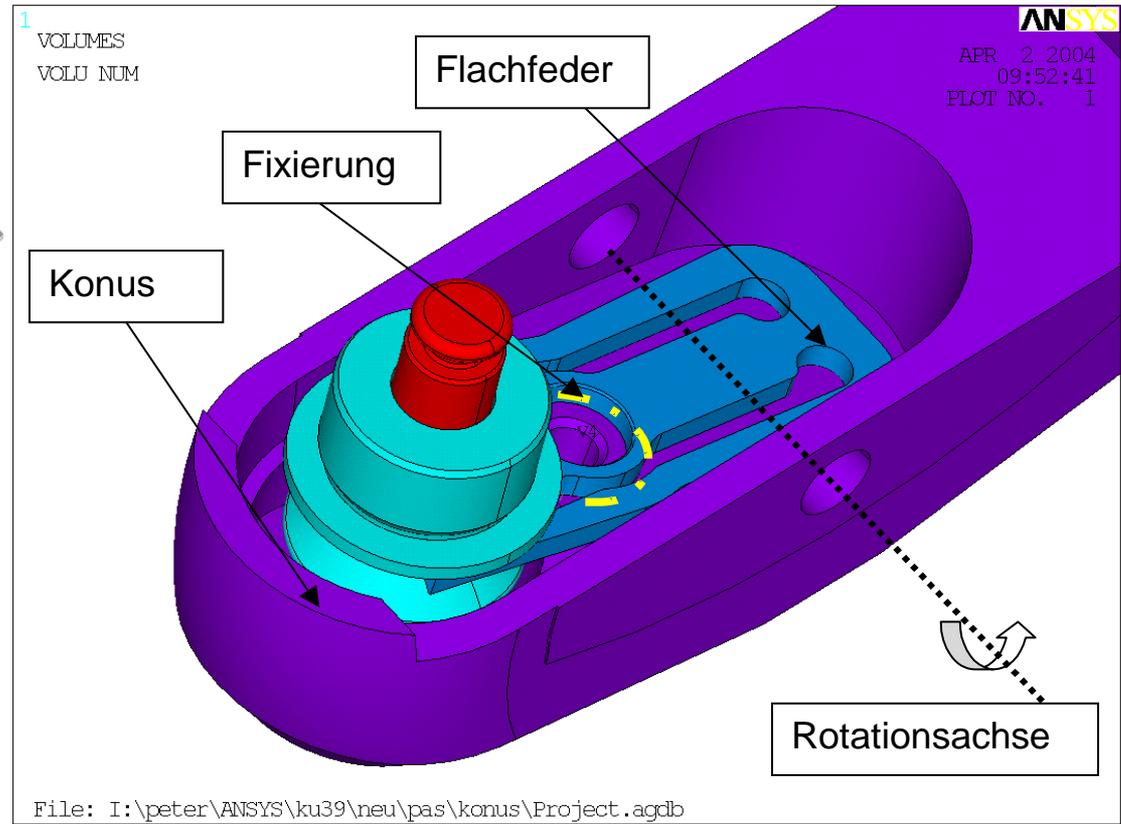
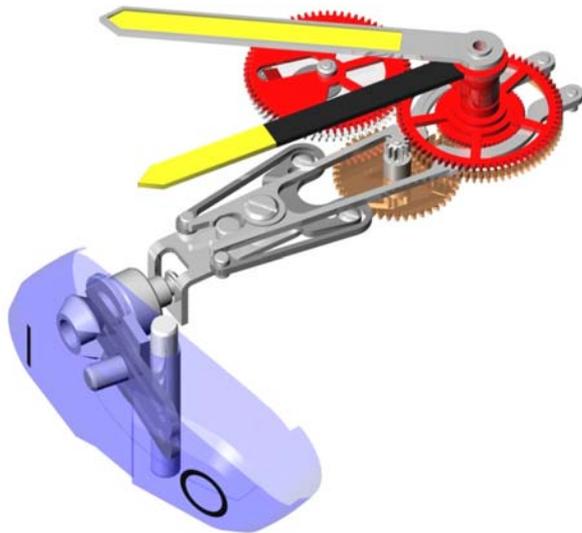
- Faktor 1: Winkel beim Lagerrohr
- Faktor 2: Federbreite
- Faktor 3: mit ohne Halteplatte

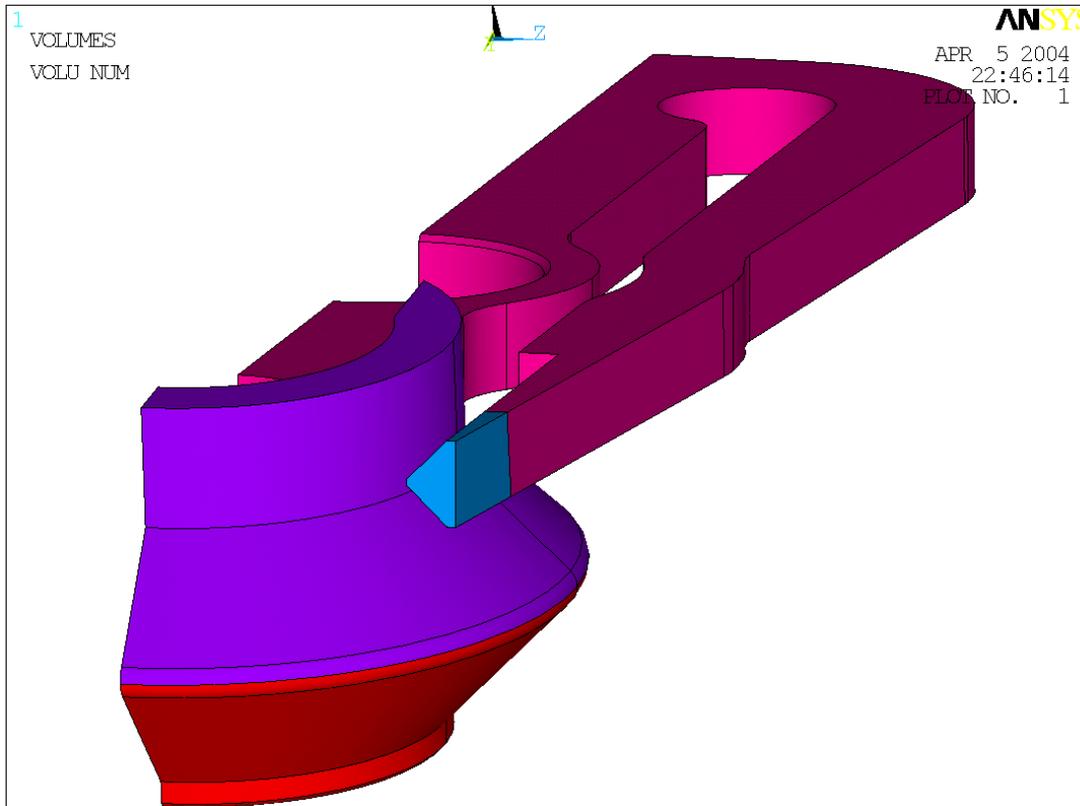


Optimal D	Hoch Akt Tief	Gleitwin 40.0 [35.6763] 35.0	Federbre 0.670 [0.670] 0.620	Haltepla mit ohne
0.91915				
Zusammengesetzt Erwünschtheit 0.91915				
Resultat Ziel: 7.0 y = 7.0 d = 1.0000				
Resultat Ziel: 7.0 y = 6.5345 d = 0.84483				



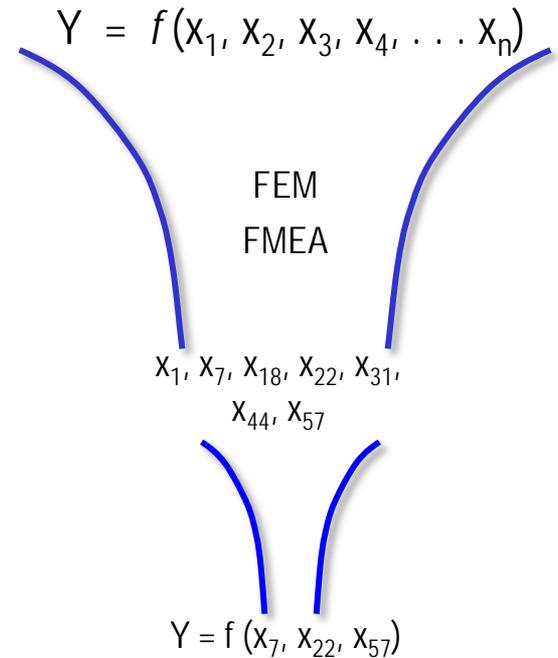
DOE Wippe Ref. 3723





Simulation der Deformation über mehrere Achsen

- Simulation der Lebensdauer
- Bestimmen der Kräfte zum Manipulieren der Wippe





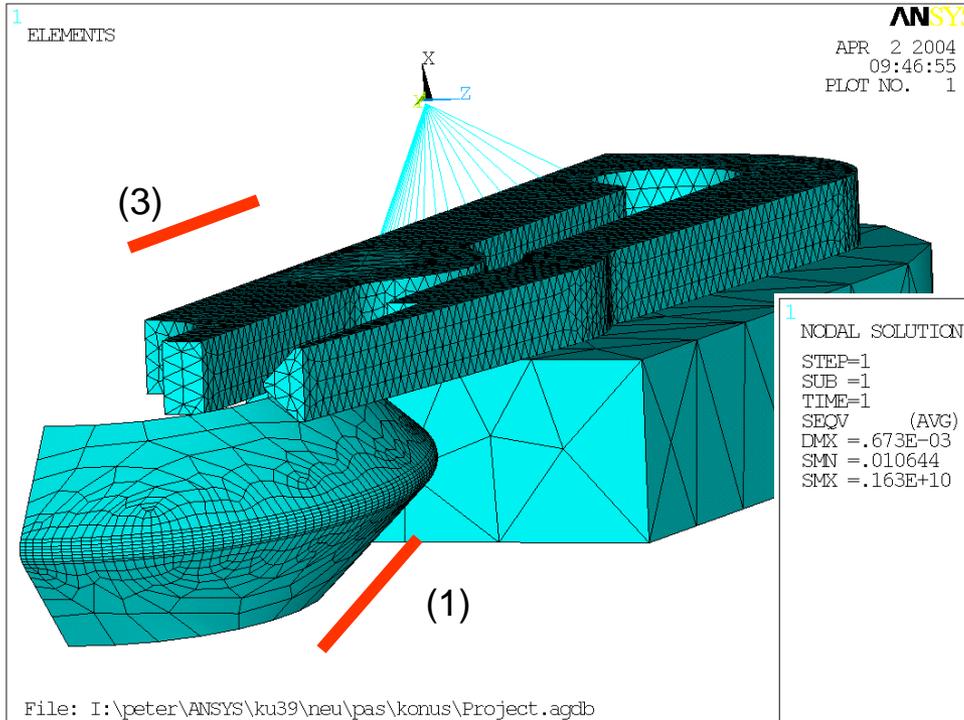
DOE 3 Faktoren (FEM Analyse)

Experte

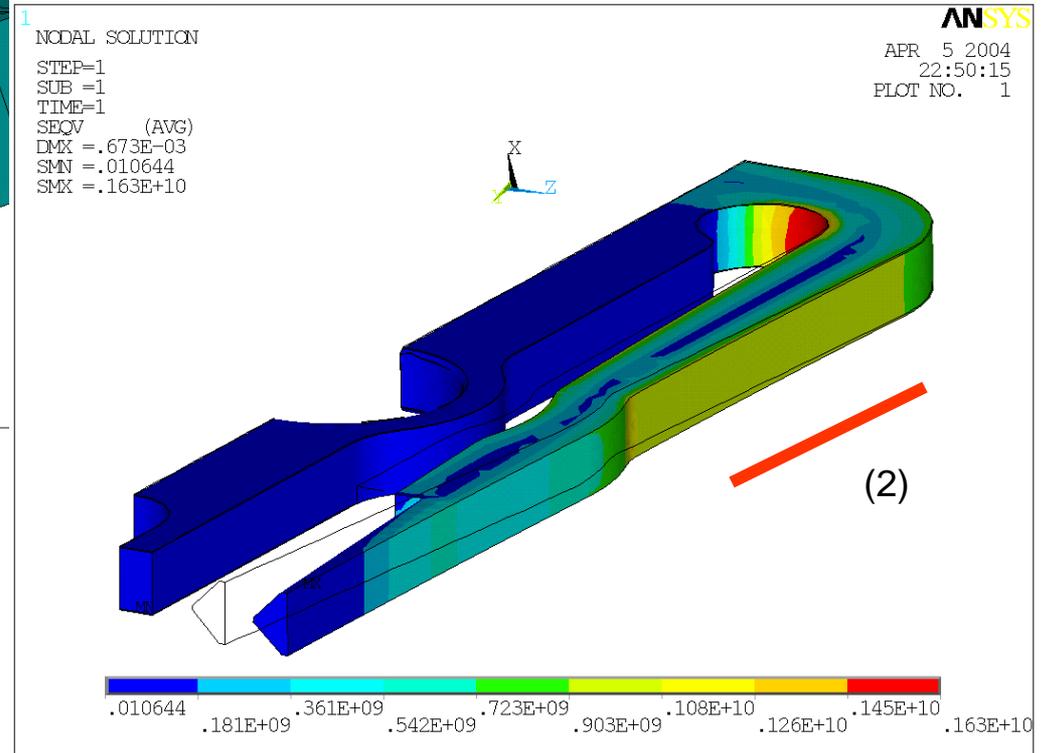
Profi

Novize

DoE Uhrenkonstruktion



1. Winkel der Buchse
2. Dicke der Feder
3. Halteplatte mit oder ohne

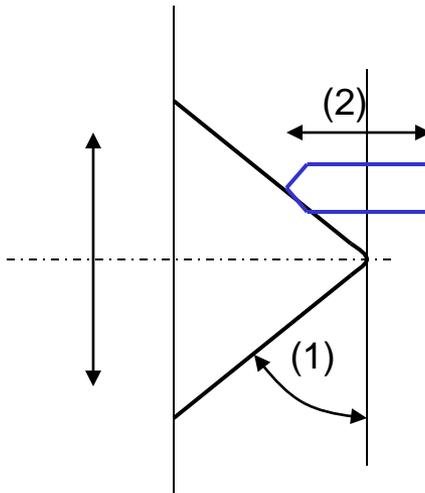




Versuchsplanung mit 3 Achsen

C5	C6	C7-T	C8	C9	C10
Winkel	Federbreite	Schraube		Resultate S [N]	Resultate Z [N]
40	0.62	ohne		6.28	4.62
45	0.62	ohne		9.85	6.31
40	0.67	ohne		8.42	5.71
45	0.67	ohne		11.11	8.04
40	0.62	mit		6.21	6.91
45	0.62	mit		10.04	8.40
40	0.67	mit		8.27	8.34
45	0.67	mit		11.33	8.87

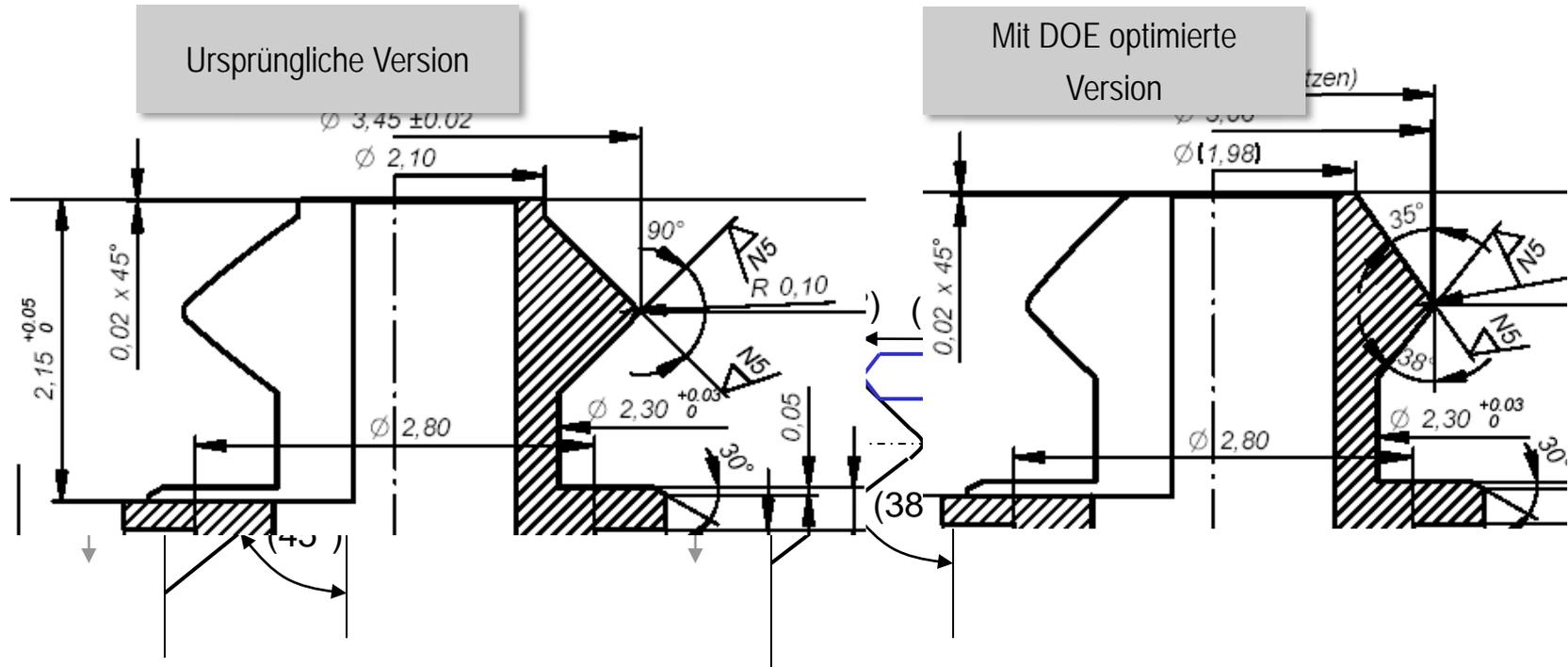
Jede Einstellung wird 10 mal gemessen. Mit der Standardabweichung geprüft, ob die Messresultate normalverteilt sind und schliesslich in der Software ausgewertet.



Version	1		2		3		4		5		6		7		8	
Feder	0.62		0.62		0.67		0.67		0.62		0.62		0.67		0.67	
Buchse	45°		45°		45°		45°		40°		40°		40°		40°	
Halteplatte	ohne		mit		ohne		mit		ohne		mit		ohne		mit	
	I	O	I	O	I	O	I	O	I	O	I	O	I	O	I	O
2954225	9.87	5.40	9.90	5.67	11.19	7.66	11.98	7.97	6.78	4.06	6.26	6.82	9.13	5.81	8.53	8.53
	9.35	5.63	9.52	5.26	11.24	7.51	11.63	7.70	6.77	4.41	6.08	6.72	9.34	5.13	9.16	8.82
	10.62	6.50	10.21	5.41	11.12	7.78	12.08	7.51	6.77	4.39	6.09	6.93	9.08	5.96	8.82	8.76
	10.96	6.22	9.39	5.59	11.36	8.10	11.39	7.83	6.51	3.99	6.1	7.27	8.73	5.39	9.08	8.51
	10.63	6.14	9.46	5.66	11.89	7.64	11.63	7.69	6.76	4.08	6.14	6.88	9.08	5.57	9.05	8.39
	9.96	6.65	9.98	5.74	11.82	7.46	11.27	8.08	6.77	3.87	6.53	6.68	9.23	5.78	9.30	9.17
	10.34	6.47	9.97	5.53	11.67	7.56	12.13	7.68	6.57	4.04	6.21	6.70	9.12	5.93	9.16	8.42
	10.16	6.14	9.67	5.61	11.37	7.31	11.17	7.69	7.11	3.94	6.18	6.75	9.08	5.84	9.20	8.73
	10.53	6.49	9.16	5.60	11.63	7.74	12.02	8.10	6.81	4.05	6.22	6.68	9.09	5.32	8.98	8.35
	10.20	6.62	9.46	5.85	11.37	7.76	11.85	7.84	6.73	3.92	6.41	7.29	9.05	5.52	8.86	8.93
Mittelwert:	10.26	6.23	9.67	5.59	11.47	7.65	11.72	7.81	6.76	4.08	6.22	6.87	9.09	5.63	9.01	8.661
2954237	8.57	6.25	10.55	11.66	10.48	8.53	10.73	11.64	5.42	5.02	6.03	6.93	7.78	5.36	7.77	7.96
	8.93	6.81	10.97	11.57	10.91	8.52	11.26	12.16	5.83	5.61	6.14	7.14	8.25	5.46	7.70	8.09
	8.97	6.37	10.67	11.46	10.90	8.62	11.49	11.84	5.49	5.08	6.43	6.76	7.49	5.46	7.48	8.37
	9.52	6.36	9.91	10.94	10.95	8.43	11.53	12.24	5.76	5.58	6.12	6.91	7.52	5.99	7.37	8.20
	9.30	6.10	10.88	11.42	10.93	8.64	10.31	11.71	5.62	4.95	6.11	7.08	7.49	5.83	7.49	8.07
	9.80	6.01	10.60	10.13	10.38	8.00	10.75	12.20	5.69	5.24	6.24	6.81	7.46	5.82	7.33	7.66
	9.69	6.12	10.31	10.75	11.10	8.17	11.24	11.97	6.11	4.75	6.03	7.07	8.18	6.02	7.3	8.26
	9.98	6.62	10.17	11.68	10.57	8.24	10.28	11.65	5.94	5.07	6.30	6.86	7.88	6.13	7.52	7.55
	9.85	6.84	9.94	11.31	10.70	8.87	11.20	11.91	6.05	5.13	6.43	7.07	7.80	5.77	7.73	8.23
	9.86	6.54	10.03	11.22	10.66	8.24	10.60	11.99	6.09	5.23	6.16	6.84	7.66	6.03	7.58	7.71
Mittelwert:	9.45	6.40	10.40	11.21	10.76	8.43	10.94	11.93	5.80	5.17	6.20	6.95	7.75	5.79	7.53	8.01
Mittelwert																
2954225/295423	9.85	6.31	10.04	8.40	11.11	8.04	11.33	9.87	6.28	4.62	6.21	6.91	8.42	5.71	8.27	8.34

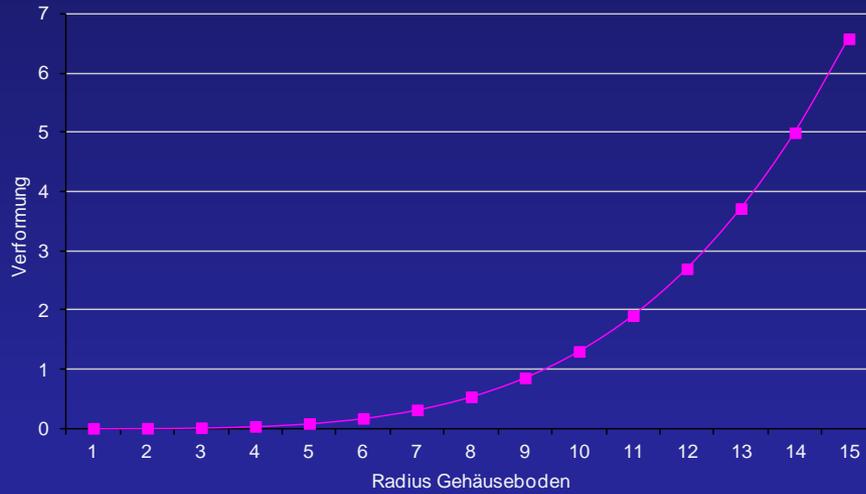


Optimierung Ref.3723



Wir haben die Wippe auf 8.5N über einen asymmetrischen Winkel optimiert, beim Ziehen und Drücken ist somit die gleiche Kraft vorhanden.

Gehäuse Boden Verformung

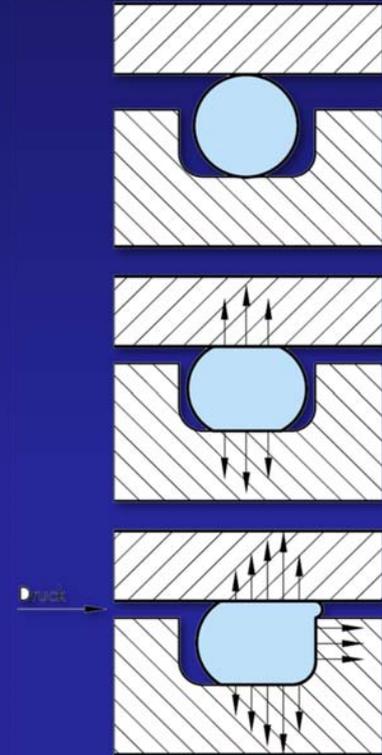


$$D = \frac{E \cdot e^3}{12(1 - \mu^2)}$$

$$f_{\max \text{ Boden}} = \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D}$$

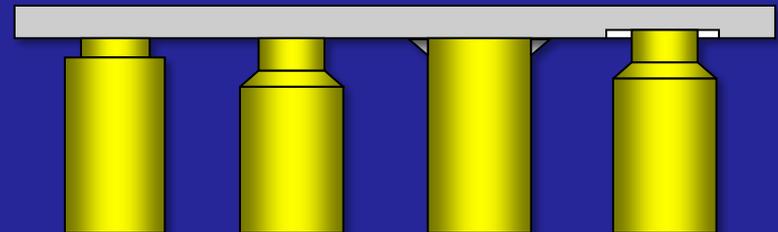
■ $f_{\max \text{ Boden}}$

$$F = \frac{5000 \cdot G \cdot 9.81}{1000 \cdot n}$$



Gehäusekonstruktion

O-Ring Verpressung						
	(mm)	Tol min (mm)	Tol max (mm)	Nominal (mm)	Mitteltoleranz +/-	min max
d1	2.6000	0.0000	0.0000	2.6000	0.0000	2.6000 2.6000
d2	0.7000	-0.0300	0.0300	0.7000	0.0300	0.6700 0.7300
A	3.9800	-0.0100	0.0100	3.9800	0.0100	3.9700 3.9900
B	2.8300	-0.0100	0.0050	2.8275	0.0075	2.8200 2.8350
Verpressung	0.6891 mm					
Prozent	16.5606 %					
Verpressung min	0.7211 mm					
Verpressung max	0.6576 mm					
Prozent min	21.3032 %					
Prozent max	11.0334 %					
Nuttlänge	0.8400 mm					





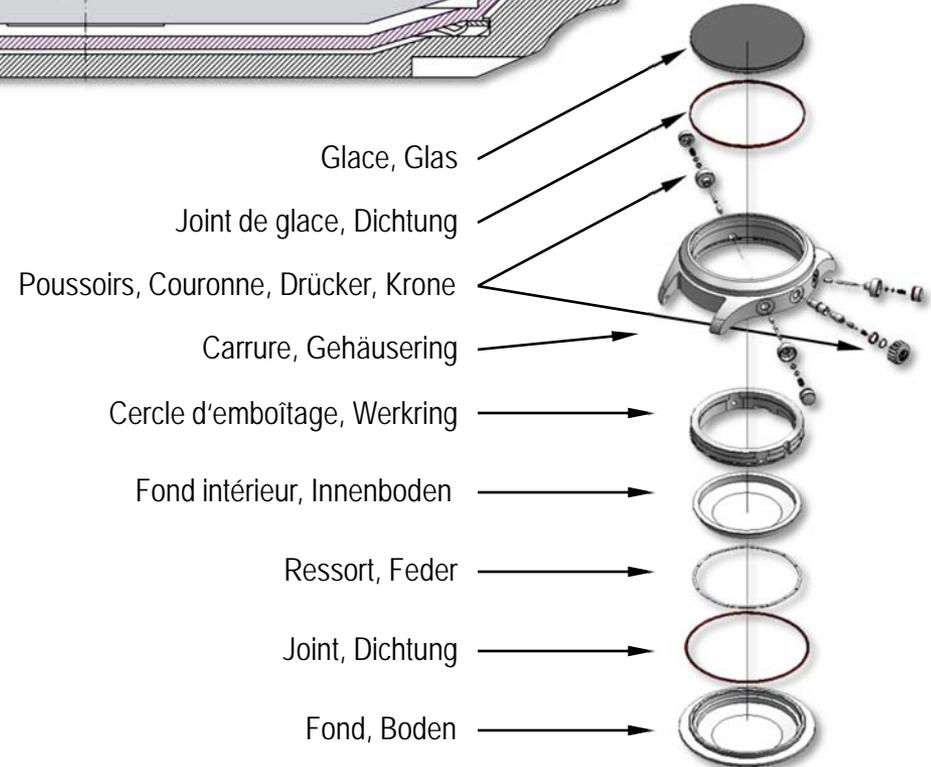
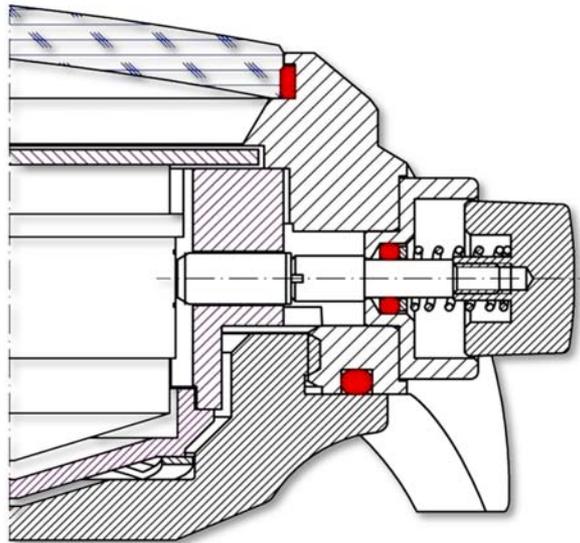
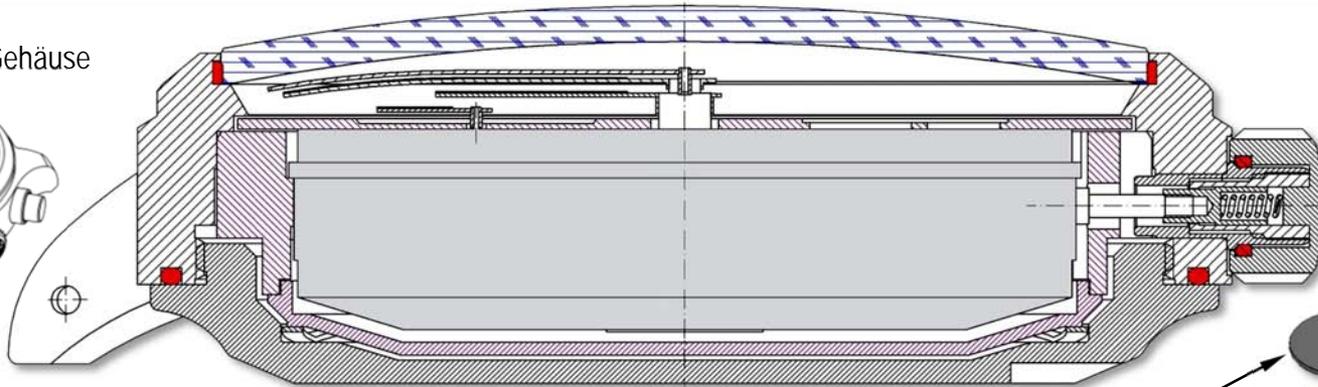
Benennung



Benennung Gehäuse

Benennung Uhrenkonstruktion

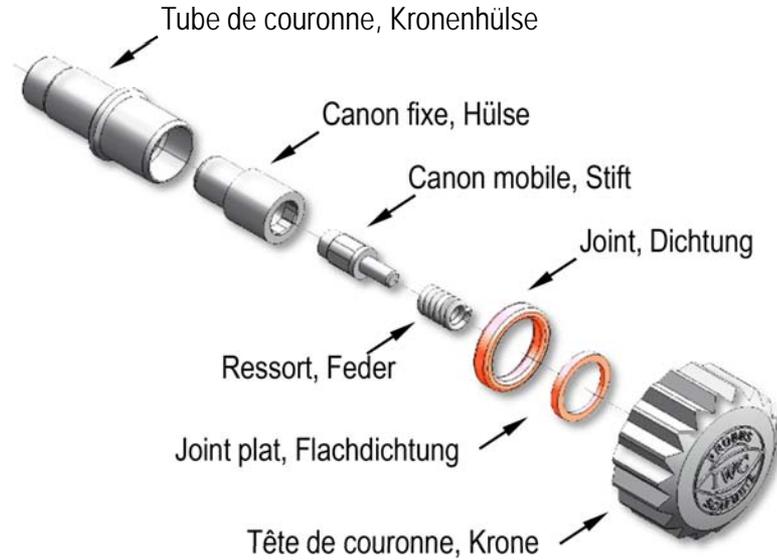
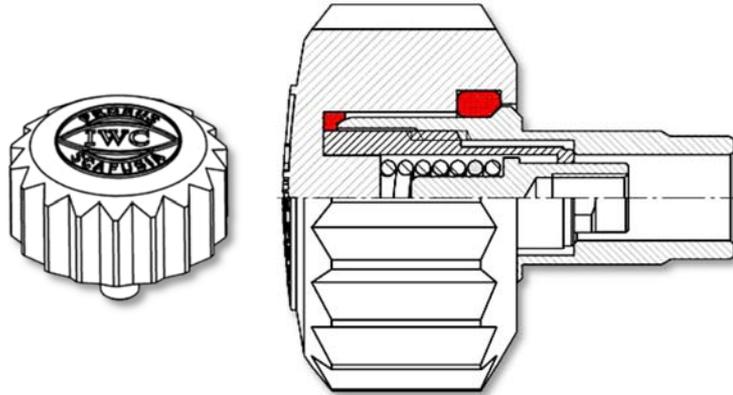
Boîte de montre, Gehäuse



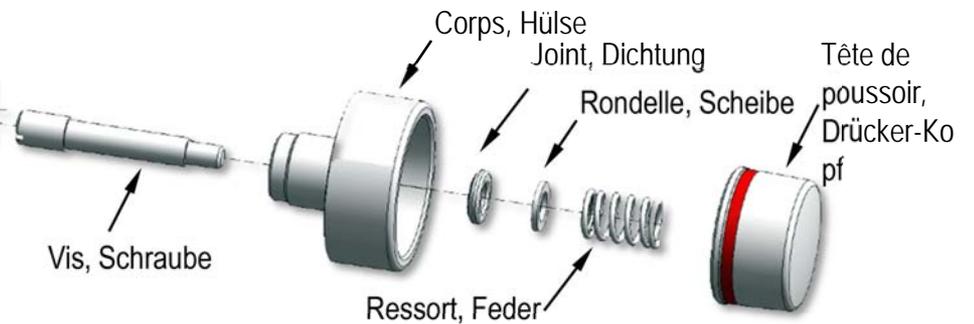
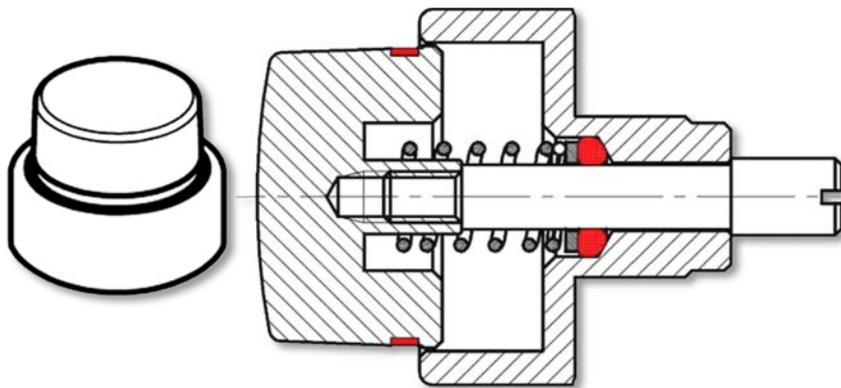


Benennung Kronen

Couronne à vis, geschraubte Kronen



Poussoir, Drücker





Grundprinzip



Gehäuse Beschreibung

Experte

Profi

Novize

Konstruktion Uhrenkonstruktion

Das Gehäuse schützt das Uhrwerk und das Zifferblatt von äusseren Einflüssen. Es ist das Interface zwischen Werk und Benutzer.

Ein Gehäuse ist meistens in 3-4 Körper aufgeteilt.

1. Lunette
2. Gehäusering
3. Boden

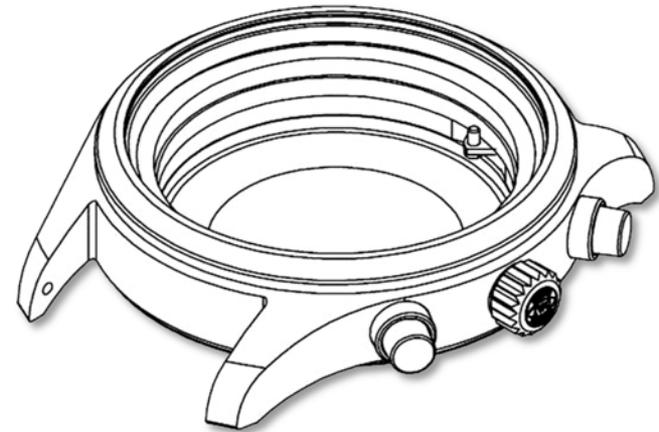
Ein wichtiger Bestandteil des Gehäuses ist das Glas.

Vorgaben für die Konstruktion:

1. Werkwahl
2. Funktionen
3. Design

Wird vom Konstrukteur bestimmt:

1. Richtung vom Einschalen, oben oder unten
2. Anzahl demontierbarer Teile
3. Fabrikationsprozesse, Stanzen, Fräsen, Prägen...





Druckbelastung Boden

Experte

Profi

Novize

Gehäuseboden Uhrenkonstruktion

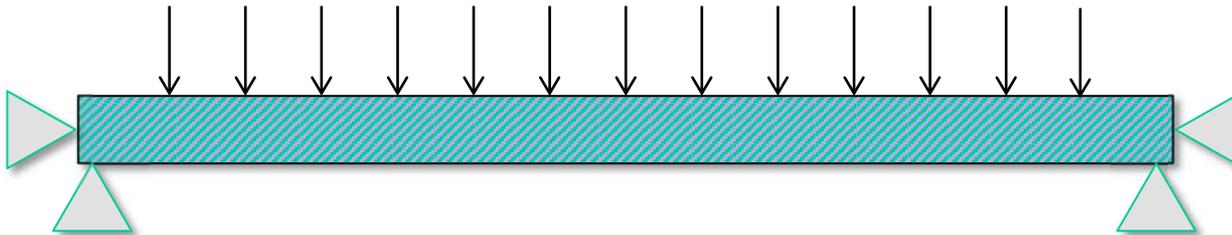
Das Gehäuse muss Druckbelastungen standhalten. Dies ist vor allem bei wasserdichten Gehäusen zu beachten. Die Dicke des Bodens und des Glases wird wie folgt berechnet.

μ = Poissonzahl gemäss Material

R = Radius der flachen Fläche

E = E-Modul

e = Dicke des Bodens oder Glases



$$(1) \quad f_{\max \text{ Glas}} = \frac{5 + \mu}{1 + \mu} \cdot \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D} \quad f_{\max_g}(\mu; p; R; D)$$

$$(2) \quad f_{\max \text{ Boden}} = \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D} \quad f_{\max_b}(p; R; D)$$

$$(3) \quad D = \frac{E \cdot e^3}{12(1 - \mu^2)} \quad d_g(E; e; \mu)$$



Verformung Gehäuseboden bei Druck

Experte

Profi

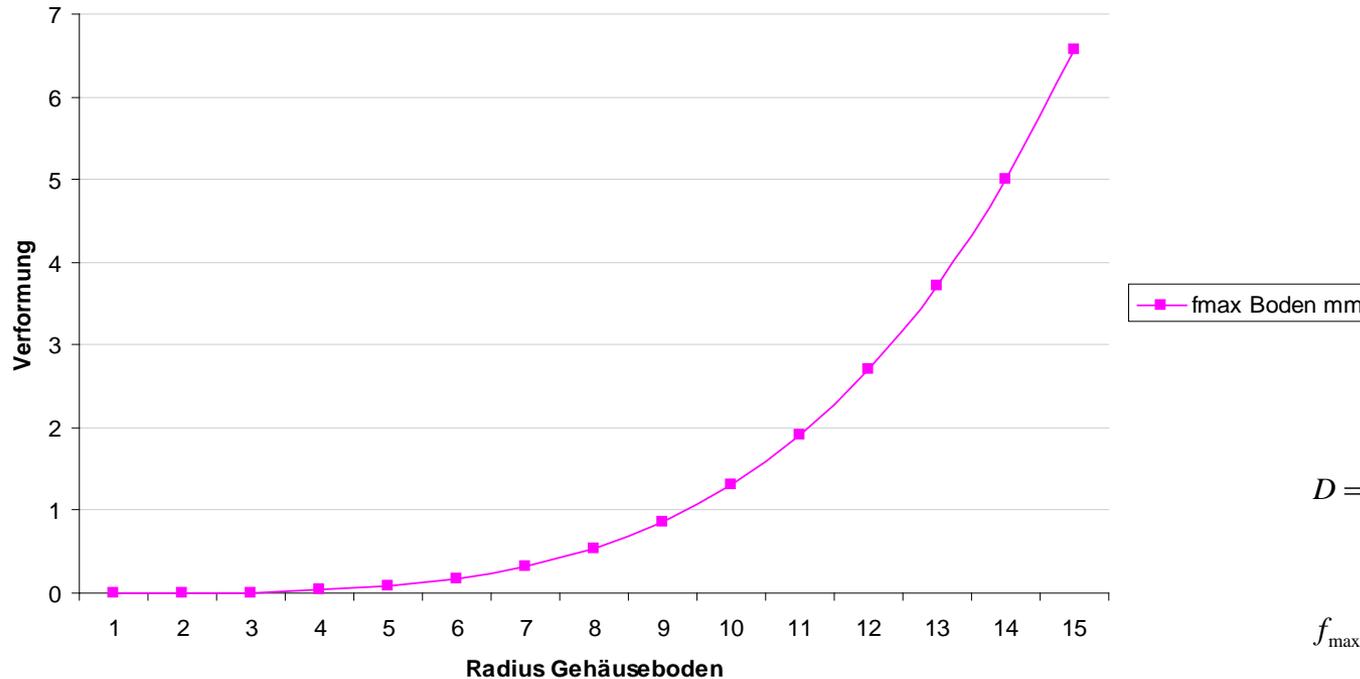
Novize

Gehäuseboden Uhrenkonstruktion

Dicke Glas	3 mm
Dicke Boden	0.5 mm
Druck	20 N/mm ²

	Possion Zahl μ	E-Modul
Stahl	0.3	210000
Titan	0.34	105000
Alu	0.33	70000
Glas	0.24	60000

Gehäuse Boden Verformung



$$D = \frac{E \cdot e^3}{12(1 - \mu^2)}$$

$$f_{\max \text{ Boden}} = \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D}$$



Berechnung der Bodendicke

Experte

Profi

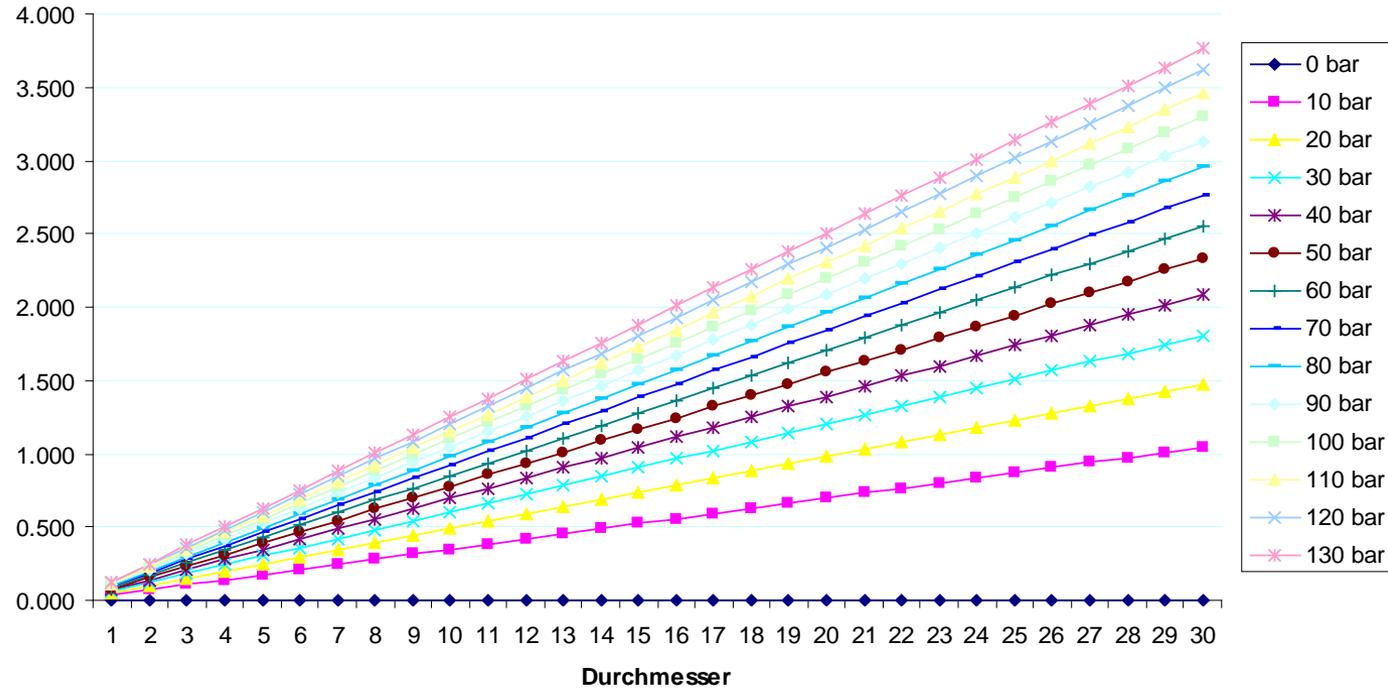
Novize

Gehäuseboden Uhrenkonstruktion

(4) $E_{\text{Boden}} = 0.011 \cdot D_{\text{Boden}} \cdot \sqrt{\text{bar}}$ $e_b(D; \text{bar})$

$1 \text{ bar} = 10 \text{ N} / \text{cm}^2 = 10 \text{ m}$

Dicke





Buchsen

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Buchsen



Buchsen Einleitung

Experte

Profi

Novize

Buchsen Uhrenkonstruktion

NIHS Norm 63-31

Die Buchse führt die Kronen und Drücker im Gehäuse ring. Das Material ist Abhängig vom Gehäusematerial. (Korrosion)

Montage

Die Buchsen werden eingepresst, eingeschraubt, geklebt oder eine Kombination davon.

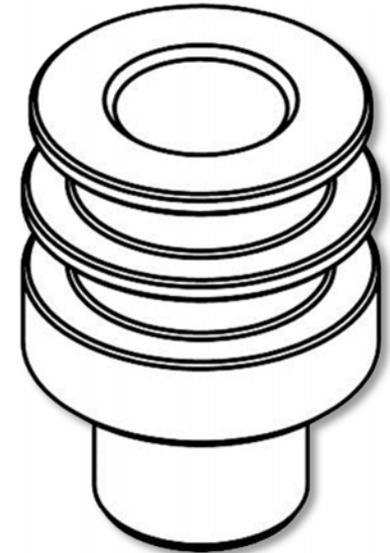
Wandungsdicke 0.125mm im Minimum

Bei Gewinden mindestens 3 Umgänge vorsehen

Edelmetalle

Damit der Edelmetallstempel korrekt verwendet werden kann, muss die Buchse aus Edelmetall sein. Es darf kein Stahlbuchse in einem Edelmetallgehäuse verwendet werden. Meistens wird Weissgold verwendet. (PVD beschichtet)

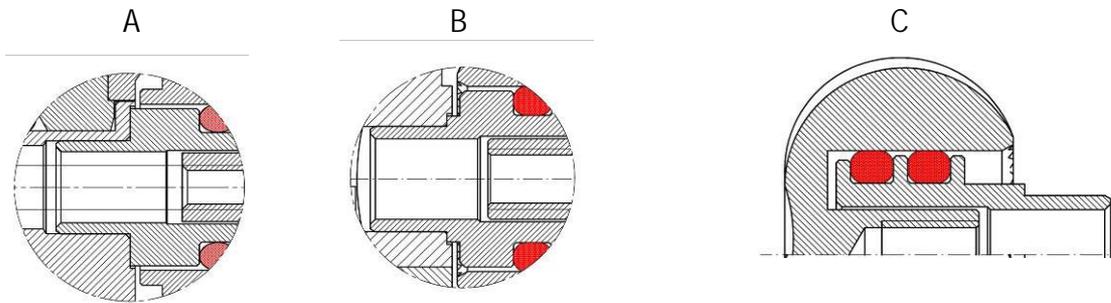
Bei geschraubten Kronen darf die Buchse aus Stahl sein, da sich ein Edelmetallgewinde schnell abnutzt. (Krone aus Edelmetall PVD beschichtet) Es gibt aber auch beschichtete Weissgoldbuchsen.





Freistellung am Gehäusering

In gezogener Position wird die Buchse sichtbar. Es ist Ästhetisch nicht sauber, wenn Etagen auf Buchsen sichtbar werden. Version A ist ein schlechtes Beispiel (Kein Platz im Gehäusering) Es entsteht der Eindruck dass die Buchse nicht satt im Gehäusering eingepresst ist.



Gehäusering	Krone	Buchse
Stahl Inox (1.4435)	Stahl Inox (1.4435)	Stahl Inox (1.4435)
Titan (Ti50A)	Titan (Ti6AL4V)	Stahl Inox (1.4435)
Gold 2N (Au 750 2N)	Gold 2N (Au 750 2N)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)
Gold 3N (Au 750 3N)	Gold 3N (Au 750 3N)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)
Gold 4N (Au 750 4N)	Gold 4N (Au 750 4N)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)
Gold 5N (Au 750 5N)	Gold 5N (Au 750 5N)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)
Platine (Pt 950 Ru)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)
Weissgold (Au750 PdCu150NF)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)	Weissgold (Au750 PdCu150NF)



Glas

Experte

Profi

Novize

Uhrenkonstruktion

Glas



Glas Einleitung

Experte

Profi

Novize

Glas Uhrenkonstruktion

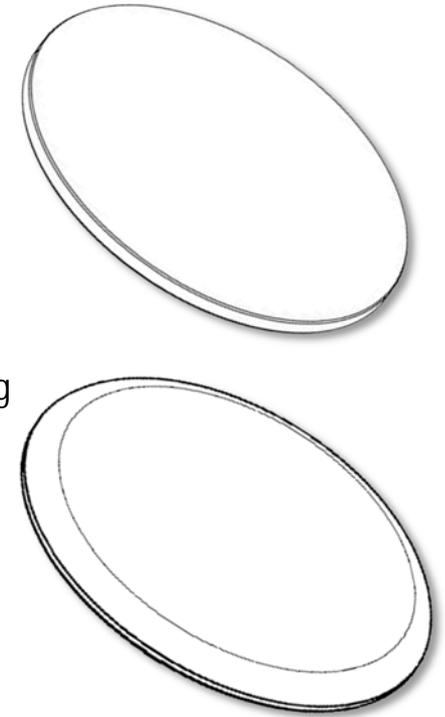
NIHS Norm 61-13

Das Glas macht das Zifferblatt oder Werk sichtbar und schützt die Uhr vor äusseren Einflüssen.

Material

1. Plexiglas PMMA
2. Mineralglas
3. Saphirglas
4. Diamant

Bei Luxusuhren wird heute meistens Saphirglas verwendet. Es kann doppelseitig beschichtet werden. (Antireflex)



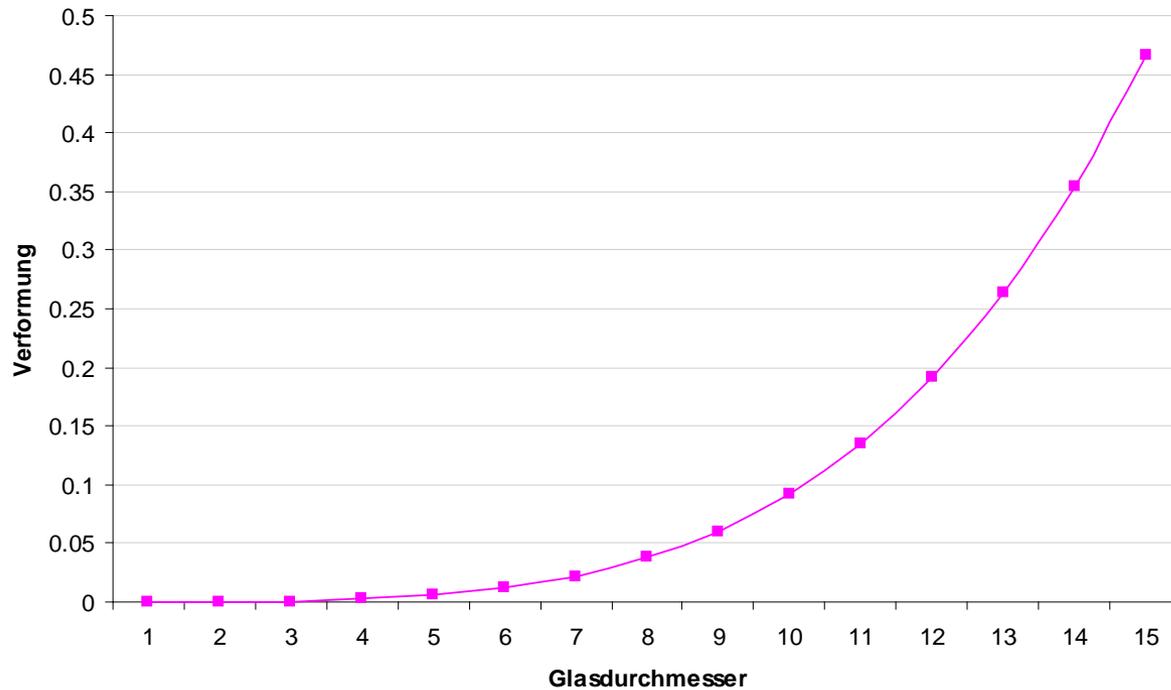


Verformung Glas unter Druck

Dicke Glas	3 mm
Dicke Boden	0.5 mm
Druck	20 N/mm ²

	Possion Zahl m	E-Modul
Stahl	0.3	210000
Titan	0.34	105000
Alu	0.33	70000
Glas	0.24	60000

Glas Verformung



f_{max Glas}

$$D = \frac{E \cdot e^3}{12(1 - \mu^2)}$$

$$f_{\max \text{ Glas}} = \frac{5 + \mu}{1 + \mu} \cdot \frac{p \cdot R^4}{64 \cdot D}$$



Glasdichtung

Experte

Profi

Novize

Glas Uhrenkonstruktion

NIHS Norm 61-12

Die Glasdichtung dichtes das Glas auf dem Gehäusering oder der Lunette.

Material

- Zytel
- Hytrel

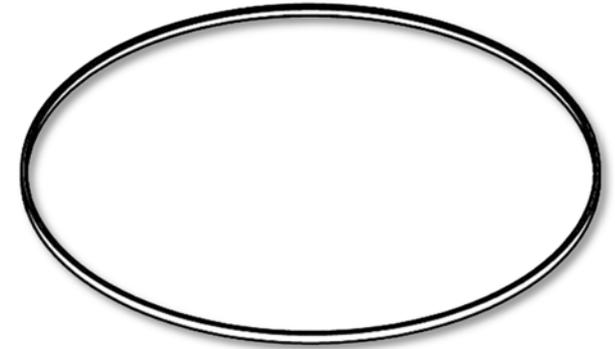
Lieferant

A Aubry SA Grenchen

www.aubry.ch

Montage

Die Glasdichtung muss bei jeder Montage neu ersetzt werden.





Kompaktes Polyamid

Handelsnamen für nichtfasrige Polyamide sind *Akulon* (DSM), *Anjamid* (J&A Plastics), *Dinalon* (Repol), *Durethan* (Lanxess), *Miramid*, *Dylamid*, *Schulamid* (A.Schulman GmbH), *Technyl* (Rhodia S. A.), *Ultramid* (BASF), *Unylon* (Unylon Polymers), *Vestamid* (Degussa), **Zytel** (DuPont), *DYMID* (Hoffmann + Voss GmbH) sowie *Sunamid* (Poly-Beek GmbH).

Thermoplastische Elastomere

TPE-O oder TPO = Thermoplastische Elastomere auf Olefinbasis, vorwiegend PP/EPDM, z.Bsp. Santoprene (AES/Monsanto)

TPE-V oder TPV = Vernetzte thermoplastische Elastomere auf Olefinbasis, vorwiegend PP/EPDM, z. Bsp. Sarlink (DSM)

TPE-U oder TPU = Thermoplastische Elastomere auf Urethanbasis, z.Bsp. Desmopan (Bayer)

TPE-E oder TPC = Thermoplastische Copolyester, z.Bsp. **Hytrel** (DuPont)

TPE-S oder TPS = Styrol-Blockcopolymer (SBS, SEBS, SEPS, SEEPS und MBS) z. B. Septon (Kuraray)

TPE-A oder TPA = Thermoplastische Copolyamide, z.Bsp. PEBA



Glasdichtung Konstruktion

Experte

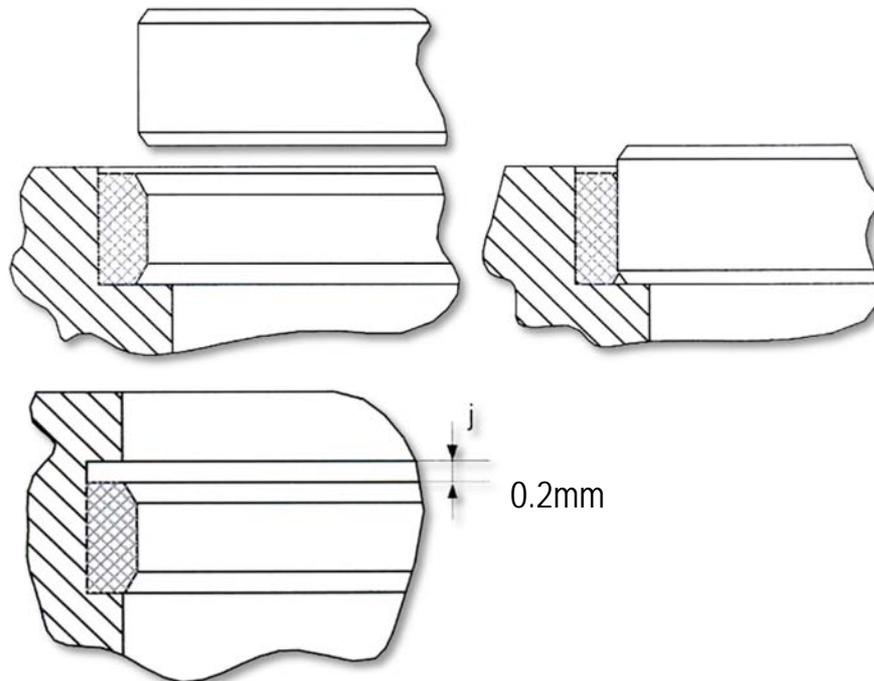
Profi

Novize

Glas Uhrenkonstruktion

Die Auflage der Glasdichtung beträgt mindestens 0.25mm. Die Deformation der Glasdichtung muss berücksichtigt werden. Eine Sicherheit von 0.2mm ist einzuplanen.

Glas: $\varnothing 35.60 \text{ } 0/- 0.02$
Gehäusering: $\varnothing 36.20 \text{ } 0/ - 0.02$
Dicke der Dichtung: $0.37 \text{ } 0/ - 0.01$





O-Ring Dichtung



O-Ring Dichtung Einleitung

Experte

Profi

Novize

O-Ring Uhrenkonstruktion

NIHS Norm 61-12

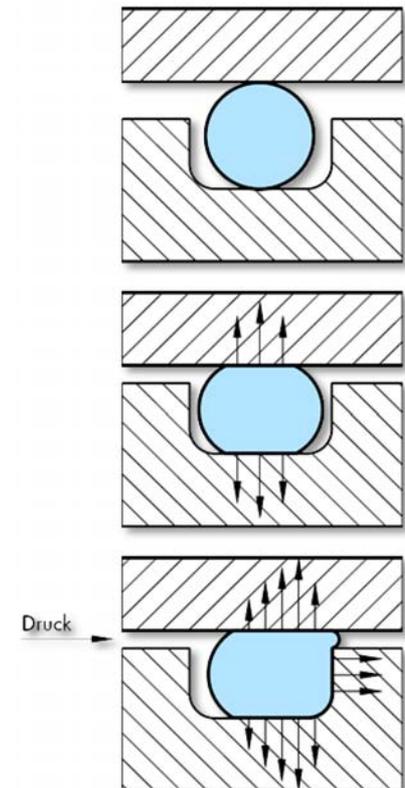
O - Ringe sind selbsttätige, doppelt wirkende Dichtelemente. Die durch den Einbau in radialer oder axialer Richtung hervorgerufenen Anpresskräfte bewirken die Anfangsdichtheit. Sie werden vom Systemdruck überlagert. Dadurch entsteht eine Gesamtdichtpressung, die mit steigendem Systemdruck zunimmt (Bild). Der O - Ring verhält sich unter Druck ähnlich einer Flüssigkeit mit hoher Oberflächenspannung. Dadurch wird der Druck gleichmässig nach allen Seiten übertragen.

Verpressung dynamisch bis 20%

Verpressung statisch bis 30%

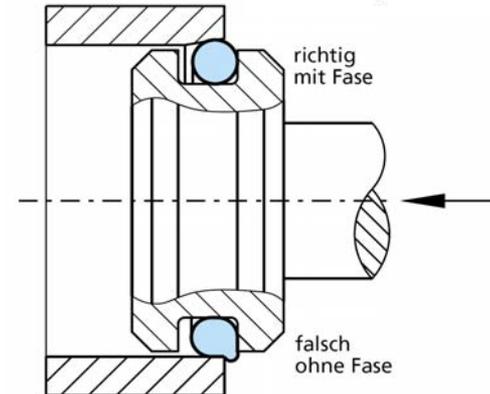
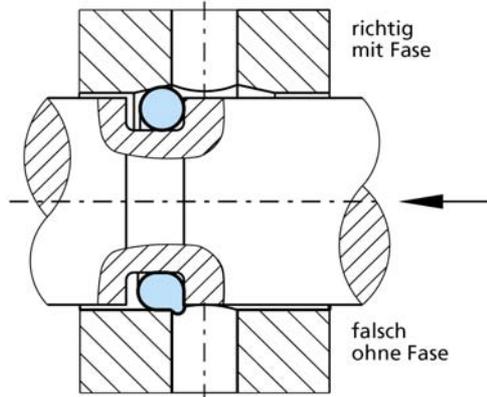
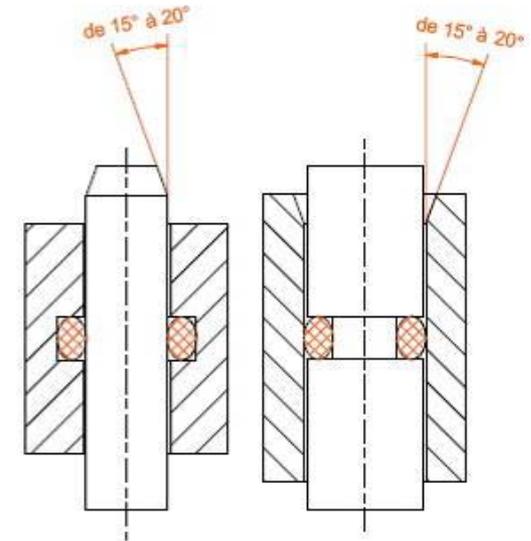
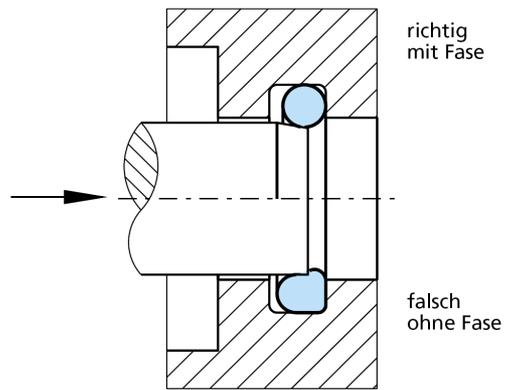
Material

Nitrile (*EHP7502 – 75 Shore A, ISO Swiss Noir*)



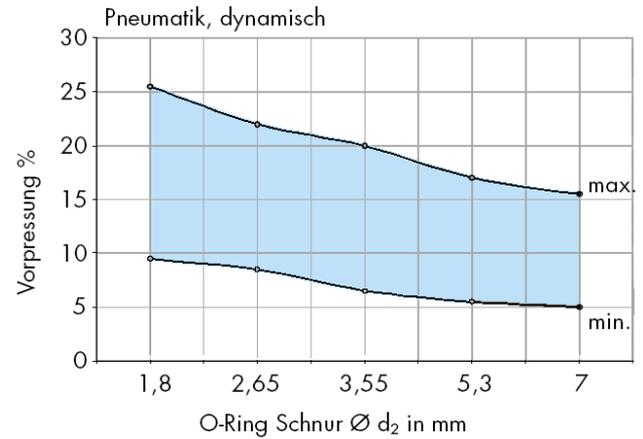
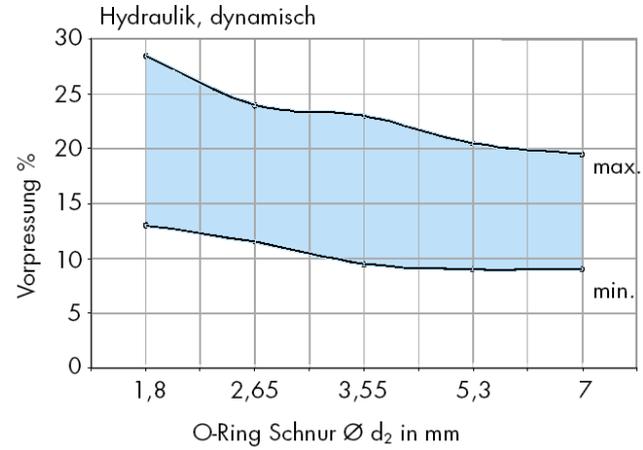
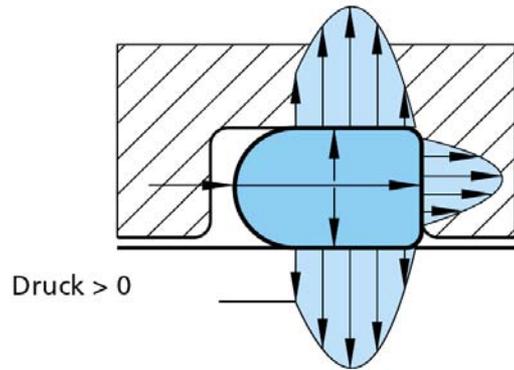
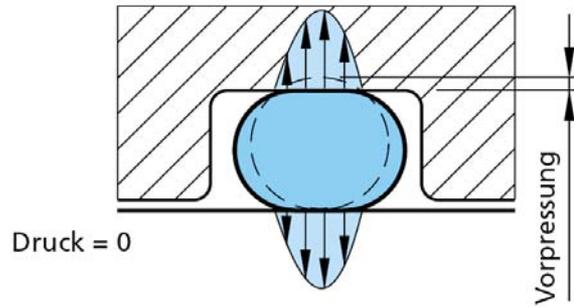


Bei der Konstruktion mit O-Ringen ist die Form der Lagerung zu beachten.





O-Ring Verpressung



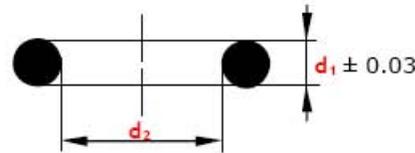


Biwi S.A.

CH-2855 Glovelier
 Tél. +41 (0)32 427 02 00
 http://www.biwi.ch

(Switzerland)
 Fax +41 (0)32 427 02 01
 e-mail : info@biwi.ch

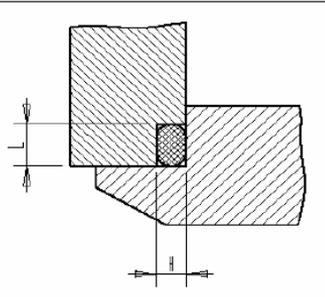
Edition
NOVEMBRE 2004



Jointes Dichtungen Gaskets
O'RING ISO-SWISS®

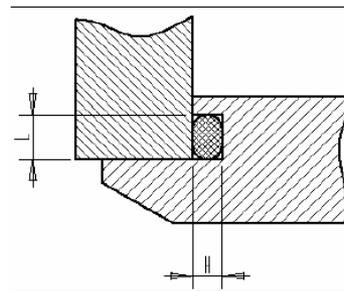
Qualités disponibles : - ISO-SWISS® NOIR 75°SHORE A
 - ISO-SWISS® NOIR 60°SHORE A

Montage sur gorge extérieure



$L = 1.20 \times d_2$
 $d_2 < 0.80$ $H = d_2 - 0.15$
 $d_2 = 0.80 \text{ à } 1.50$ $H = 0.80 \times d_2$

Montage sur gorge intérieure



$L = 1.20 \times d_2$
 $d_2 < 0.80$ $H = d_2 - 0.15$
 $d_2 = 0.80 \text{ à } 1.50$ $H = 0.80 \times d_2$



Biwi S.A.

CH-2855 Glovelier

Tél. +41 (0)32 427 02 00

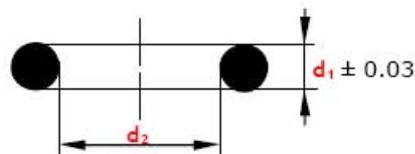
http://www.biwi.ch

(Switzerland)

Fax +41 (0)32 427 02 01

e-mail : info@biwi.ch

Edition
NOVEMBRE 2004



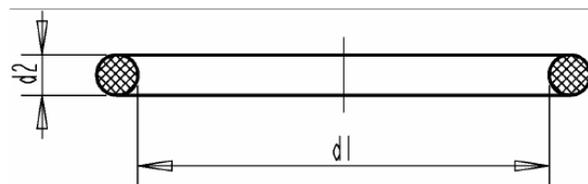
Joint Dichtungen Gaskets

O'RING ISO-SWISS®

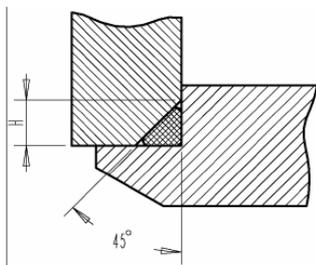
Qualités disponibles : - ISO-SWISS® NOIR 75°SHORE A
 - ISO-SWISS® NOIR 60°SHORE A

Matière :

ISO SWISS 60° à 75° shores A
 ISO CHRON 60° à 75° shores A

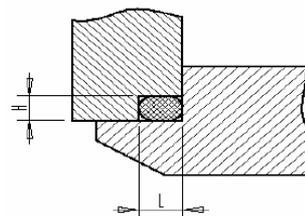


Montage sous couvercle à 45°



$d_2 < 0.80$ $H = 1.25 \times d_2$
 $d_2 = 0.80 \text{ à } 1.50$ $H = 1.32 \times d_2$

Montage sous couvercle avec gorge



$L = 1.20 \times d_2$
 $d_2 < 0.80$ $H = d_2 - 0.15$
 $d_2 = 0.80 \text{ à } 1.50$ $H = 0.80 \times d_2$



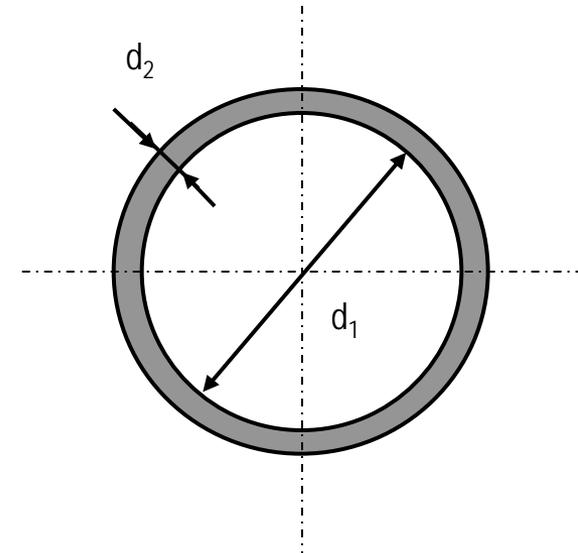
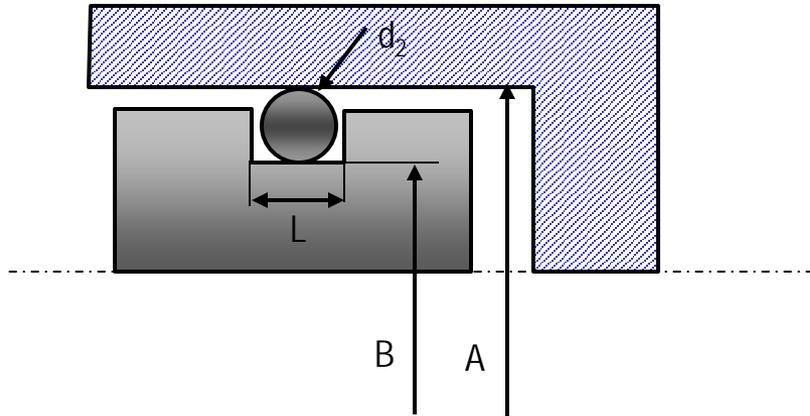
O-Ring Berechnung

Experte

Profi

Novize

O-Ring Uhrenkonstruktion



$$(7) \quad d_{2\text{gedehnt}} = d_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (d_1 + d_2)}{A + B}} \quad d_g(d1; d2; A; B)$$

$$(8) \quad C = 1 - \frac{A - B}{2 \cdot d_{2\text{gedehnt}}}$$

$$(9) \quad C_{\%} = C \cdot 100 \quad \text{comp}(A; B; d2g)$$

$$(10) \quad L = 1.2 \cdot d_2 \quad \text{nl}(d2)$$



Beispiel Berechnung

O-Ring Uhrenkonstruktion

$$d_1 = 2.60$$

$$d_2 = 0.70 \pm 0.030$$

$$A = 3.98 \pm 0.010$$

$$B = 2.83 \pm 0.005 / -0.010$$

$$d_2 = 0.70 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2.60 + 0.70)}{3.98 + 2.83}} = 0.689 \text{ mm}$$

$$C = 1 - \frac{3.98 - 2.83}{2 \cdot 0.689} = 0.165 \text{ mm}$$

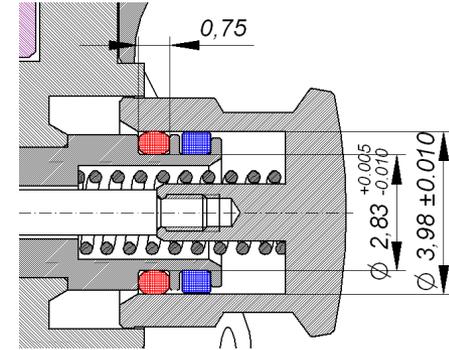
$$C_{\%} = 0.165 \cdot 100 = 16.5\%$$

$$d_{2 \text{gedehnt min}} = 0.73 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2.60 + 0.73)}{3.97 + 2.835}} = 0.722 \text{ mm} \quad d_{2 \text{gedehnt max.}} = 0.67 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2.60 + 0.67)}{3.99 + 2.82}} = 0.657 \text{ mm}$$

$$C_{\text{max}} = 1 - \frac{3.970 - 2.835}{2 \cdot 0.722} = 0.214 \text{ mm} \quad C_{\text{min}} = 1 - \frac{3.990 - 2.820}{2 \cdot 0.657} = 0.110 \text{ mm}$$

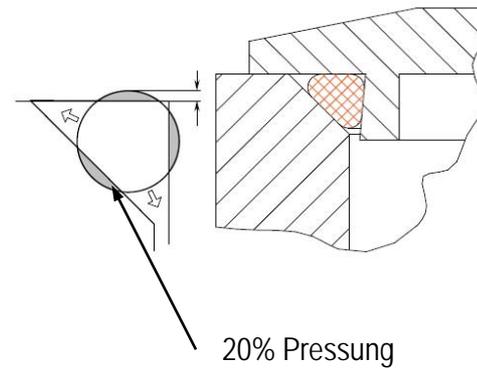
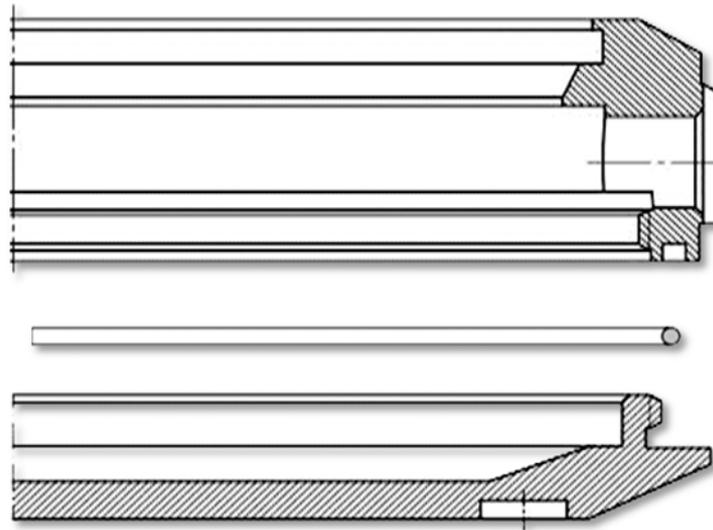
$$C_{\% \text{max}} = 0.214 \cdot 100 = 21.4\% \quad C_{\% \text{min}} = 0.110 \cdot 100 = 11.0\%$$

$$L = 1.2 \cdot 0.70 = 0.84 \text{ mm}$$





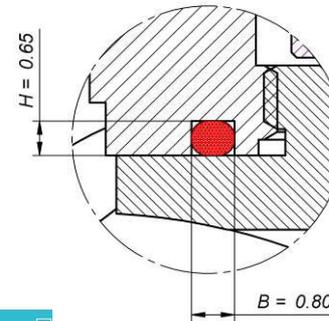
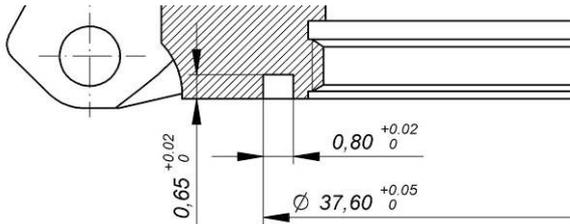
Die Bodendichtung sollte, wenn möglich in den Gehäusering integriert werden. Dies vereinfacht die Montage.





Bodendichtung Berechnung Trelleborg

O-Ring Uhrenkonstruktion

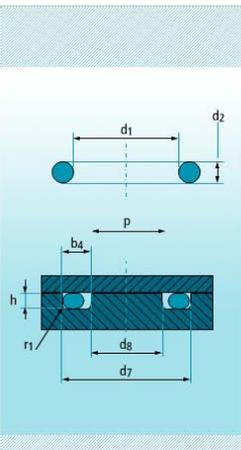


TRELLEBORG
 VERSION 3.0 Zurücksetzen Öffnen Sichern PDF erstellen Drucken

Außendichtend Innendichtend Axialdichtend

Eingabe (mm)

	Nennmaß	Norm Passung	Untere Toleranz	Obere Toleranz	Kleinst- maß	Größt- maß
Nutaußendurchmesser	d7	37.600	frei	0.000	0.050	37.600
Nutinnendurchmesser	d8	36.000	frei	0.000	0.000	36.000
Nuttiefe	h	0.650	frei	0.000	0.020	0.650
Nutgrundradius	r1	0.030	frei	-0.030	0.030	0.000
O-Ring Innen-Ø	d1	35.000	frei	0.000	0.000	35.000
O-Ring Schnur-Ø	d2	0.800	frei	-0.030	0.030	0.770



Temperatur °C: 23 Linearer Wärmeausdehnungs-
 O-Ring Werkstoffgruppe: NBR Koeffizient 10⁻⁶ K⁻¹: 175

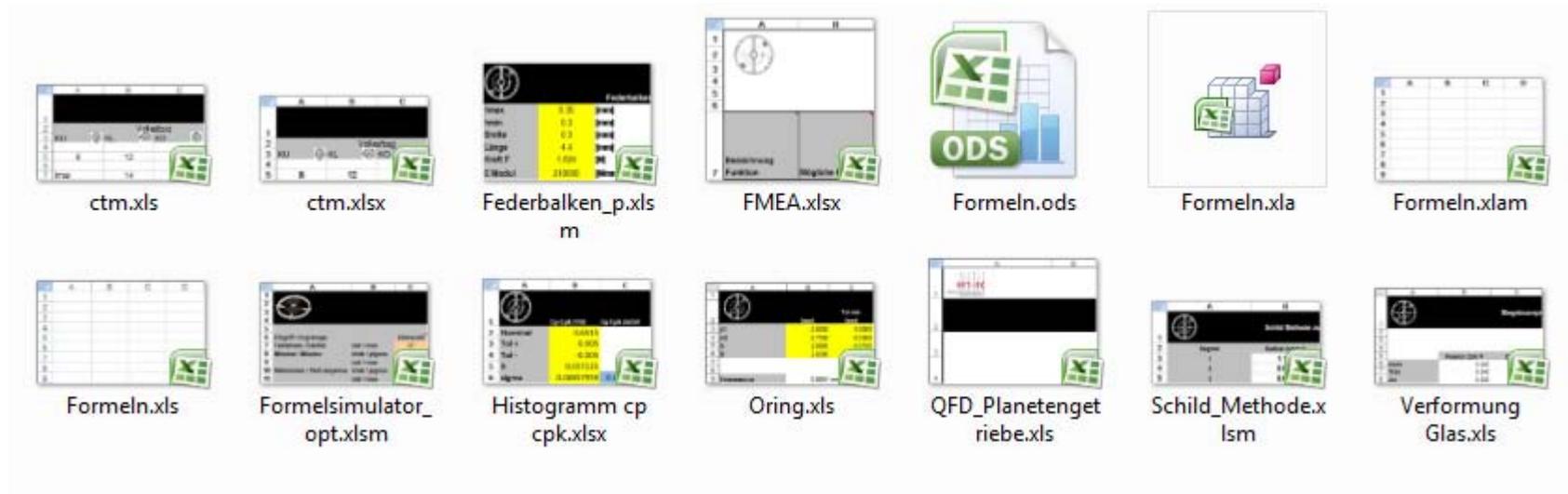
Berechnungswerte

	min.	max.
Verpressung (%)	12.99	21.69
Verpressung (mm)	0.10	0.18
Nutfüllung (%)	81.79	101.56
Dehnung OR Innen-Ø (%)	2.86	2.86
Stauchung OR Außen-Ø (%)	keine	keine
Nutbreite b4 (mm)	0.80	0.82

ISO = basierend auf ISO 3601-1
 OR = O-Ring



Auf dem Webserver sind folgende Programme zum Buch erhältlich.





1. Theorie générale de L'horlogerie L.Defossez 1950
2. Theorie de Construction Horlogere Fracis Worpe 1-2 1980
3. Huguenin, Ch.Guye, S.Gauchat, M.1994 Echappements et moteurs pas à pas
4. Mechanik und Festigkeitslehre A.Böge
5. Hertzsche Pressung, Diplomarbeit St.Ihnen
6. DFSS Design for Six Sigma Greenbelt K.Eisenegger
7. Ausfallwahrscheinlichkeit Statistik Greenbelt K.Eisenegger
8. Hemmungstabellen Nivarox Far SA
9. www.watchmaking.com Internetseite des Autors
10. www.sixsigma.ch Six Sigma
11. www.minitab.com Statistiksoftware
12. Theorie der Uhrmacherei Federation des Ecole Technique
13. Watchmaking G.Daniels
14. Le Chronographe B.Humbert
15. Les Montres Calendrier Modernes B.Humbert
16. La Montres Suisse à Remotage automatique B.Humbert
17. Update Server www.watchmaking.com

Dieses Buch richtet sich an Uhrentechniker oder Ingenieure, welche ein mechanisches Uhrwerk von Grund auf neu konstruieren. Es werden Grundkenntnisse in der Uhrentechnik vorausgesetzt. (Uhrmacher, Feinmechaniker...) Die physikalischen, mathematischen Formeln werden mit wenigen Ausnahmen nicht hergeleitet, sondern einfach angewendet. Viele Berechnungen werden mit Excel Tabellen ausgeführt. Zu den vorliegenden Unterlagen werden deshalb auch vorbereitete Excel Tabellen verwendet. Auf der Seite watchmaking.com sind jeweils aktuelle Daten verfügbar. Die Berechnungen können auch auf programmierbaren Taschenrechnern durchgeführt werden.



Kilian Eisenegger, Six Sigma Blackbelt wurde 1965 in Luzern geboren. Er besuchte die Uhrmacherschule, das Technikum in La Chaux-de-Fonds und machte diverse Zusatzausbildungen bis zum Dozent für Erwachsenenbildner im Nebenamt. Er war mehrere Jahre in der Entwicklungsabteilung in der Swatchgroup, Technischer Direktor bei IWC und ist heute Geschäftsführer der Manufacture Horlogère Vallée de Joux. Zahlreiche internationale Patente für astronomische Anzeigen, Hemmungskonstruktionen sowie Spezialmechanismen begleiten seine Laufbahn.

ISBN 978-3-8442-0432-2