

Aerodynamischer Entwurfsverfahren für transsonische Axialverdichter

Autor(en): **Stoff, Horst / Wälchli, René**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizer Ingenieur und Architekt**

Band (Jahr): **108 (1990)**

Heft 33-34

PDF erstellt am: **12.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-77490>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Aerodynamische Entwurfsverfahren für transsonische Axialverdichter

In einem Überblick auf die jüngere Literatur der Axialverdichter-Berechnungsverfahren werden nacheinander angesprochen: Gründe für die Hinwendung vom Unter- zum Transschall-Axialverdichter im stationären Maschinenbau, übliches Vorgehen bei der Auslegung in den Meridian- und Profilschnittebenen, beim Bemessen der Verluste in den Rechenverfahren und die Darstellung der dreidimensionalen Strömung mittels mehrerer gekoppelter zweidimensionaler Rechnungen in der Form von quasi dreidimensionalen Programmen für die ingenieurmässige Anwendung bei der industriellen Maschinenauslegung.

Einleitung

Hoher Energieumsatz bei geringem Bauaufwand ist eines der Ziele bei der Auslegung von Axialverdichtern. Un-

VON HORST STOFF UND
RENÉ WÄLCHLI
BADEN

ter Voraussetzung eines guten Wirkungsgrades soll die Zahl der Verdichterstufen möglichst niedrig sein. Als wirkungsvoller Weg, den Druckanstieg bezogen auf eine Maschinenstufe zu steigern, bietet sich die Erhöhung der Rotorgeschwindigkeit an. Das hat zur Auslegung von Laufreihen mit schallnaher Unterschall-Relativanströmung geführt, wobei lokale Überschallgebiete auf der Profilsaugseite auftreten. Für noch höheren Druckanstieg wählt man Überschall-Relativanströmung zur Laufreihe in den Eintrittsstufen von Axialverdichtern. Auf diese Weise verhilft der Verdichtungsstoss im Transschallverdichter beim Übergang von supersonischer Relativströmung im Rotor zu einem erhöhten Stufen-druckverhältnis. In industriellen Anwendungen haben sich dabei nur Entwürfe mit Verdichtungsstoss im Lauf-rad durchgesetzt. Einige wenige Auslegungen mit supersonischer absoluter Eintrittsströmung entstanden in Forschungszentren [1, Überblick in 2]. Sie haben sich aber bis jetzt aufgrund ihrer Betriebseigenschaften noch nicht für gebräuchliche Anwendungen durchsetzen können.

In den mittleren und hinteren Stufen mehrstufiger Transschall-Axialverdichter ist die Temperatur, und damit auch die Schallgeschwindigkeit, infolge Verdichtung so weit gestiegen, dass die schwerer abstimmbaren transsonischen Stufen nicht mehr in Frage kommen [3].

Die Leistungssteigerung einer Gasturbine wird am einfachsten durch Erhöhen der angesaugten Umgebungsluftmenge erreicht. Hierzu sind Rotordurchmesser am Verdichtereintritt erforderlich, die infolge ihrer Baugrösse Überschall-Umfangsgeschwindigkeit erreichen [4, 5, 6, 7]. Durch massstäbliche Veränderungen eines vorhandenen Entwurfs sind dann auch kleinere, schneller drehende Axialverdichter gebaut worden, die ursprünglich mit dem Ziel einer industriellen Nutzung entwickelt und nicht aus Flugzeug-Gasturbinen abgewandelt worden sind [8, 9, 10, 11].

Hiermit zeichnen sich zwei Wege in der geschichtlichen Entwicklung ab, die hin zum Transschallverdichter geführt haben: Verringerung der Stufenzahl und wachsender Massenstromdurchsatz.

Entwicklungsgesichtspunkte

Im Hinblick auf die gasdynamische Theorie der Druckerhöhung im Verdichtungsstoss sollte man vermuten, dass der Transschallverdichter ohne Schwierigkeiten eine im Wirkungsgrad überlegene Methode der Drucksteigerung bietet. Trotzdem gelingt es nur mit grosser Sorgfalt, dem Unterschallverdichter im Wirkungsgrad ebenbürtige Transschallverdichter zur Seite zu stellen [3], da im Bereich der Schallgeschwindigkeit kleine Abmessungsfehler grosse Wirkung zeigen [12].

Für den Entwurf herkömmlicher Unterschallverdichter ging man von im Modell gemessenen Stufenkennlinien aus, z.B. [13]. Die erforderliche Zahl hintereinandergeschalteter Stufen verhilft so zum gewünschten Druckverhältnis [14]. Dabei steht für Entwürfe stationärer Maschinen meistens eine Optimierung bezüglich des Wirkungsgrades im Vordergrund. Das hat zur Folge, dass Gesichtspunkte wie die

Grössen von Machzahl, Diffusionswirkung (Diffusionsfaktor, De-Haller-Zahl), Kanalkonturkrümmung und Schaufelspiele aufgrund von Erfahrungswerten einzustellen sind. Für die günstigste Auswahl einer Lösung unter der Vielzahl von Variationsmöglichkeiten ist für Transschall-Axialverdichter im Mittelschnitt der Einsatz von mathematischen Algorithmen für die Extremwertfindung eingesetzt worden (Diss. von A. Biagosch, siehe [15]).

Bisher stammten Profile in stationären Axialverdichtern in der Überzahl aus geometrischen Formfamilien, die man nach Eignungsprüfung im Gitterwindkanal entsprechend ihrem möglichen Einsatzgebiet in angepasster Grösse verwendet hat. Derartige Profile bieten dem Auslegungsingenieur nur die Freiheit der Wahl von Inzidenz (Anstellwinkel), Dicke und Umlenkung. Der Vorstoss zu höheren Anström-Machzahlen, bis in den Überschall, erforderte die Anpassung der Profilsaugseite an die Strömungserfordernisse und führte zum Vielkreisbogen-Profil, [3].

Durch den Vormarsch der Computer-Strömungs-Feldrechenverfahren im Turbomaschinenbau [16] haben vor allem die Produzenten von Luftfahrt-Triebwerken eine Optimierung des jeweiligen Produktes auf dem Weg der verfeinerten Nachrechnung gesucht [17, 18, 19]. Ursprünglich von der Tragflügeltheorie inspiriert, hat man einige Richtlinien für die aerodynamische Belastung aufstellen können, wie man Unterschall-angeströmte Profile mit lokalen Überschallzonen wirkungsgrad-optimal gestaltet [20, Überblick in 15].

Auslegung und Nachrechnung im Meridianschnitt

Bevor Profiltatterschnitte entworfen werden, muss ein globales Konzept vorliegen, das die Randbedingungen für die Auslegung des Axialverdichters definiert. Sodann wird die Verteilung des Druckanstiegs durch den Stufenverband festgelegt. Im einfachsten Fall kann eine Massstabsänderung einer existierenden Maschine als Ausgangspunkt dienen [7]. Mit einer Strömungsrechnung im umfangsgemittelten Meridianschnitt, erst ein-, dann zweidimensional, beginnt die Arbeit schrittweiser Optimierung. Seit Ende der sechziger Jahre verwenden die Firmen dafür entwickelte Grossrechnerprogramme für die Euler-Strömungsfeldgleichungen, z.B. [21].

Korrekturen für Verluste und Abströmwinkel berücksichtigen Reibungseinflüsse [22, 23, 24, 25]. In jüngerer Zeit

Literatur

- [1] Gallus, H.E.: Turbokompressoren-Forschung, VDI-Berichte Nr. 706, 1988, 31-80
- [2] VKI-LS-3/88, Transonic compressors, Lecture Series, v. Karman Inst., B-1640 Rhode-St.-Genèse, Belgien, 1988
- [3] Schäffler, A.: Methoden zur Auslegung und Entwicklung transsonischer Axialverdichter, MTZ Motortechnische Zeitschrift 44 (1983) 6, 239-245
- [4] BBC 120 and 210 MW gas turbines, Diesel & Gas Turbine Worldwide, 13 (März 1981) 2, 18-19
- [5] Brandt, D.E.: The design and development of an advanced heavy-duty gas turbine, ASME 87-GT-14, J. Eng. Gas Turbines and Power 110 (April 1988) 2, 243-250
- [6] Scalzo, A.J., u. a.: A new 150 MW high efficiency heavy-duty combustion turbine, ASME 88-GT-162
- [7] Becker, B., Ziegner, M.: Die neue Siemens/KWU-Gasturbine V64.3, MTZ Motortechnische Zeitschrift 49 (1988) 6, 233-240
- [8] Becker, B., Bohn, D.: Entwicklung transsonischer Eingangsstufen für Verdichter stationärer Gasturbinen, MTZ Motortechnische Zeitschrift 44 (1983) 1, 19-24
- [9] Benvenuti, E., Gusso, R.: Design and development of the PGT10 heavy-duty advanced gas turbine, ASME 85-GT-21
- [10] Farkas, F.: The development of a multi-stage heavy-duty transonic compressor for industrial gas turbines, ASME 86-GT-91
- [11] Operating experience on the Sulzer Type 10 gas turbine, Diesel & Gas Turbine Worldwide 19 (Juli/August 1987) 6, 47-49
- [12] Schreiber, H.A.: Axial velocity density ratio influence on exit flow angle in transonic/supersonic cascades, in [2]
- [13] Pfenninger, H.: Axialverdichterbeschaukelung für grosse Fördermengen, Schweiz. Bauztg. 88 (Juni 1970) 24, 535-541
- [14] Goede, E., Casey, M.: Stage matching in multistage industrial axial compressors with variable stagger vanes, VDI-Berichte Nr. 706, 1988, 229-243
- [15] Sobieczky, H.: Research on inverse design and optimization in Germany, Appl. Mech. Rev. 41 (Juni 1988) 6, 239-246
- [16] Freeman, C., Stow, P.: The application of computational fluid mechanics to aero gas turbine compressor design and development, IMechE 1984-3, C70/84, 1-8
- [17] Behlke, R.F.: The development of a second generation of controlled diffusion airfoils for multistage compressors, ASME 85-GT-9, J. Turbomachinery 108 (Juli 1986) 1, 32-41
- [18] Dunham, J.: The rôle of flow field computation in improving turbomachinery, ICAS Paper No. 86-3.7.3, 1986
- [19] Smith, L.H.Jr.: Unducted fan aerodynamic design, ASME 87-GT-233
- [20] Sanz, J.M.: Automated design of controlled diffusion blades, ASME 88-GT-139, J. Turbomachinery 110 (Oktober 1988), 4, 540-543
- [21] Ginder, R.B.: A streamline curvature throughflow calculation for transonic axial-flow compressors, including stations within the blade row, IMechE 1983-3, C65/84, 25-32
- [22] Hirsch, C., Denton, J.D.: Through flow calculations in axial turbomachines, AGARD-AR-175, 1981
- [23] Çetin, M., u.a.: Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors, AGARD-R-745, 1987
- [24] Dunker, R.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Verdichtungsstossverluste in transsonischen Axialverdichtern, Diss. RWTH Aachen, DFVLR-FB88-38, 1988
- [25] Roberts, W.D.: Design point variation of 3-D loss and deviation for axial compressor middle stages, ASME 88-GT-57, J. Turbomachinery 110 (Oktober 1988) 4, 426-433
- [26] Chen, H., Wu, Ch.-H.: Shock embedding discontinuous solution of elliptic equation for inverse problem of transonic S2 flow, ASME 87-GT-115
- [27] Hirsch, C., Dring, R.P.: Through flow models for mass and momentum averaged variables, ASME 87-GT-52
- [28] Wisler, D.C., u.a.: Secondary flow, turbulent diffusion and mixing in axial-flow compressors, ASME 87-GT-16
- [29] Thyagaraja, A.: A thermodynamically consistent numerical method for transonic cascade flow simulation, Int.J.Numer.Meth.in Eng. 18 (1982), 535-555
- [30] Bertilsson, J.E., Gotthardt, H.: Advanced methods for flow computations in turbomachinery, AIM-Konferenz, Lüttich/Belgien, 1985
- [31] Stanitz, J.: A review of certain inverse methods for the design of ducts with 2- or 3-dimensional potential flow, Appl. mech. Rev. 41 (Juni 1988) 6, 217-238
- [32] Flatt, R.: Umrechnung konischer (und zylindrischer) Schnitte von verstellbaren Turbomaschinen-Schaukeln auf ebene Schnitte und umgekehrt, Schweiz. Bauztg. 88 (Juni 1970) 24, 535-541
- [33] Martin, D., Ribaut, M.: Performance evaluation of an inverse integral equation method applied to turbomachine cascades, Int.J.Numer.Methods in Fluids 6 (1986) 8, 573-583
- [34] Cai, R.: An engineering method for solving axial flow cascade inverse problem, ASME 87-GT-147
- [35] Zannetti, L., Ayele, T.T.: Time dependent computation of the Euler equations for designing fully 3D turbomachinery blade rows, including the case of transonic shock free design, AIAA 87-0007
- [36] Hart, M., Whitehead, D.S.: A design method for two-dimensional cascades of turbomachinery blades, Int.J.Numer.Methods in Fluids 7 (Dez. 1987) 12, 1363-1381
- [37] Sator, F.G.: Inverse computation of profile shapes for given transonic flow configurations with and without detached bow-shock in twodimensional turbomachinery cascades, ASME 77-GT-33, J.Eng.Power 99 (Oktober 1977) 4, 601-607
- [38] Kirschner, A.: Aerodynamische Auslegung von Schaufelprofilen, BBC-Progr.-Bericht 1983, wird demnächst veröffentlicht an ASME-GT-Konferenz, Brüssel 1990
- [39] Freemann, C.: A viscous inviscid interaction method for calculating the flow in transonic fan blade passages by the use of a time dependent free stream calculation and a time dependent boundary layer calculation, IMechE 1984-3, C71/84, 141-147
- [40] Weber, A., u.a.: Theoretical and experimental analysis of a compressor cascade at supercritical flow conditions, ASME 87-GT-256
- [41] Calvert, W.J., u.a.: Performance of a civil fan rotor designed using a quasi-three-dimensional calculation system, IMechE 1987-6, C257/87, 103-112; auch ASME 87-GT-218
- [42] Schäffler, A.: Experimental and analytical investigation of the effects of Reynolds number and blade surface roughness on multistage axial flow compressors, ASME 79-GT-2, J.Eng.Power 102 (Januar 1980) 1, 5-13
- [43] Feiereisen, W.J., Acharya, M.: Modeling transition and surface roughness effects in boundary-layer flows, AIAA J. 24 (Oktober 1986) 10, 1642-1649
- [44] Spindler, G., Pätzold, H.: The classical streamline curvature method in the supersonic range: A numerically ill-posed boundary value problem, ZFW 10 (1986) 2, 107-115
- [45] Ribaut, M.: A fully quasi-three-dimensional calculation of flow in turbomachines, J. Turbomachinery 110 (Juli 1988) 3, 401-404
- [46] Happel, H.W., u.a.: Computation of transonic 2D cascade flow and comparison with experiments, AGARD-CP-401, 1987, Nr. 19, 1-19
- [47] Schäfer, O., u.a.: Application of a Navier-Stokes analysis to flows through plane cascades, ASME 85-GT-56, J.Eng. for Gas Turbines and Power 108 (Januar 1986) 1, 103-111
- [48] Klimetzek, F., Schmidt, E.: Transonic blade design on rotational streamsurfaces, AGARD-CP-421, 1987
- [49] Wisler, D.C.: Loss reduction in axial-flow compressor through low-speed model testing, ASME 84-GT-184, J.Eng. for Gas Turbines and Power 107 (April 1985) 2, 354-363

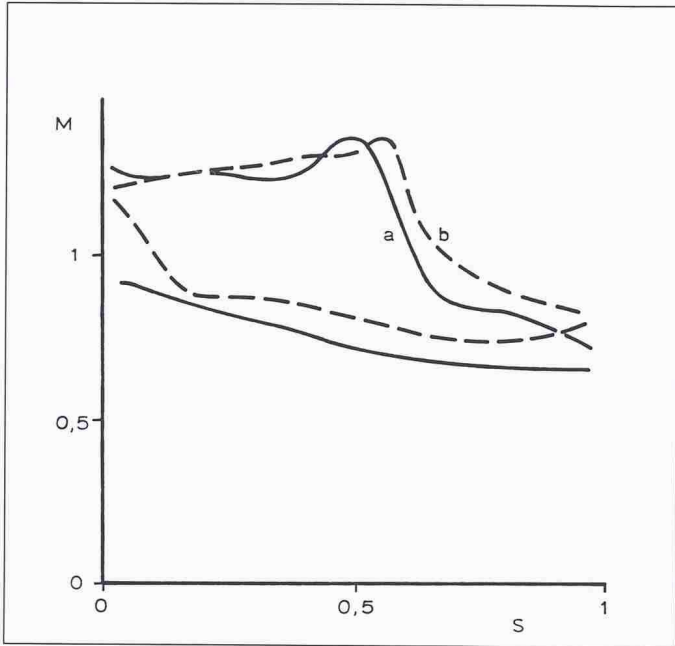


Bild 3. Machzahlverteilung um das Profil des Spitzenschnittes eines Transschallverdichters, gerechnet mit Zeitschrittverfahren:

- a) ohne Grenzschicht [siehe z.B. 46]
- b) mit Grenzschicht nach [41]

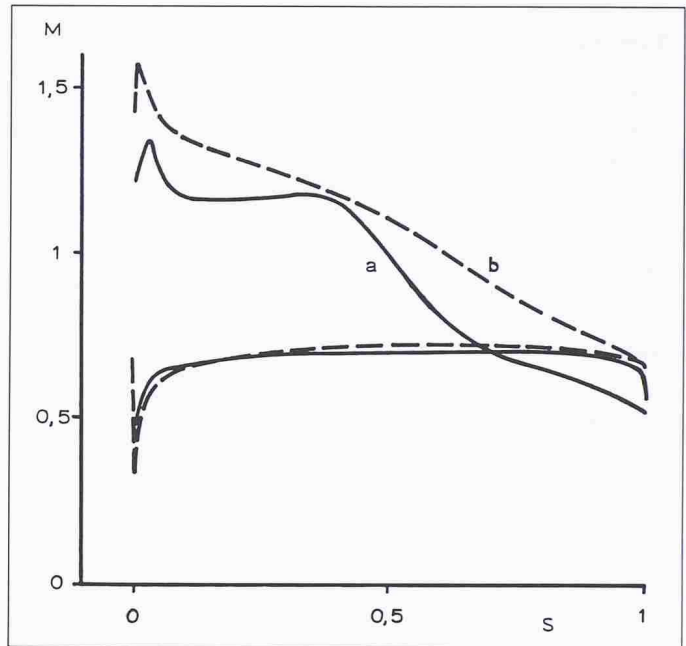


Bild 4. Machzahlverteilung um das Doppelkreisbogen-Profil im Gitterschnitt bei Anströmung mit Schallgeschwindigkeit nach Rechnungen mit dem Zeitschrittverfahren von Steger & Lomax [siehe z.B. 47]:

- a) mit Euler-Gleichungen
- b) mit Navier-Stokes-Gleichungen

wünschte Geschwindigkeitsverteilung durch Nachrechnungen schrittweise geänderter Geometrien, z.B. [33, 34, 35, 36]. Von der Möglichkeit einer inversen Handhabung des Gitterentwurfprogramms bei Überschall-Profilanströmung wird bisher nur wenig berichtet [37, 38]. Die Reibungseinflüsse werden bei inversen und direkten Profilvergitterrechnungen durch Integral-Grenzschichtverfahren berücksichtigt [39, 40, 41].

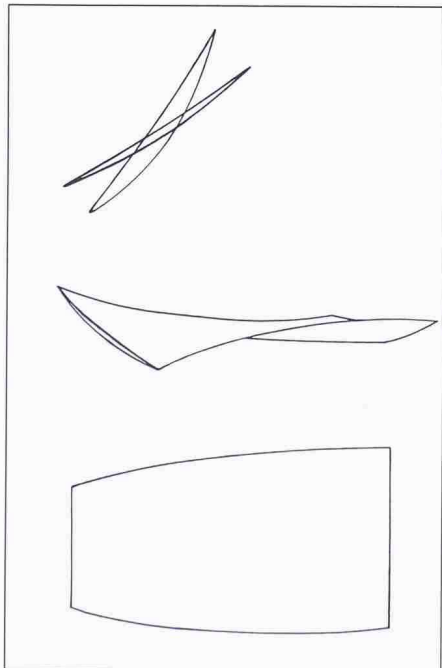


Bild 5. Schaufelentwurf mit strömungsangepassten Profilschnitten nach [48] und Randzonenkorrektur nach [49] für den Einfluss der Seitenwandgrenzschicht

Grösseneinfluss

Je nach Strömungsmedium, Arbeitsdruck oder Baugrösse der ausgeführten Maschine machen sich bei den Turboverdichtern Reynoldszahleinflüsse bemerkbar. Strömungsmedium und Arbeitsdruck beeinflussen vorherrschend den industriell eingesetzten Axialverdichter, der Arbeitsdruck ändert sich mit der Flughöhe von Triebwerksverdichtern, und die Maschinengrösse ist von Bedeutung bei der Ähnlichkeitstransformation für Baureihen in der Ausführung von Kraftwerksgasturbinen. Veröffentlichungen in der Literatur geben ein exponentielles Gesetz für die Änderung des Grenzschichtverlustes in Axialmaschinen mit hydraulisch glatter Oberfläche an, wobei der Exponent der Reynoldszahl zwischen $-0,1$ und $-0,15$ um den Wert $-0,125$ schwankt [42]. Die Umrechnung der mittleren Rauigkeit R_a verschiedener Oberflächen in die strömungsmechanisch gleichwertige Sandrauigkeit R_s wird von verschiedenen Quellen im Bereich von $R_s/R_a = 4,2$ bis 12 angegeben [42, 43]. Dabei fanden $6,3$ bis $8,9$ in Axialverdichtern Verwendung.

Schlussfolgerungen

Bei der Berechnung der Axialverdichterströmung im Meridianschnitt sind die sogenannten Stromlinienkrümmungsverfahren in der industriellen Anwendung am weitesten verbreitet.

Bei steigenden Machzahlen werden ihnen in der jetzigen Form Grenzen gesetzt sein [44].

Die Verwendung inverser strömungsfeldangepasster Profilvergitterauslegung wurde bisher nur an Verdichterschaukelreihen mit Unterschall-Relativanströmung in der Praxis verwirklicht.

Um die Auslegungszeit für einen Maschinenentwurf aus wirtschaftlichen Gründen zu verkürzen, gelangen zunehmend «quasi dreidimensionale» Rechenverfahren zum Einsatz. Dabei werden die zweidimensionalen Rechnungen von Meridianschnitt und Profilschnitten schrittweise ineinander überführt, um wesentliche Einflüsse wiedergeben zu können, ohne die kostspielige dreidimensionale Rechnung in der Auslegungsphase durchführen zu müssen. Von derartigen quasi dreidimensionalen Verfahren in der industriellen Anwendung berichten unter anderen [19, 41, 45].

Danksagung

Für Rechnungen, die den Abbildungen zugrunde liegen, richtet sich der Dank der Verfasser an ABB-Kraftwerke A.G., P. Ebner (Bild 1), D. Rais (Bild 2), J. Smutny und P. Smejkal (Bild 3 und 5), Rolls-Royce (Bild 3), O. Schäfer und H.P. Blahowsky (Bild 3).

Adresse der Verfasser: H. Stoff und R. Wälchli, ABB, Abt. KWG E 12, 5401 Baden.