

Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 64 (1973)

Heft: 6

Artikel: Die Entwicklung des zweipoligen Turbogenerators zur reinen Flüssigkeitskühlung

Autor: Pohl, H.

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-915522>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 18.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

BULLETIN

DES SCHWEIZERISCHEN ELEKTROTECHNISCHEN VEREINS

Gemeinsames Publikationsorgan des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins (SEV)
und des Verbandes Schweizerischer Elektrizitätswerke (VSE)

Die Entwicklung des zweipoligen Turbogenerators zur reinen Flüssigkeitskühlung

Von H. Pohl

621.313.322—81:621.564.3

Seit März 1971 steht im dänischen Kraftwerk «Skaerbaek» ein Turbogenerator in Betrieb, der sich von den bisher üblichen Maschinen dieser Art deutlich unterscheidet. Das seitherige Standard-Kühlmittel Wasserstoff ist darin vollständig durch Wasser ersetzt. Der vorliegende Aufsatz zeigt den Weg zu dieser Entwicklungsstufe und die Möglichkeiten der neuen Kühlart, bespricht den neuen Generator und die Erfahrungen des seitherigen Betriebes und gibt dann einen Ausblick auf die Anwendung solcher Generatoren für Leistungen oberhalb 1000 MVA.

Dans la centrale danoise «Skaerbaek» un turbo-alternateur est en service depuis mars 1971, qui diffère nettement des machines installées jusqu'alors. L'hydrogène, réfrigérant classique, y est entièrement remplacé par de l'eau. Dans cet article, on montre le chemin parcouru jusqu'à ce stade de développement, ainsi que les possibilités de ce nouveau mode de refroidissement. On décrit le nouvel alternateur, de même que les expériences faites en service jusqu'ici, et donne un aperçu de l'emploi de tels alternateurs pour des puissances de plus de 1000 MVA.

1. 1600 MVA mit einem zweipoligen Turbogenerator

Zwei Einflüsse hauptsächlich treiben die Einheitsleistung grosser Turbogeneratoren immer weiter hinauf:

- a) Der Verbrauch an elektrischer Energie steigt noch immer um etwa 7% pro Jahr. (Bevölkerungszuwachs in Europa nur 0,8% p. a.)
- b) Mit leistungsfähigeren Einheiten wird die elektrische Energie wirtschaftlicher erzeugt.

In Tabelle I ist für zweipolige Turbogeneratoren dargestellt, welche jeweils grössten Einheiten bei Brown Boveri diese Entwicklungsrichtung kennzeichnen.

Erstellungsjahre von Turbogeneratoren

Tabelle I

Einheitsleistung (MVA)	100	250	700	(1600)
fertiggestellt	1950	1960	1970	(<1980)

Der kräftige Anstieg der Leistung wurde vor allem möglich durch die stärkere Ausnützung des verwendeten Materials, denn einer Vergrösserung der Dimensionen und Gewichte stehen die Transportbedingungen entgegen.

Fig. 1 verdeutlicht diese Aussage. Dort sind mit der jeweils grössten Maschinenleistung auch einige spezifische Belastungen aufgetragen und damit anschaulich dargelegt, in welchem Masse diese zu ihrer Zeit extremen Ausnützungs-Kennwerte immer weiter gesteigert werden mussten, um die Anforderungen des Marktes zu erfüllen:

- a) Die sog. Essonsche Zahl ist das Verhältnis der Scheinleistung des Generators P (MVA) zum Produkt aus Rotordurchmesser D^2 (m^2), aktiver Eisenlänge L (m) und Nenndrehzahl n (U./min).

$$E = \frac{P}{D^2 L n} \quad \text{MVA} \quad \text{m}^3 \text{U./min}$$

Dieser Kennwert E stieg z. B. von 6 im Jahre 1942 auf 30 im Jahre 1972 exponentiell an. Das bedeutet, dass mit dem gleichen aktiven

Rotorvolumen wie 1942 heute die 5fache Leistung erzeugt wird.

b) In Kurve 2 ist das gesamte Generatorgewicht bezogen auf die Nennleistung der Maschine. Sie zeigt, dass im Jahre 1940 2 kg Turbogenerator pro kW Leistung nötig waren. 1960 konnte die gleiche

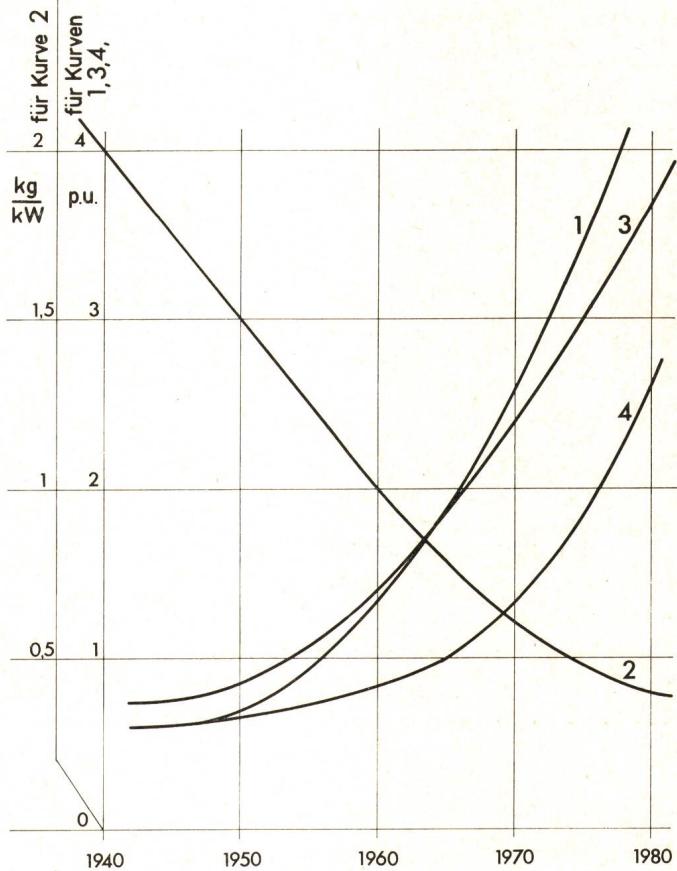


Fig. 1
Ausnützungskennwerte von BBC-Turbogeneratoren seit 1940
Kurve 2 in kg/kW; Kurven 1, 3 und 4 in p. u.

Spezifische Verluste

Tabelle II

Einheitsleistung MVA	Spezifische Verluste	
	Statorwicklung W/kg	Rotorwicklung W/kg
800	150	500
1500	320	1100

Wärmeübergangszahlen (WÜZ)

Tabelle III

Stoff	Luft	Helium	Wasserstoff		Wasser	WÜZ	
	Druck	1	1	1	4	1	ata
	169	194	269	792	17 000	W/m ² 0C	

Leistung schon mit 1 kg Maschine garantiert werden, und 1980 werden wahrscheinlich 0,4 kg/kW genügen.

c) Die Stromdichten S in Ständer- und Läuferwicklung (Kurve 3 und 4) lagen schon 1940 über den Werten, die für vergleichbare Querschnitte in Kabeln, Sammelschienen und Freileitungen heute noch üblich sind.

Sie sind seither stetig gestiegen und werden in nächster Zukunft im Statorkupfer gegen 10 A/mm², im Läufer sogar nach 20 A/mm² streben. Die Verluste pro Gewichtseinheit der Wicklung sind proportional S^2 , was bedeutet, dass man sich auf die spezifischen Verluste gemäss Tabelle II einstellen muss.

Die Belastungs-Kennwerte des Materials immer weiter zu treiben, war nur mit verbesserten Kühlmethoden und wärmameren Kühlmitteln möglich. Als bei Einheitsleistungen um 60 MVA Luft als Kühlmittel nicht mehr genügte, wurde Wasserstoff gewählt, weil er bei gleicher Wärmekapazität die besseren Wärmeübergangszahlen (WÜZ) erbringt und bei seiner geringen Dichte im Vergleich zu Luft sehr kleine Ventilationsleistungen braucht. In Tabelle III sind die WÜZ von Luft, Wasserstoff und Helium einander gegenübergestellt unter Voraussetzung eines Gasstromes von 60 m/s entlang einer glatten, ebenen Wand. Wasser ist dabei nur vergleichsweise erwähnt, unter Annahme einer Reynoldszahl von 116 500.

Fig. 2 dagegen vergleicht die Wärmekapazität einiger Kühlmedien miteinander; sie zeigt, dass man für Aufnahme und Abführung der gleichen Verluste bei gleicher Kühlmittelerwärmung entweder 3960 m³ Luft oder 3780 m³ H₂ von 1 ata oder 755 m³ H₂ von 4 ata, aber nur 2,44 m³ Kühlöl oder 1 m³ Wasser braucht.

Hier tritt ebenfalls die deutliche Überlegenheit der flüssigen Kühlstoffe zutage, speziell die des Wassers, wobei folgende Betrachtung diese Aussage noch unterstreicht:

Bei axialer Kühlgasströmung mit Wasserstoff in den Hohlleitern der Rotorwicklung werden zur Entnahme von 1000 kW Verlusten etwa 100 kW Ventilationsleistung aufgewendet. Den gleichen Verlustanteil führt Wasser mit einer Pumpenleistung von nur 10 kW ab.

Aus all diesen Gründen wurden in der Ständerwicklung von Turbogeneratoren schon sehr früh flüssige Kühlmittel anstelle von Gasen verwendet, obwohl – gemessen an den spezifischen Verlusten – die Rotorwicklung schon damals hätte Vorrang haben sollen. Heute nun wird die in 12 Jahren Betrieb bewährte Methode auch auf die Rotorwicklung übertragen. Welche Folgen dieser Schritt für den inneren Aufbau des Generators hat, soll in Abschnitt 3 gezeigt werden; hier sei zunächst untersucht, wie die spezifische Belastung des Rotorkupfers bei Kühlung mit Wasser gesteigert werden kann.

2. Wasser als Kühlmittel auch für die Rotorwicklung

Ausreichend für die Funktion des rotierenden Gleichfeld-Magneten, genannt Turborotor, wären magnetischer Stahl, Kupfer und Isolation; die beiden ersten Materialien müssen so angeordnet werden, dass zur Erzeugung eines bestimmten magnetischen Flusses von sinusförmiger Verteilung das Produkt aus Strom und Windungszahl minimal bleibt. Isolation ist dabei ein notwendiges Übel, ebenso wie Nutenverschlusskeile und Kühlkanäle. Alle diese Dinge beanspruchen Platz, dienen dabei aber weder zur Führung magnetischen Flusses noch zur Leitung elektrischen Stromes.

Bei sonst gleichen Verhältnissen ergeben sich die kleinsten Kühlkanalquerschnitte im Rotorkupfer dann, wenn das Kühlmittel mit der grössten Wärmekapazität, also Wasser, gewählt wird. Man nimmt z. B. einen wasserdurchströmten Leiter nach Fig. 3, belastet ihn mit $I = 15000$ A und stellt die Frage, wie gross in diesem Falle die Distanz L zwischen Wasseraufzehr und Wasseraustritt sein wird, wenn die maximal zulässige Kupfertemperatur und die Wassergeschwindigkeit gegeben sind.

Die Wassereintrittstemperatur sei 40 °C, die Wassererwärmung $\Delta\vartheta = 55$ °C, die maximal zulässige Kupfertemperatur 105 °C und die Wassergeschwindigkeit 4 m/s.

In diesem Falle beträgt der Temperatursprung vom Wasser zur Leiterwand ca. 8 °C, der Temperaturanstieg im Kupfer ca. 2 °C und die mögliche Länge eines Kühlpfades $L = 19$ m, also etwa eine Windungslänge bei einer 7,5-m-Maschine.

Bis zu einer Stromdichte S von 25 A/mm² lässt sich L nach folgender Gleichung berechnen.

$$L = \frac{1}{S^2} \cdot \frac{A_k}{A_{Cu}} \cdot \frac{v \cdot \Delta\vartheta \cdot c}{\varrho}$$

Darin bedeuten:

S Stromdichte im Hohlleiter

$\frac{A_k}{A_{Cu}}$ Verhältnis von Kühlkanal- zu Kupferquerschnitt

v Wassergeschwindigkeit

$\Delta\vartheta$ zugelassene Wassererwärmung

c spez. Wärme des Wassers

ϱ spez. Widerstand des Kupfers

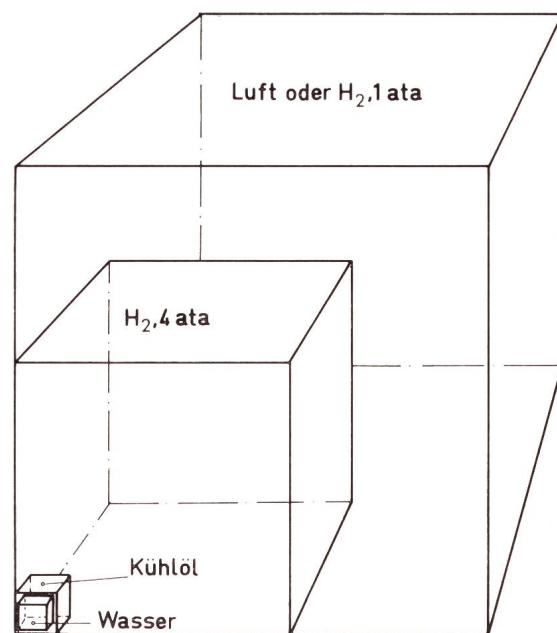


Fig. 2
Vergleich der Wärmekapazität einiger wichtiger Kühlstoffe

In Fig. 3 sind die Resultate in Kurvenform aufgetragen für:

$$A_k/A_{Cu} = 0,238$$

$$v = 2, 4 \text{ und } 6 \text{ m/s}$$

$$c = 4,180 \text{ Ws/cm}^3 \text{ } 0^\circ\text{C}$$

$$\varrho(78^\circ\text{C}) = 0,0215 \Omega \text{ mm}^2/\text{m}$$

Die kleinste, konstruktiv mögliche Kühlpfadlänge L – bei erregerseitiger Wasserzufuhr und Entnahme auf Antriebsseite – liegt bei 12 m entsprechend einer halben Windung im Läufer bei einer Eisenlänge von 9,5 m.

Damit könnte im Leiter nach Fig. 3 ein Strom von mehr als 20 kA geführt werden, was einer MMK pro Nut von 80 kA entspricht. Die heutigen Grenzleistungsmaschinen mit Wasserstoffkühlung führen vergleichsweise pro Nut ca. 40 kA.

Ausser der Wassergeschwindigkeit kann selbstverständlich bei weiter wachsenden Feldströmen der Kanalquerschnitt vergrössert werden bis zum optimalen Verhältnis $A_k/A_{Cu} = 1$; es gibt aber noch weitere Möglichkeiten:

- Unter Einsatz der Kältetechnik eine Kühlwassereintrittstemperatur nahe 0°C wählen, oder
- durch Anheben des Druckniveaus im Läuferwasserkreis den Verdampfungspunkt des Wassers hinaufschieben.

In beiden Fällen werden grössere Kühlstoff-Erwärmungen bei gleichem Volumendurchsatz möglich.

Aber auch bei Generatoren kleinerer Leistung bis in den Bereich der luftgekühlten Maschinen bietet die Wasserkühlung Vorteile. Bei Stromdichten von 5 A/mm^2 werden die mit einem einzigen Kanal kühlbaren Leiterlängen grösser als 150 m, was bedeutet, dass bei Erhaltung der konzentrischen Feldspulen mindestens eine Nutfüllung hydraulisch in Serie geschaltet werden kann. Wir sehen hier Anwendungsmöglichkeiten für gasturbinengetriebene Generatoren über 100 MVA.

3. Der Kühlstoff verändert das Aussehen des Generators

Das konventionelle Kühlmittel Wasserstoff erfordert eine Reihe von Konstruktionselementen, die z. T. auch das äussere Bild des Generators formen.

- Wasserstoffdichte, mit Rücksicht auf eine mögliche Knallgas-Explosion druckfest bemessene Gehäuse;
- Im Gehäuse eingesetzte Kühler zur Rückkühlung des zirkulierenden Wasserstoffes;
- Wasserstoffanlage und Dichtungsölanlage;
- Wellendichtungen, die das Austreten des Gases entlang der Läuferwelle verhindern;
- Ventilatoren zur Kühlgasumwälzung.

Wenn nun – durch die Verwendung flüssiger Kühlmittel – auf den Wasserstoff verzichtet werden kann, so entfallen mit ihm auch die genannten Konstruktionsmerkmale. In der Schnittzeichnung der Maschine (Fig. 4) fallen folgende Veränderungen auf:

- Das Gehäuse, vor allem die stirnseitigen Deckel, sind wesentlich leichter gebaut;
- Anstelle von Schildlagern wurden Bocklager verwendet;
- Der Rotor trägt keine Ventilatoren;
- Anstelle der Wellendichtung treten einfache Labyrinth;
- In den Luftspalt ist ein Zylinder eingesetzt, der Rotor- und Statorraum trennt.

Ein solcher Generator steht seit März 1971 in der dänischen Zentrale Skaerbaek in Betrieb. Die Leistung beträgt 330 MVA. In der Figur sind die einzelnen Kühlkreise bezeichnet, von denen jeder einzelne die kalorimetrische Bestimmung der in ihm abgeföhrten Verluste gestattet und nötigenfalls eine Kühlmitteldosierung entsprechend dem Verlustanfall ermöglicht.

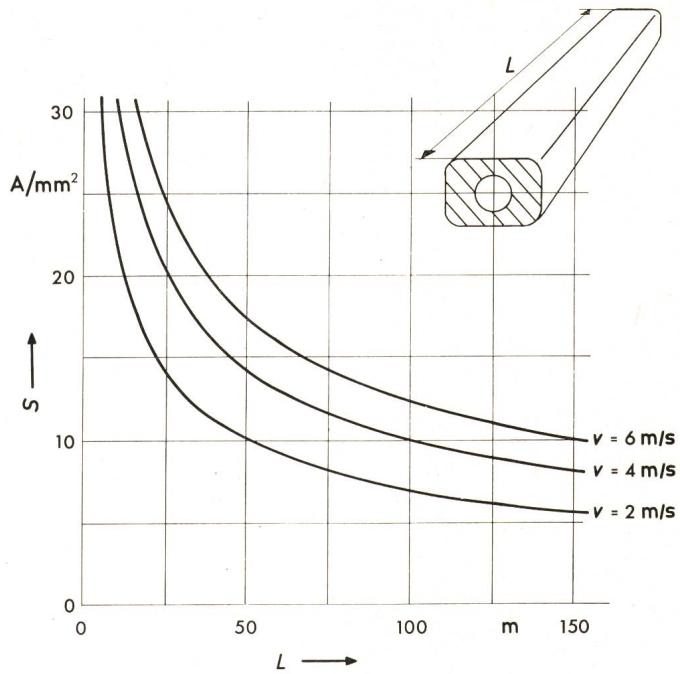


Fig. 3
Mögliche Kühlpfadlängen L in Funktion der Stromdichte S
Parameter: Strömungsgeschwindigkeit des Wassers

4. Beschreibung der Maschine Skaerbaek III

In der Statorwicklung wird die seit 12 Jahren bewährte Lösung verwendet. Im Roebelstab gleichmässig eingestreute und mit den Einzelleitern gemeinsam verseilte Hohlleiter ermöglichen eine axiale Kühlströmung und damit die Entnahme der Stabverluste bei geringen Temperatursprüngen. Die Zahl der Hohlleiter und ihre Abmessungen werden den Stabverlusten der jeweiligen Maschine angepasst. Isolierschläuche stellen die hydraulische Verbindung zwischen den Stäben und den Sammelrohren her. In das Kühlsystem der Statorstäbe sind Ableitungen und Generatorklemmen mit einbezogen. Das verwendete Kühlwasser ist gekennzeichnet durch geringe elektrische Leitfähigkeit von $0,5 \mu\text{s/cm}$ und extrem niedrigen Sauerstoffgehalt.

Das Statorisen ist wie folgt gekühlt:

In die antriebseitige Pressplatte sind zwei Ringkammern eingebaut, von denen eine das Kühlwasser auf die Kühlrohre im Paket verteilt; die zweite dient als Sammelring. Die Kühllemente selbst sind konzentrische Rohre. Ihrer Funktion wird am besten die Bezeichnung Tauchkühler gerecht.

Das Kühlmittel strömt durch das innere Rohr ins Blechpaket ein und durchfließt es bis zum erregerseitigen Ende. Auf seinem Rückweg im Ringspalt zwischen beiden Rohren nimmt das Wasser die Verluste auf, die vom Blech an das äussere Rohr abgegeben werden. Das äussere Rohr ist ins Joch eingegossen, indem der Spalt zwischen seiner äusseren Micadur-Isolation und dem Blech mit einer leicht elastischen, thermisch gut leitenden Masse ausgefüllt wurde. Die Tauchkühler sind einseitig bei ihrer Anspeisung in der antriebseitigen Pressplatte geerdet. Die schleifringseitige Pressplatte hat ihren eigenen Wasserkreis.

Den Verschalungsteilen rund um den Wickelkopf kommt die Aufgabe zu, die Streuflüsse auf den Wickelkopfraum zu begrenzen. Sie bestehen aus Aluminium, in das zur Aufnahme der Wirbelstromverluste Kühlrohre aus rostfreiem Stahl ein-

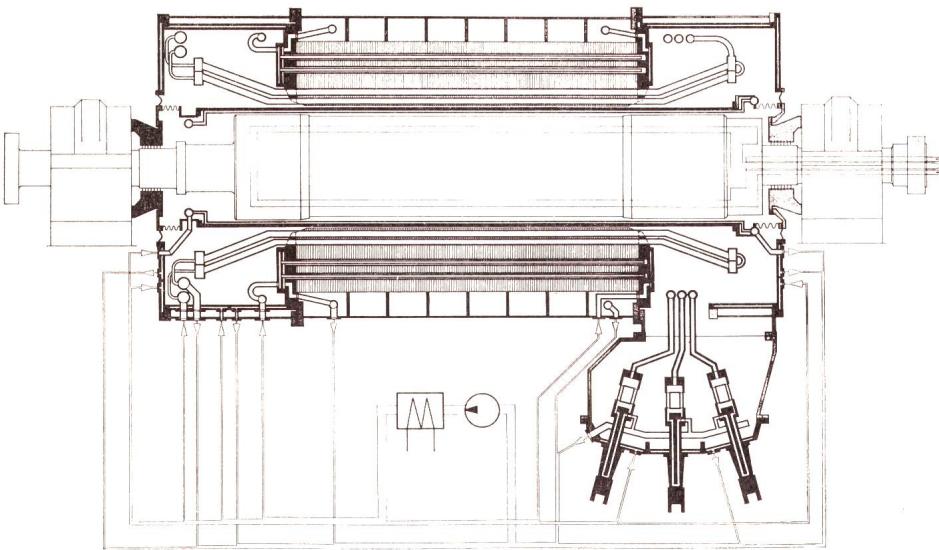


Fig. 4
Kühlschema des Generators Skaerbaek III
mit vollständiger Wasserkühlung

gelegt sind. Auch die Stirnwand des Generators ist in gleicher Weise ausgeführt.

In die Statorbohrung ist ein Zylinder aus Isolierstoff eingesetzt, der den Rotorraum völlig umschliesst und gegen den Stator gasdicht abgrenzt. Zusammen mit den Labyrinthen am Austritt der Wellenenden aus dem Generator ermöglicht dieser Zylinder eine Teilevakuierung des Rotorraumes und damit eine deutliche Reduktion der Luftreibungsverluste des Rotors. An der Innenseite des Luftpaltzylinders sind wasserdrückflossene Kühlprofile aus rostfreiem Stahl wendelförmig so verlegt, dass die vom Luftpaltfeld darin induzierten Spannungen sich aufheben. Die Wirbelstromverluste in den Profilen sind infolge der geringen elektrischen Leitfähigkeit des Materials unbedeutend. Der Kühlwendelbelag nimmt die Gasreibungsverluste auf und übernimmt außerdem einen Teil der elektrischen Verluste von der Rotoroberfläche.

Die Kühlmittelzufuhr zum Rotorkupfer ist wie folgt gelöst:

In der Zentralbohrung des schleifringseitigen Wellenendes liegen zwei konzentrische Rohre, die über das Wellenende vorstehen und dort in Lagern geführt sind. Zusammen mit der Konstruktion des Wasserübertragers bilden sie zwei Kammern, in die je ein Zuführungs- oder Ableitungsrohr einmündet (Fig. 5). Die Lager sind wassergeschmiert. Durch das innere Rohr fliesst das Wasser dem Rotor zu; der Rücklauf erfolgt im Ringspalt zwischen den Rohren. Wasser aus dem Schmierspalt des grösseren Lagers wird in der vorgeschalteten Labyrinth-Kammer gefangen und dem geschlossenen Kühlkreis aufbereitet wieder zugeführt. Im Wellenzentrum strömt das Kühlwasser bis zu den radialen Verbindungen zwischen den Zentralrohren und einem der Wicklung vorgelagerten Verteil- und Sammelring. Er ist in 4 Kammern unterteilt, von denen jede eine eigene Verbindung zu den Zentralrohren hat. Aus zwei diametral liegenden Kammern fliesst Kaltwasser über Isolierstrecken den einzelnen Zweigen der Wicklung zu, die beiden anderen nehmen das erwärmte Kühlmittel auf und leiten es über ihre radialen Verbinder wieder nach dem Wellenzentrum zurück. Die Wicklung selbst ist so aufgebaut, dass jede einzelne Windung aussen am Wickelkopf axial zugänglich ist, d. h., sie ist an der Wasseranspeise-Seite als Zweischichtwicklung ausgeführt. Jeweils an der Stelle, wo Ober- und Unterschicht miteinander elektrisch verbunden sind, erfolgt auch die hydraulische Anspeisung der beiden hier verbundenen Windungen, die dann parallel vom Kühlwasser durchflossen werden.

Die Dämpferwicklung ist ebenfalls wasserdrückflossen. Ziel ist die bestmögliche Kühlung der Rotoroberfläche, die durch Inversfeld, Flusspulsation infolge Ankernutung, Oberwellen der Ankerfeldkurve und Gasreibung mit Verlustdichten bis zu 45 kW/m^2 belastet sein kann. Die Füllung des Rotors mit Wasser erfolgt bei Drehzahlen um 500 U./min.

Das Kühlmittel verteilt sich so, dass

keinerlei Unwuchten zu spüren sind; die Luft wird verdrängt.

Beim Ausbalancieren haben sowohl der früher gebaute Versuchsrotor als auch der Rotor von Skaerbaek III im gesamten Drehzahlbereich das auch bei gasgekühlten Rotoren übliche Verhalten gezeigt.

4.1 Laufversuche und Betrieb

Bei gasgekühlten Generatoren sind die Verteilung der Gasmengen und die Strömungsgeschwindigkeiten für die einzelnen parallelen Kühlpfade durch die Konstruktion und die Wahl der Ventilatoren weitgehend festgelegt. Regulierende Eingriffe in die internen Kreise sind nur schwer möglich. Die einzelnen Verlustkomponenten sind messtechnisch kaum zu trennen; nur ihre Summe wird durch kalorimetrische Messungen im Wasserkreis der Kühler erfasst.

Die gezielte Wasserkühlung der einzelnen Maschinenteile in getrennten Kreisen mit Regulier- und Messmöglichkeiten ausserhalb des Gehäuses dagegen erlaubt nicht nur eine genaue Bestimmung der Verluste jedes einzelnen Kreises, sondern in Grenzen auch eine Dosierung der Kühlstoffmenge nach Verlustanfall.

Bei den Laufversuchen des Generators Skaerbaek wurde auf diese Weise festgestellt, dass sich die Zusatzverluste wie folgt verteilen:

a) Statorwicklung und Ableitungen	30,0 %
b) Pressplatten	21,6 %
c) Pressfinger	18,5 %
d) Innenverschalungen	9,0 %
e) Luftpaltzylinder	5,8 %
f) Rotoroberfläche	13,8 %
g) Klemmenkasten	1,3 %

Ein Generator dieser Konzeption kann auch dann noch betrieben werden, wenn im Rotorkreis eine Leckage auftritt, weil der Luftpaltzylinder den Stator verlässlich gegen ihre Auswirkungen abschirmt. Die Isolation der Polspulen ist beständig gegen feuchte Atmosphäre, und es sind Vorkehrungen getroffen, korrosive Einwirkungen des Leckwassers auf den Rotor zu verhindern. Unwuchten durch Ansammlung von Leckwasser unter den Rotorkappen z. B. treten nicht auf.

5. Zweipolige Turbogeneratoren mit Einheitsleistungen $\geq 1000 \text{ MVA}$

Aufbau und Kühlung dieser Maschinen werden sich nicht wesentlich unterscheiden von der beschriebenen Erstausführung Skaerbaek III. Abweichungen gegenüber dieser Lösung

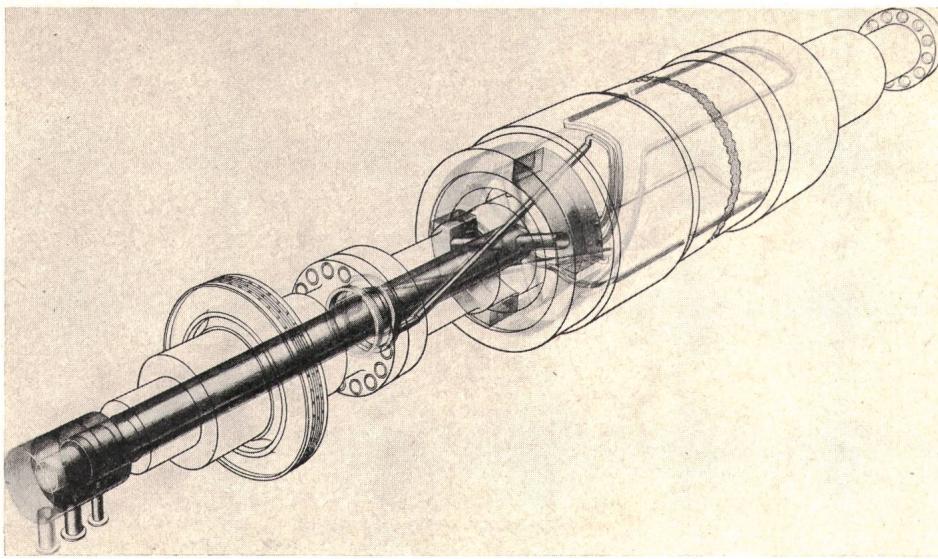


Fig. 5
Kühlkreise im wassergekühlten Turborotor

sind entweder bedingt durch gesteigerte Ausnützung oder zielen auf weitere Steigerung der Betriebssicherheit.

5.1 Die elastische Aufstellung des Stators

Die magnetische Kraftwirkung des drehenden Polfeldes bewirkt im Statorblechpaket elliptische Deformationen, die mit der Kreisfrequenz des Drehfeldes umlaufen.

Sie werden in der Literatur meist mit dem Ausdruck «4-Knoten-Schwingung» bezeichnet, weil die Außenkontur des deformierten Blechpaketes sich mit seiner Sollform, dem Kreis, in 4 Punkten (Knoten) schneidet. Die radialen Amplituden dieser Schwingung können bis $30 \mu\text{m}$ erreichen und würden bei direkter Übertragung auf die Fundamente störende Gebäudeschwingungen hervorrufen. Deswegen muss, wie das heute schon für gasgekühlte Grossgeneratoren üblich ist, auch ein wassergekühlter Stator elastisch mit dem Fundament verbunden werden. Federblätter auf beiden Seiten des Generators

übertragen die Kurzschlusskräfte, erlauben Wärmedehnungen in radialer und in Achsrichtung und halten gleichzeitig die 4-Knoten-Schwingungen von den Fundamenten fern. Ein mögliches seitliches Schwanken des Generators auf den Federblättern wird durch waagrechte Zugelemente unter dem Generator verhindert.

5.2 Die lamellierte Pressplatte

Die Untersuchung der Stirnraumfelder von Generatoren mit konventionellen, massiven Pressplatten zeigt,

dass die axial einstreuenden Feldkomponenten die ersten Lagen Ständerblech sehr stark belasten. Eine eindeutige Verbesserung der Verhältnisse in diesem Punkte ist durch die Verwendung einer Pressplatte möglich, die aus geschichteten Magnetblechen besteht wie das Paket selbst (Fig. 6). Die Bleche sind untereinander verklebt und stirnseitig geschrägt, so dass sich die vom Stirnraum her eintretenden Kraftlinien über die ganze axiale Dicke des geschrägten Teiles der Platte verteilen. Die Unterschiede zwischen dieser und den herkömmlichen Pressplatten wurden erstmals von *M. Darrieus* [5]¹⁾ beschrieben; seine Vorhersagen sind inzwischen an 10 Grossmaschinen bestätigt worden, von denen die erste seit 9 Jahren betrieben wird.

5.3 Die Kühlung im Statoreisen

Die Wahl des Kühlstoffes Wasser für die Statorbleche bedingt Rohrleitungen im Stapel oder eingelegte Kühlsegmente; die direkte Wasserkühlung der Bleche scheint aus heutiger Sicht ausgeschlossen. Für Rohre im Joch wird die Isolationsdicke durch die induzierte Spannung bestimmt. Sie ist demnach abhängig von der Lage des Rohres im Magnetfeld des Statorrückens und proportional der Rohrlänge, der Jochinduktion und der Netzfrequenz und ist deshalb den Erfordernissen einer wirkungsvollen Verlustabfuhrung nur beschränkt anpassungsfähig. Bei Verwendung von Öl oder ähnlichen Kühlstoffen hingegen wird die direkte Kühlung der Statorbleche möglich.

Ein Kühlungssystem dieser Art steht bei einem 254-MVA-Generator der Zentrale «Amer» seit 12 Jahren in störungsfreiem Betrieb.

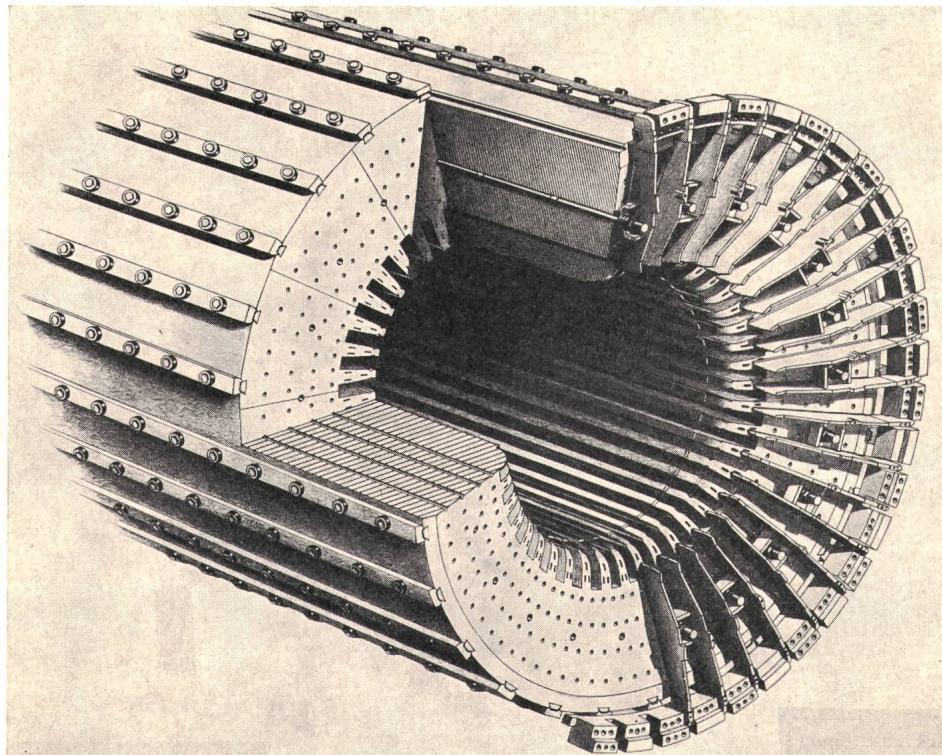


Fig. 6
Generator mit lamellierter Pressplatte

¹⁾ Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

Dort sind die massiven Pressplatten als Anspeise- und Sammelkammern für das Kühlmittel eingesetzt. Das Öl strömt in axialen Kanälen, die in die Bleche eingestanzt und durch die Schichtung des Paketes aufgebaut sind. Zwischen den Blechen hindurchsickerndes Öl wird durch den Luftspaltzylinder vom Läufer ferngehalten. Bei periodischen Revisionen der Maschine wurden störende Verölungen nicht festgestellt; hingegen wurde beobachtet, dass anfangs austretendes Öl verkrustet und so die feinen Sickerkanäle dichtet.

Für das Öl als Kühlstoff im Ständerblechpaket spricht aber nicht nur die Tatsache, dass auf zusätzliche Elemente wie isolierte Rohre verzichtet werden kann, sondern auch seine isolierende und bei Schwingungen dämpfende Wirkung sowie die völlige Unschädlichkeit eventueller Leckagen im Generator, denn da der Ständer mit Stickstoff gefüllt ist, wird auch das Risiko einer Entzündung ausgeschlossen.

6. Zusammenfassung

Flüssige Kühlmittel in Turbogeneratoren anstelle von Wasserstoff verbessern den Wirkungsgrad der Maschine, weil die zu ihrer Umwälzung nötige Pumpenleistung nur einen Bruchteil der Ventilationsleistung von Wasserstoff-Maschinen beträgt.

Flüssige Kühlmedien führen durch Einsparung der Kühler, der Ventilatoren und des explosionssicheren Gehäuses zu einer gedrängteren Bauweise der Maschinen. Die einzelnen Kühlkreise gestatten differenzierte Eingriffsmöglichkeiten in das Temperaturniveau einzelner Maschinenteile.

Die Ausnutzung des aktiven Materials kann durch Flüssigkeitskühlung deutlich gesteigert werden. Für 2polige Generatoren mit 3000 U./min werden damit Einheitsleistungen bis 2000 MVA möglich, für halbtourige Maschinen solche bis 3000 MVA.

Literatur

- [1] *R. Noser et R.-D. Kranz*: Turbo-alternateur à rotor refroidi par liquide. Rapport Cigré N° 111, 1966.
- [2] *E. Wiedemann*: Grosssturbogeneratoren mit ausschliesslicher Wasserkühlung. Brown Boveri Mitt. 53(1966)9, S. 501...520.
- [3] *N. Krick*: Entwicklungsstand der Turbogeneratoren. Brown Boveri Mitt. 56(1969)8, S. 368...379.
- [4] *G. Darrieus*: Détermination et tracé des champs à trois dimensions. Application aux têtes de bobines, notamment des turbo-alternateurs Rev. Gén. Electr. 76(1967)3, p. 333...354.
- [5] *R. R. Noser and H. Pohl*: Cooling large turbogenerators without hydrogen. Trans IEEE PAS 90(1971)5, p. 2101...2107.

Adresse des Autors:

Dipl.-Ing. H. Pohl, AG Brown Boveri & Cie., Abt. MGT, 5242 Birr.