

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 121/122 (1943)
Heft: 9

Artikel: Aus dem Turbokompressorenbau von Escher Wyss A.-G.
Autor: Hablützel, Emil
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-53053>

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: 21.02.2026

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

dem angerichteten Unheil einzuschreiten. Die Schutzvorschriften sollen dem Arbeiter einleuchten und befogbar sein. Zu widerhandlungen sind nicht zu dulden. Ordnung und Uebersichtlichkeit. Sofortige gründliche Aufklärung jeder noch so geringfügigen Betriebstörung. — Leichter gesagt als getan. Das Bezeichnen und Freihalten der Verkehrswege, die Einrichtung der Transportmittel, die Sorge für die Ausweichslung schadhafter Werkzeuge, die Sicherung von Stapeln, das Versenken von Geleisen, die ständige Ueberwachung der Schutzmittel, das nicht erlahmende Durchsetzen der Sicherheitsvorschriften — all diese Schwierigkeiten rufen in grösseren Betrieben der Schaffung einer eigenen, der Geschäftsleitung für die Betriebsicherheit direkt verantwortlichen Stelle. Der Sicherheitsingenieur wird sich dann durchsetzen, wenn es ihm gelingt, die Wirtschaftlichkeit des Betriebs zu heben.

Aus dem Turbokompressorenbau von Escher Wyss A.-G.

Nach einem Aufsatz von B. LENDORFF in «EscherWyss-Mitteilungen»

Anwendungsbereiche. Gase und Dämpfe werden vorteilhaft in Turboverdichtern komprimiert, wenn die Fördermenge, gemessen in m^3/h , das 80 bis 120fache des Verdichtungsverhältnisses erreicht oder überschreitet. Darunter sind Kolben- den Rotations-Kompressoren in Wirkungsgrad und Preis vorzuziehen. Dennoch kann die völlige Oelfreiheit des Fördergutes auch hier den Ausschlag zu Gunsten des Turboverdichters geben. Fördermengen bis zu $100\,000\ m^3/h$ können bei einflutiger Bauart, solche bis zu $200\,000\ m^3/h$ mit Zweifluttigkeit in den ersten Stufen von einem einzelnen Radialkompressor bewältigt werden. Für axiale Gebläse lassen sich diese Werte noch gewaltig steigern und durch Kombination der beiden Maschinengattungen lassen sich hinsichtlich Fördermenge und Verdichtungsverhältnis alle praktischen Bedürfnisse befriedigen (Abb. 1 und 2).

Normalisierung. Die Fördermengen und damit die lichten Weiten der Räder und Gehäuse schwanken je nach Verwendung in sehr weiten Grenzen; ebenso ändern von Fall zu Fall Verdichtungsverhältnis und Dichte des Fördergutes, wodurch die Stufenzahl immer wieder anders wird, und schliesslich kommen noch Bauarten mit und ohne Kühlung in Frage, wobei noch Unterschiede in der Art der Kühlung auftreten. Darum lässt sich der Turboverdichterbau niemals auf wenige Normaltypen beschränken. Hingegen ist die Firma bestrebt, Preis und Lieferfristen herabzusetzen durch Normung der Aufbauelemente, wie Laufräder, Diffusoren, Lager, Bestandteile des Schmierölsystems, Reglerteile usw.

Kühlung. Bekanntlich erfordert isothermische Verdichtung den kleinsten Arbeitsaufwand. Im Laufrad selber lässt sie sich aber nie erreichen, und so sucht man sich ihr zu nähern durch Kühlen zwischen den einzelnen Stufen. Sollen die Abmessungen der Zwischenkühler in bequem zu meisternden Grenzen bleiben, so müssen die Gase oder Dämpfe eine beträchtliche Temperatur-Differenz gegen das Kühlwasser aufweisen. Darum bauen Escher Wyss die Turboverdichter bis zu einem Verdichtungs-Verhältnis von $2 \frac{1}{2}$ bis 3 ohne Zwischenkühlung und nennen diese Maschinen *Turbogebläse*. Sie kompensieren den Nachteil in der Abweichung von der isothermischen Verdichtung teilweise durch den Wegfall des unvermeidlichen Druckabfalls im Kühler. *Turbo-Kompressoren* arbeiten mit über dreifachem Verdichtungsverhältnis und erhalten ungefähr nach jeder dritten Stufe einen *Zwischenkühler*. Nicht nur durch die Beschränkung der Kühlerrzahl, sondern auch durch die sorgfältige Gestaltung der Zustraherspiralen als Diffusoren sucht man den Druckverlust minimal zu halten. Die Zwischenkühler sind seitlich angeordnet, bequem zugänglich und ihre Rohrbündel sind leicht ausziehbar. Normalerweise strömt das Wasser in und das Gas quer um die gerippten Kühlrohren. Nur wenn die gasseitige Reinigung wichtiger ist als die wasserseitige, werden die Wege vertauscht. Muss aus irgend einem Grund die Kondensatbildung aus den mit Wasserdampf gesättigten Gasen vermieden werden, so wählt man eine mildere Kühlart, die sogenannte *Gehäusekühlung*, bei der die Gehäusewandungen Wasserkammern mit getrenntem Wasseraulauf für jede Stufe aufweisen. Durch Regulieren der Wassermengen lässt sich der ganze Verdichtungsverlauf oberhalb der Taupunkte halten. In Sonderfällen kann die im Kühlwasser abgeführt Wärme einen Verlust bedeuten, z. B. wenn die komprimierten Gase oder Dämpfe nachträglich wieder unter Arbeitsabgabe in einer Turbine entspannt werden. Hier wird mit der *Einspritzkühlung*, d. h. mit dem Zerstäuben einer geeig-

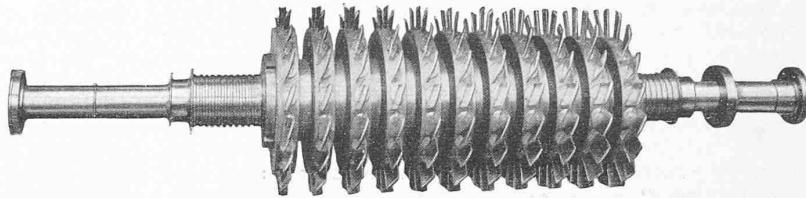


Abb. 6. Rotor eines vielstufigen Axialgebläses mit drehbar eingebauten Schaufeln
Laufraddurchm. 450 mm, $n = 9000$ U/min, Ansaugmenge $20000\ m^3/h$, Verdicht.-Verh. 2,5

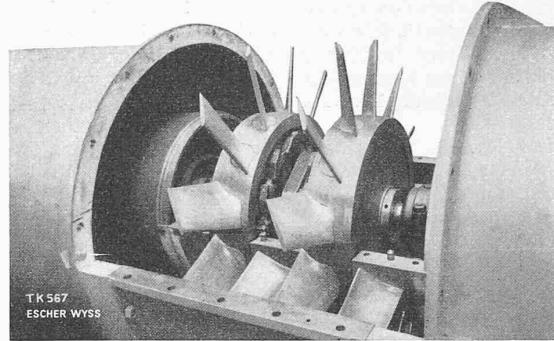
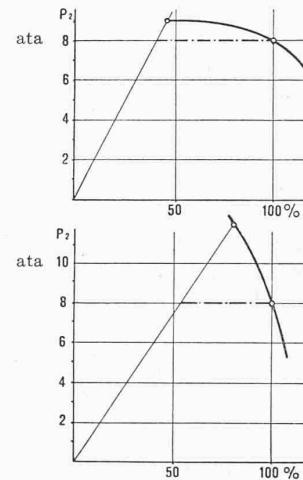


Abb. 5. Axialgebläse werden bis zu vier Stufen mit im Betrieb selbsttätig verstellbaren Laufschaufeln gebaut



Kompressor-Charakteristiken (Abszissen = Mengen in %)

Abb. 3. Bei Saugdrosselung gibt flache Charakteristik beste Anpassung an konst. Druckbedarf bei versch. Belastungen

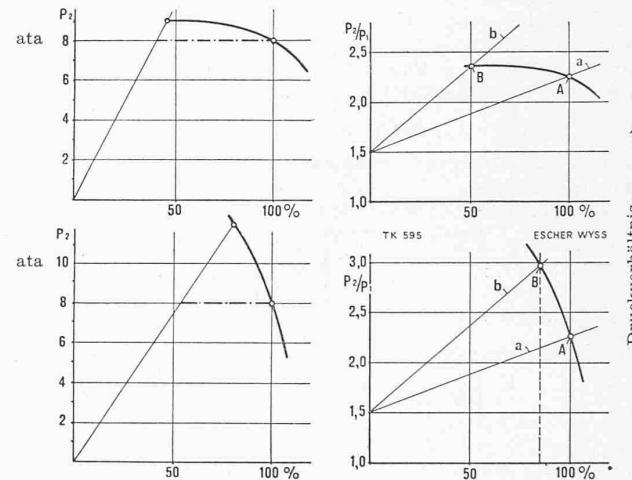


Abb. 4. Bei Wärmepumpen geht mit zunehmender Verkrustung die Fördermenge bei steiler Charakteristik viel weniger zurück als bei flacher (oben)

neten Flüssigkeit in den Umlenkkanälen, die Verdichtungstemperatur reguliert, und die Wärme dient zur Ueberführung der Flüssigkeit in Dampf, der an der nachträglichen Arbeitsabgabe teilnimmt. Bei Wasserdampfverdichtern wird natürlich Wasser eingespritzt. Aber auch bei Luft- und Gasverdichtung kann Einspritzkühlung vorteilhaft sein, sofern der erhöhte Wassergehalt zulässig ist. Es wird damit nicht nur der Wirkungsgrad verbessert, sondern es lassen sich durch die Einspritzdüsen von Zeit zu Zeit auch Lösungsmittel einführen, die Ablagerungen aus Verunreinigungen wieder beseitigen.

Kennlinien und Regulierungen. Die Kennlinie einer Turbo-Fördermaschine (Pumpe oder Kompressor) stellt die Förderhöhe in Abhängigkeit der Fördermenge dar, und zwar ist in der Regel H bzw. Δp als Ordinate und Q bzw. V als Abszisse gewählt. Diese Kurve kann je nach der Schaufelung flach verlaufen oder aber mit steigendem Q bzw. V stark abfallen. In diesem Fall entspricht einer beträchtlichen Druckerhöhung eine nur bescheidene Abnahme der Fördermenge, während bei flacher Kennlinie eine kleine Druckerhöhung eine starke Herabsetzung der Fördermenge zur Folge hat. Je nach den Betriebsverhältnissen ist die eine oder andere Art vorteilhafter. Wo mehrere Maschinen parallel arbeiten sollen, müssen ihre Kennlinien sich decken; andernfalls lässt sich bei Belastungsänderungen niemals eine gleichmässige Lastverteilung erreichen. In Druckluftanlagen mit konstantem Druck an der Verbrauchsstelle erfolgt die Rege-

Aus dem Turbokompressorenbau von Escher Wyss A.-G.

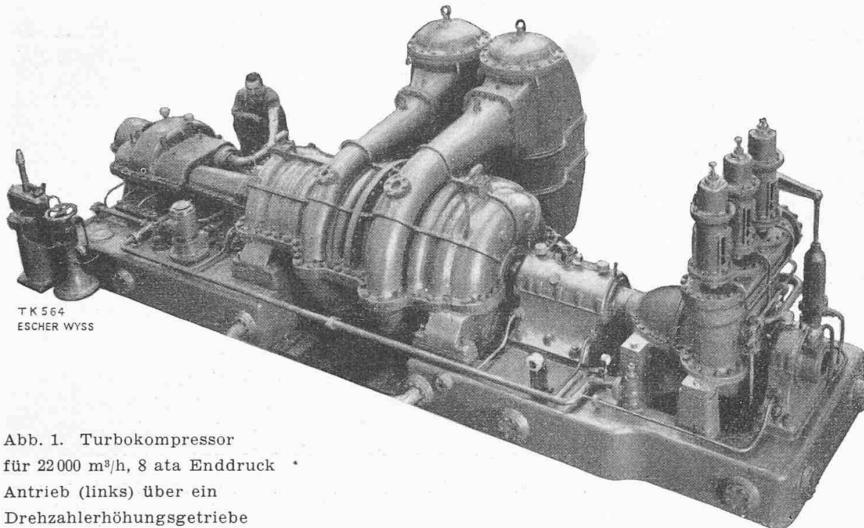


Abb. 1. Turbokompressor
für 22000 m³/h, 8 ata Enddruck
Antrieb (links) über ein
Drehzahlerhöhungsgetriebe

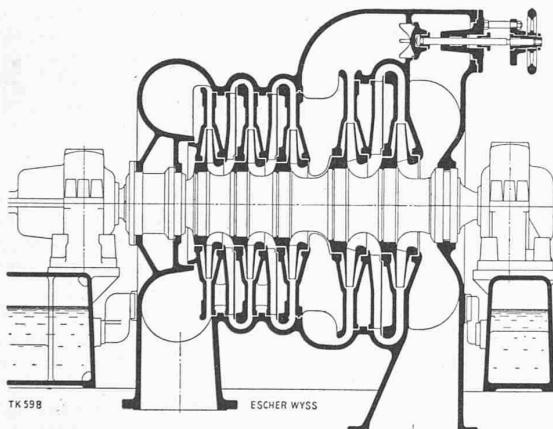


Abb. 2. Turbokompressor mit Handventil zur Umgehung
zweier Stufen zwecks Regelung auf Bedarf

lung der mit konstanter Drehzahl umlaufenden Maschine durch Saugdrosselung. Hier ist eine flache Kennlinie erwünscht, damit mit einer geringen Drosselung auf Saugseite eine beträchtliche Mengenreduktion erreicht wird. In Eindampfungsanlagen ist die steile Charakteristik besser. Der Strömungswiderstand und damit das Δp des Kompressors wächst mit zunehmender Verkrustung der Heizkörper, aber dank der steilen Kennlinie geht die Leistung der Anlage nur wenig zurück (Abb. 3 und 4).

Eine ideale Anpassung an veränderliche Druckverhältnisse ist bei Turbokompressoren mit Dampfturbinenantrieb möglich durch Änderung der Drehzahl. Bei elektrischem Antrieb kommt hingegen eine Tourenverstellung selten in Frage. Hier lässt sich eine Veränderung des Enddruckes durch Saugdrosselung erreichen; vorteilhafter ist aber das Abschalten einzelner Stufen mittels Umgehungskanälen und Stufenumgehungsventil. Treten die Druckänderungen nicht häufig, dafür aber für längere Dauer auf, so lohnt sich der Antrieb über ein Wechselgetriebe; diese gestatten übrigens auch eine Anpassung an Betriebe mit wechselnder Netzfrequenz. Aehnliche Vorteile bietet die Wahl eines Vorschaltgebläses, das nur mitdreht, wenn das grösste Druck-Verhältnis erreicht werden soll, bzw. wenn die Netzfrequenz herabgesetzt ist.

Axialgebläse. Die beste Anpassung an veränderliche Betriebsverhältnisse erlauben die Axialverdichter mit im Betriebe verstellbaren Laufschaufeln (Abb. 5). Diese Bauart kommt aber nur für geringe Stufenzahl, also kleinste Druckverhältnisse, bei grossen Fördermengen in Frage. Axialverdichter ergeben pro Stufe eine viel kleinere Druckerhöhung als Zentrifugalkompressoren; ihre Kennlinie fällt auch steiler ab. Um vernünftige Schaufellängen zu erhalten, müssen grosse Fördermengen zu bewältigen sein. In ihrem eigentlichen Arbeitsgebiet erreichen sie wesentlich bessere Wirkungsgrade als Turbokompressoren, allerdings nur in einem schmalen Betriebsbereich. Auch bei

vielstufigen Axial-Verdichtern lassen sich die Schaufeln verdrehen, allerdings nicht im Betriebe. Es kann damit eine nachträgliche Anpassung an veränderte Betriebsverhältnisse vollzogen werden. Wenn die Berechnungsgrundlagen unsicher waren, ist man besonders froh um diese Verstellmöglichkeit. Zentrifugalgebläse muss man in solchen Fällen sicherheitshalber immer etwas überdimensionieren.

Einige Sonderausführungen. Turboverdichter für nitrose Gase werden vollständig aus säurefesten Baustoffen hergestellt. Sie dienen in der chemischen Industrie bei der Salpetersäurefabrikation, wo die nitrosen Gase unter 3 bis 4 ata zugeführt werden. Bei diesen Prozessen bleiben grosse Mengen Restgase, hauptsächlich Stickstoff, unter Druck übrig, die in Abhitzeverwertern noch aufgeheizt und dann in ein- oder mehrstufigen Abgasturbinen unter Arbeitsabgabe entspannt werden. Diese Turbinen sind mit den Kompressoren direkt gekuppelt. Um Energieverluste zu vermeiden, wird hier die Kompressionstemperatur durch Einspritzkühlung reguliert. — Turboverdichter für CO₂-haltige Gase erhalten Gehäusekühlung mit einzel regulierbarem Wasserumlauf für jede Stufe, denn hier muss wegen der Korrosionsgefahr ein Unterschreiten der Taupunkte peinlich vermieden werden. — Wasserdampfverdichter werden gelegentlich mit Zwischendampfentnahme gebaut, wenn Dampf von verschiedenen Drücken gebraucht wird. Auch hier kommt nur Einspritzkühlung in Frage. — Bei verschiedenen Hoch- und Höchstdruckverfahren der chemischen Industrie werden Turboverdichter den als Kolbenmaschinen gebauten Hochdruckstufen vorgeschaltet, weil, als Kolbenkompressoren gebaut, die ND-Stufen ungeheure Abmessungen annehmen würden. Solche Vorschalt-Turbokompressoren arbeiten mit Enddrücken bis zu 30 at.

Eine Spezialität der Firma Escher Wyss A.-G. sind die Dampfumwälzgebläse für Höchstdruckdampferzeuger nach System Löffler. Die Dichte des geförderten Dampfes erlaubt es, in einer einzigen Stufe die erforderliche Druckdifferenz von 5 bis 6 ata zu erzeugen. Bisher wurden sämtliche Löfflerkessel mit EWAG-Umwälzpumpen ausgerüstet.

Emil Hablützel

100 Jahre Turbinenbau Escher Wyss, Zürich

Von den Escher Wyss Maschinenfabriken A.-G. in Zürich wurde anlässlich der Aufnahme des Baues der «Aerodynamischen Turbine»¹⁾ in das Fabrikationsprogramm der Firma ein reich illustriertes Sonderheft ihrer periodischen «Mitteilungen»²⁾ herausgegeben, in dem einleitend eine kurze Uebersicht der Entwicklung des Strömungsmaschinenbaues dieser Firma gebracht wird. In Ergänzung dieser Uebersicht wäre noch zu bemerken, dass Freistrahlturbinen von Escher Wyss schon im Jahre 1909 Wirkungsgrade von 90% erreichten und im Jahre 1916 auch mit Francisturbinen Wirkungsgrade von 90 bis 92 % erreicht worden sind.

Ein weiterer Sprung in der Entwicklung war auch der Bau von Freistrahlturbinen für über 900 m Gefälle im Jahre 1898 und von Francisturbinen für über 260 m Gefälle im Jahre 1920. Entsprechend dem Anlass zur Herausgabe des Sonderheftes beschäftigen sich die ersten Beiträge von Prof. Dr. J. Ackeret und Dr. C. Keller mit der Theorie der aerodynamischen Turbine und dem Vergleich dieser Maschinen mit der Gas- und Dampfturbine. Die «Rolle der Forschung im Turbinenbau» wird von Dr. Keller in einem besonderen Artikel behandelt und in interessanter Weise auf die Analogien zwischen hydraulischen und kalorischen Turbinen hingewiesen, wobei die weitgehende Verwandtschaft der Strömungsmaschinen im allgemeinen in sehr eindrucksvoller Darstellung zum Ausdruck kommt. Ueber die «Neuere Entwicklung der Escher Wyss-Dampfturbine» berichtet Obering. F. Flatt, während speziell die «Kraftwerksturbinen» von den Obering. H. Bollier und J. J. Sperry und die «Industrieturbinen» von Ing. R. W. Peter dargestellt werden. Die Regler der Dampfturbinen behandelt Ing. A. Lüthi sowohl theoretisch als auch konstruktiv in einem besonderen Kapitel, und zum Abschluss des kalorischen Abschnittes äussert sich Obering. H. Bollier über «Die

¹⁾ Beschrieben in SBZ, Bd. 113, S. 229* durch J. Ackeret und C. Keller.

²⁾ «Escher Wyss Mitteilungen», Nr. 15/16, Jahrgang 1942/43.