

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 92 (1974)  
**Heft:** 22: SIA-Heft, Nr. 5/1974: Zur "pro aqua - pro vita" in Basel  
  
**Artikel:** Kompakte Abwasserpumpwerke grosser Leistung  
**Autor:** Jaggi, Hans  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-72385>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 16.05.2025

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

probleme technischer und terminlicher Art leichter lösen und eine *Gesamtgarantie* erwirken.

### Nachtrag

Seit der Niederschrift dieses Aufsatzes sind bei nahezu allen Tanks bereits die Wasserprüfungen durchgeführt worden. Die Primärsenkungen haben stattgefunden. Das Wasser ist spezifisch schwerer als Öl, so dass sich bei diesen Probelastungen mit vollem Wassertank gegenüber der Belastung mit der Ölfüllung eine Überbelastung von etwa 20 % ergibt. Bei allen bereits gefüllten Tanks hat sich gezeigt, dass

- die Senkungen das im voraus berechnete Ausmass in keinem Falle überschritten haben, sondern die in der Regel etwas darunter liegen,
- die Senkungen der Tanks vertikal erfolgten,
- die Tankfundament-Abdichtungen auch in der Randzone keinerlei Beschädigungen erlitten haben, so dass nun ohne Nacharbeit der Randzone die Abdichtung des Wannensbodens eingebaut werden kann.

Adresse des Verfassers: K. Gantenbein, in Firma Vatat, Abdichtungs- und Tankschutz AG, Eichholzstrasse 38, 8330 Pfäffikon ZH.

## Kompakte Abwasserpumpwerke grosser Leistung

Von Dr. Hans Jaggi, Meilen

DK 621.65:628.25

*Beim Bau von kleinen Abwasserpumpwerken hat sich in den letzten Jahren ein merkbarer Wandel vollzogen. Die früher vorherrschende Konstruktion von Abwasserpumpen mit normalem Elektromotor und einer der Schachttiefe angepassten, oft recht langen Antriebswelle ist weitgehend verschwunden. An deren Stelle traten kompakte Monoblockeinheiten mit Tauchmotor, die direkt in den Sammel-schacht eingetaucht werden.*

*Grössere Abwasserpumpen werden jedoch vorzugsweise in vom Sammel-schacht getrennten Räumen aufgestellt, womit sie auch in Betrieb jederzeit zugänglich sind. Wartungsarbeiten sind einfacher und vor allem sauberer durchzuführen.*

### Einleitung

Wo keine Überflutungsgefahr für den Pumpenschacht besteht, können kurzgekuppelte Aggregate vertikaler oder horizontaler Bauart mit gewöhnlichen Elektromotoren eingesetzt werden. Solche Pumpwerke sind sehr kompakt und können vollständig unterirdisch angelegt werden. Eine ausreichende Belüftung zur Abfuhr der Verlustwärme muss jedoch sichergestellt sein.

Meist ist aber die Gefahr der Überflutung doch vorhanden, zwar nicht im Normalfall, sondern bei Gewittern, Hochwasser, Leitungsbruch usw. Es wäre aber niemals zu verantworten, wenn ein Pumpwerk gerade in einer solchen Notlage seinen Dienst versagen würde. Daher werden auch heute noch die meisten grösseren Pumpwerke auf herkömmliche Art gebaut, nämlich mit hochwassersicher aufgestelltem Elektromotor und einer meist recht langen und daher mehrfach gelagerten Antriebswelle (Bild 1a). Ein oberirdisches Pumpenhaus ist dabei unerlässlich, was wiederum planerische Probleme mit sich bringt, besonders in städtischen Verhältnissen. Die Betriebssicherheit ist zwar gewährleistet, aber sehr teuer einkauft.

Ein einfacher Weg zur Lösung dieses Problems ist in der Entwicklung der kleinen Abwasserpumpen gezeigt worden. Auch hier wird ein Elektromotor benötigt, der vollständig

wasserdicht ist, so dass prinzipiell die Konstruktion der kleinen Tauchmotoren übernommen werden kann. Bei höheren Motorleistungen müssen grössere Abwärmemengen abgeführt werden. Da die direkte Kühlung durch das umgebende Wasser wegfällt, gilt es, andere Wege zu suchen. Eine intensive Oberflächenkühlung der Motoren durch Luft wäre indessen nur eine Teillösung. Denn der verhältnismässig geringe Luftinhalt des Pumpenschachtes würde sehr rasch erwärmt. Eine Antriebsleistung von beispielsweise 100 kW bringt bei einem Motorwirkungsgrad von 90 % immerhin eine Heizleistung von 10 kW. Der zweite Schritt bestände zwangsläufig darin, durch eine kräftige Ventilation den meist unterirdisch angelegten Pumpenschacht zu lüften. Ab und zu wird Trinkwasser zur Kühlung

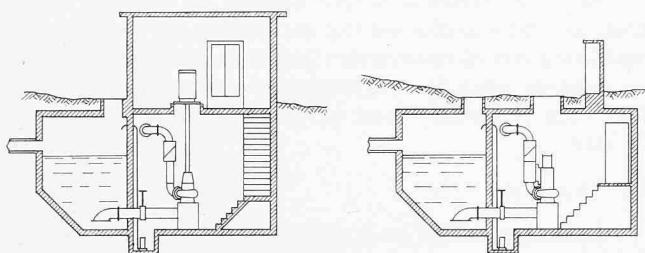


Bild 1a (links). Pumpwerk herkömmlicher Bauart

Bild 1b (rechts). Kompaktpumpwerk mit überflutungssicheren Motoren

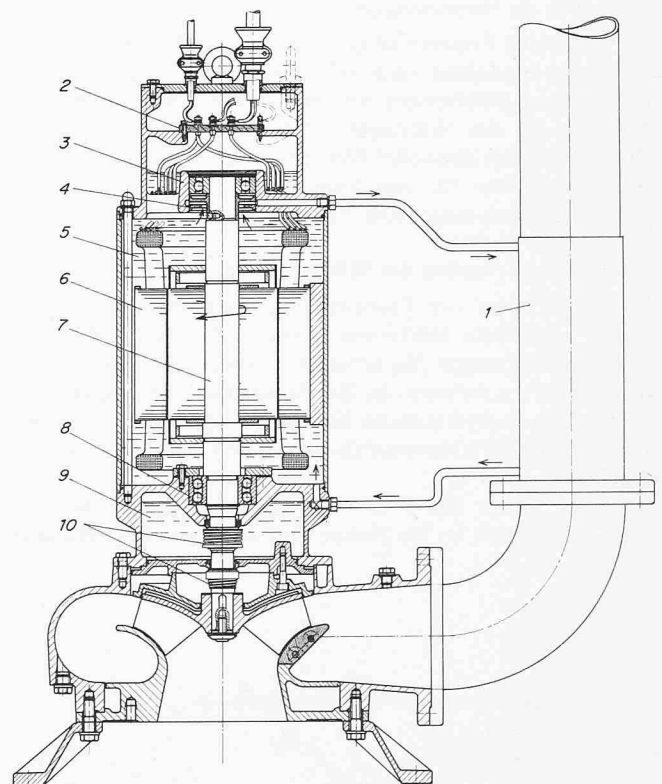


Bild 2. Schnittbild durch Pumpengruppe und Kühler

- |                           |                                       |
|---------------------------|---------------------------------------|
| 1 Kühler                  | 6 Stator                              |
| 2 Klemmenplatte           | 7 Rotor                               |
| 3 Oberes Lager            | 8 Unteres Lager                       |
| 4 Laufrad für Ölumwälzung | 9 Ölfüllung im Zwischenstück          |
| 5 Ölfüllung des Motors    | 10 Obere und untere Gleitringdichtung |

der Motoren verwendet, doch dies darf heute nicht mehr in Betracht gezogen werden. Hingegen bietet sich die Lösung an, auch hier das Abwasser zur Kühlung zu benutzen.

### Konstruktive Lösung

Bild 2 zeigt den konstruktiven Aufbau der Pumpengruppe. Sie wird von einem vollständig wasserdichten Tauchmotor angetrieben, der gegen die Pumpe hin durch zwei voneinander unabhängige Gleitringdichtungen abgedichtet ist. Die untere Dichtung besitzt Gleitflächen aus Hartmetall, die der Abrasion besser widerstehen.

Der Motor ist mit Öl gefüllt. Dieses schmiert die Kugellager, sorgt für eine gleichmässige Temperaturverteilung und verhindert die Bildung von Kondenswasser. Beim Hänny-Tauchmotor wird dieses Öl mit Hilfe eines auf der Motorwelle sitzenden kleinen Pumpenlaufrades durch einen Kühler umgewälzt, welcher die Wärme an das Fördermedium abgibt.

Für diesen Ölkühler ergeben sich einige konstruktive Randbedingungen. Das Fördermedium, meistens Abwasser, muss auf direktem Weg durch das Druckrohr abfliessen können. Der Kühler darf wegen der Verstopfungsgefahr weder das Rohr verengen noch durch irgendwelche Einbauten (Rippen usw.) den Durchfluss stören. Die Rohrwandtemperatur darf die Temperatur des Fördermediums nicht wesentlich übersteigen, damit sich keine Verkrustungen infolge chemischer Fällungsvorgänge bilden können.

Die grosse Flexibilität dieses Kühlsystems erlaubt eine optimale Anpassung für jeden Anwendungsfall. Der Kühler kann sowohl horizontal als auch vertikal eingebaut werden, es können sogar Rohrbogen mit einbezogen werden. Die Kühlergrösse richtet sich nach der Motorleistung und den Umgebungsbedingungen. Um den Kühler diesen Bedingungen anzupassen, ist ein thermodynamisches Modell zu erstellen, um daraus die Bemessungsgrundlagen herauszuarbeiten.

Es ist eine Ermessensfrage, welche Betriebstemperatur für den Motor zugelassen werden soll. Wird sie zu niedrig gewählt, ist ein grosses Kühlsystem notwendig, andernfalls ergeben sich Probleme bei den Wälzlager und der Motorisolation. Mit 120 °C wurde ein sinnvoller Wert gewählt, der gleichzeitig noch den Vorschriften für den Explosionsschutz genügt. Dieser Wert wird durch eingebaute Thermostate überwacht.

### Theoretische Erfassung der Wärmeströme

Den Verlauf der Energieströme zeigt Bild 3. Die dem Motor zugeführte elektrische Energie  $P_W$  wird vorerst in mechanische Energie  $N_M$  umgesetzt, wobei eine gewisse Verlustleistung  $Q_M$  entsteht. In der Pumpe wird die mechanische Energie  $N_M$  in hydraulische Energie  $N_H$  gewandelt. Die hier frei werdende Verlustenergie  $Q_P$  wird durch das Fördermedium abgeführt.

Vom Motor fliesst ein Wärmestrom  $Q_1$  über die Verbindungselemente an die Pumpe und damit an das geförderte

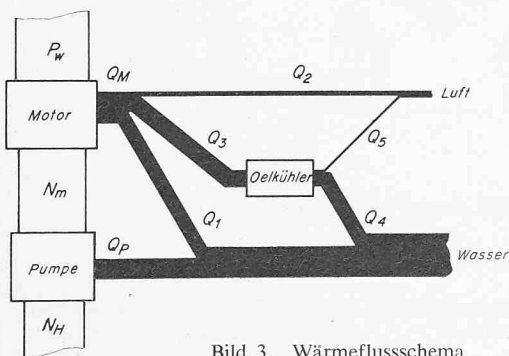


Bild 3. Wärmeflusschema

Wasser ab. Eine Wärmemenge  $Q_2$  geht durch Konvektion und Abstrahlung an die Umgebungsluft über. Der Ölkühler übernimmt die Wärmemenge  $Q_3$ , die grösstenteils an das Fördermedium abgegeben wird. Ein kleiner Teilstrom  $Q_5$ , der über die Kühloberfläche an die Luft übergeht, ist für die weiteren Betrachtungen vernachlässigbar.

Es wird davon ausgegangen, dass die Temperaturverteilung innerhalb des Motors ausgeglichen ist. Versuche haben ergeben, dass diese Voraussetzung lediglich bei extremer Überlast nicht mehr erfüllt ist.

Die einzelnen Wärmeströme sind theoretisch recht genau erfassbar. Im Motor wird die Wärmemenge

$$(1) \quad Q_M = (1 - \eta_M) P_W$$

erzeugt, in der Pumpe

$$(2) \quad Q_P = (1 - \eta_P) \eta_M P_W$$

Die im Motor erzeugte Wärmemenge teilt sich auf in die drei Ströme  $Q_1$ ,  $Q_2$  und  $Q_3$ . Über die konstruktive Verbindung Motor-Pumpe fliesst

$$(3) \quad Q_1 = k_1 F_1 (T_M - T_W)$$

wobei  $F_1$  die Querschnittsfläche dieser konstruktiven Verbindung darstellt.  $k_1$  ist die zugeordnete Wärmedurchgangszahl,  $T_M$  die Motortemperatur und  $T_W$  die Wassertemperatur.

Der Teilstrom  $Q_2$  teilt sich auf in einen Anteil Konvektion  $Q_{21}$  und einen Anteil Abstrahlung  $Q_{22}$ .

$$(4) \quad Q_{21} = \alpha_{21} F_{21} (T_M - T_L)$$

$\alpha_{21}$  ist die Wärmeübergangszahl zwischen Motoroberfläche und Luft. Sie ist für den Wärmefluss dominierend.  $T_L$  ist die Lufttemperatur,  $F_{21}$  die Motoroberfläche.

Der Strahlungsanteil ist

$$(5) \quad Q_{22} = \epsilon C_S F_{21} (T_M/100)^4$$

wobei  $C_S$  die Strahlungskonstante des schwarzen Körpers und  $\epsilon$  die Emissionszahl darstellen.  $T_M$  ist hier die absolute Temperatur des Motors.

Vom Motor zum Kühler wird die Wärmemenge  $Q_3$  durch den Ölstrom  $m_{\text{Öl}}$  transportiert. Das Öl tritt mit Motortemperatur  $T_M$  in den Kühler ein, die Rücklauftemperatur ist  $T_R$ .

$$(6) \quad Q_3 = m_{\text{Öl}} c_{\text{Öl}} (T_M - T_R)$$

$c_{\text{Öl}}$  ist die spezifische Wärme des Kühllöls.

$Q_4$ , der Wärmestrom im Kühler vom Öl zum Wasser, ist

$$(7) \quad Q_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{41}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{42}}} F_4 (T_4 - T_W)$$

Die Wanddicke des Kühlers ist  $s$ , deren Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ .

Hier sind Vereinfachungen zulässig. Es war eine Bedingung, dass die Wandtemperatur des Kühlers tief bleibt, um die Ausfällung von inkrustierenden Stoffen zu verhindern. Dies ist nur möglich, wenn der Wärmeübergang zwischen Wasser und Rohrwand wesentlich besser ist, als zwischen Rohrwand und Öl, also

$$(8) \quad \alpha_{42} \gg \alpha_{41}$$

Selbstverständlich muss diese Forderung auch tatsächlich durch konstruktive Massnahmen sichergestellt werden.

Weiter ist

$$(9) \quad \lambda/s \gg \alpha_{41}$$

Für die mittlere Öltemperatur  $T_4$  kann annähernd gesetzt werden

$$(10) \quad T_4 = \frac{T_M + T_R}{2},$$

so dass sich Gl. (7) vereinfacht zu

$$(11) \quad Q_4 = \alpha_{41} F_4 \left( \frac{T_M + T_R}{2} \right) - T_W$$

Schliesslich wird die Wärme durch das Wasser abgeführt. Ähnlich Gl. (6) gilt dann

$$(12) \quad Q_4 = \dot{m}_W c_W \Delta T_W$$

wobei die Erwärmung des Wassers  $\Delta T_W$  einen sehr kleinen Wert darstellt.

Die Wärmeabgabe des Kühlers an die Luft  $Q_5$  ist analog Gl. (4) und (5) zu behandeln. Aus der Summation der Teilströme ergeben sich für die Wärmeabgabe an die Luft

$$(13) \quad Q_L = Q_2 + Q_5$$

und an das Wasser

$$(14) \quad Q_W = Q_P + Q_1 + Q_4$$

Schliesslich erlaubt die Beziehung

$$(15) \quad Q_M + Q_P = Q_L + Q_W$$

die Kontrolle der Genauigkeit.

Die Wärmeströme  $Q_3$  und  $Q_4$  lassen sich in sehr weiten Grenzen beeinflussen, während  $Q_1$  und  $Q_2$  im wesentlichen konstruktiv gegeben sind.  $Q_5$  ist ein sehr kleiner proportionaler Anteil von  $Q_3$ , so dass wir

$$(16) \quad Q_5 = \mu Q_3 \text{ setzen können, oder gleichbedeutend}$$

$$(17) \quad Q_4 = (1 - \mu) Q_3$$

Eliminiert man aus Gl. (6), (11) und (17) die Grössen  $Q_3$  und  $Q_4$ , bleibt

$$(18) \quad \frac{\dot{m}_{\text{Öl}}}{F_4} = \frac{\alpha_{41}}{(1 - \mu) c_{\text{Öl}}} \cdot \frac{T_M + T_R - 2 T_W}{2 (T_M - T_R)}$$

Die Ölmenge und die Fläche des Kühlers sind an sich frei wählbare Parameter. Sie stehen jedoch in der durch Gl. (18) beschriebenen, gegenseitigen Relation und werden so aufeinander abgestimmt, dass sich bei gegebener Motortemperatur eine optimale Rücklaufumtemperatur einstellt.

Die bis jetzt hergeleiteten Daten beziehen sich auf den stationären Endzustand des Systems. In der Anlaufphase ist die Wärmekapazität des Motors mit zu berücksichtigen.

$$(19) \quad Q = m_M \bar{c}_M T_M(t)$$

$m_M$  ist die Masse des Motors,  $\bar{c}_M$  die mittlere spezifische Wärme. Diese Beziehung ist zusätzlich in das Gleichungssystem einzubauen. Sie gilt sowohl für die Startphase als auch für die Abkühlungsperiode nach dem Ausschalten.

In diesem Modell treten einige Grössen auf, die theoretisch nur ungenau bestimmbar sind, nämlich die Wärmedurchgangszahl  $k_1$ , die Wärmedurchgangszahlen  $\alpha_{21}$  und  $\alpha_{41}$  sowie das Emissionsvermögen  $\epsilon$ . Diese Grössen haben aber die Eigenschaft, sich bei einer gegebenen Konstellation nur geringfügig zu ändern und können damit als konstant oder linearisiert variabel betrachtet werden. Sie sind daher im Versuch zu ermitteln.

## Versuche

Das Ziel der Versuche ist die Bestimmung der numerischen Werte für Wärmeübergang und Strahlung sowie deren Variabilität bei verschiedenen Betriebszuständen. Um möglichst

viele Einflussfaktoren unabhängig voneinander zu ermitteln, wurde der Kühlkreislauf vom Hauptkreislauf getrennt. Die Versuchsanordnung umfasste einen Tauchmotor mit einer Nennleistung von 50 kW bei einer Drehzahl von 950 U/min, die Pumpe förderte 600 l/s bei einer Druckhöhe von 6,5 m.

Bild 4 zeigt den Versuchsaufbau. Die Pumpe saugt das Wasser aus dem Bassin an und fördert dieses über einen induktiven Mengenmessgeber sowie einen Drosselschieber zurück ins Bassin. Durch Veränderung der Schieberstellung kann jeder Punkt der Pumpencharakteristik eingestellt und damit der Motor innerhalb gewisser Grenzen mehr oder weniger stark belastet werden. Grössere Laständerungen werden durch den Einbau verschieden grosser Laufräder erzielt. Zur Druckmessung dienen Federmanometer, zur Messung der elektrischen Leistung die Zweiwattmeter-Methode.

Eine Hilfspumpe fördert eine getrennt regelbare Wassermenge durch den Ölkühler in einen Messbehälter. Wird der Kühler mit der vollen Wassermenge betrieben, erwärmt sich das Wasser lediglich um rund 0,002 °C. Diese Grösse ist ohne sehr grossen technischen Aufwand nicht messbar, so dass sich der Wunsch einstellt, die Wassermenge zu vermindern. Dies beeinflusst selbstverständlich die Wärmeübergangszahl, doch haben wir festgestellt, dass diese für unsere Untersuchungen vernachlässigbar ist [Gl. (8)]. Ein messbarer Einfluss entsteht erst bei einer Verminderung der Kühlwassermenge auf weniger als 1 % des Nennwertes. Die durch eine solche Reduktion entstehende Temperaturdifferenz von rund 0,2 °C kann mit einem elektronischen Differentialthermometer recht gut gemessen werden. Besondere Massnahmen sind nur noch zum Ausgleich der ausgeprägten Temperaturschichten an der Rohrwand erforderlich.

Die dem Ölkühler zugeführte Wärmemenge ergibt sich durch Bestimmung der umgewälzten Ölmenge und deren Temperaturdifferenz, die jedoch in einer problemlos messbaren Grössenordnung liegt.

Die Wärmeströme  $Q_2$  und  $Q_5$  können im Versuch durch Isolation für bestimmte Messreihen eliminiert werden, ihre Grösse wird also indirekt bestimmt.

Messtechnisch direkt kaum erfassbar ist  $Q_1$ , doch bestehen genügend sichere Messwerte, um diesen Wärmestrom als Differenz zu berechnen.

Die Aufheiz- und Abkühlvorgänge in diesem System sind derart träge, dass ein stationärer Zustand oft erst nach mehreren Stunden erreicht wird. Darum werden alle temperaturabhängigen Messgrössen auf einem Mehrkanalschreiber aufgezeichnet. Diese Automatisierung erlaubt die Durchführung

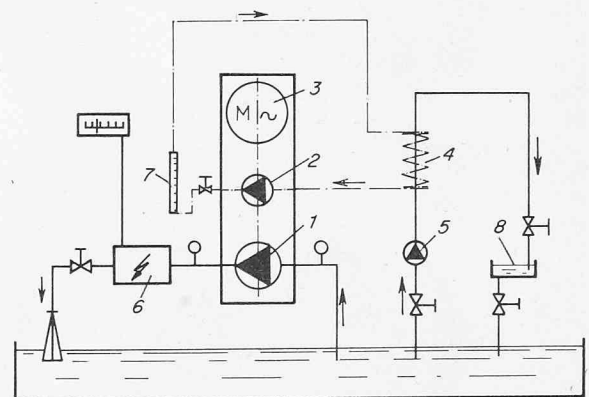


Bild 4. Versuchsanordnung schematisch

- |                                |                                      |
|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Abwasserpumpe                | 6 Mengenmessgerät für Hauptkreislauf |
| 2 Ölpumpe                      | 7 Mengenmessgerät für Ölkreislauf    |
| 3 Tauchmotor                   | 8 Messbehälter für Kühlkreislauf     |
| 4 Ölkühler                     |                                      |
| 5 Hilfspumpe für Kühlkreislauf |                                      |

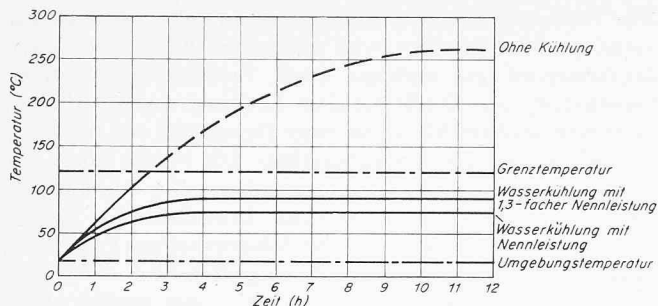


Bild 5. Motorerwärmung bei verschiedenen Betriebszuständen

einer grossen Anzahl von Versuchsreihen mit systematisch variierten Parametern, ohne dass der Personalaufwand untragbar ansteigt.

### Ergebnisse

Die gemessenen Daten erlauben den Aufbau eines quantitativ aussagesicheren Modells. Da dieses auf theoretisch fundierten Beziehungen beruht, eignet es sich für einen sehr weiten Bereich, insbesondere auch für Extrapolationsrechnungen.

In Bild 5 sind verschiedene Erwärmungskurven aufgezeichnet. Der ungekühlte Motor erreicht nach etwa 2,5 Stunden die zulässige Grenztemperatur von 120 °C. Nach sehr langer Betriebszeit würde sich die Temperatur asymptotisch an 270 °C annähern.

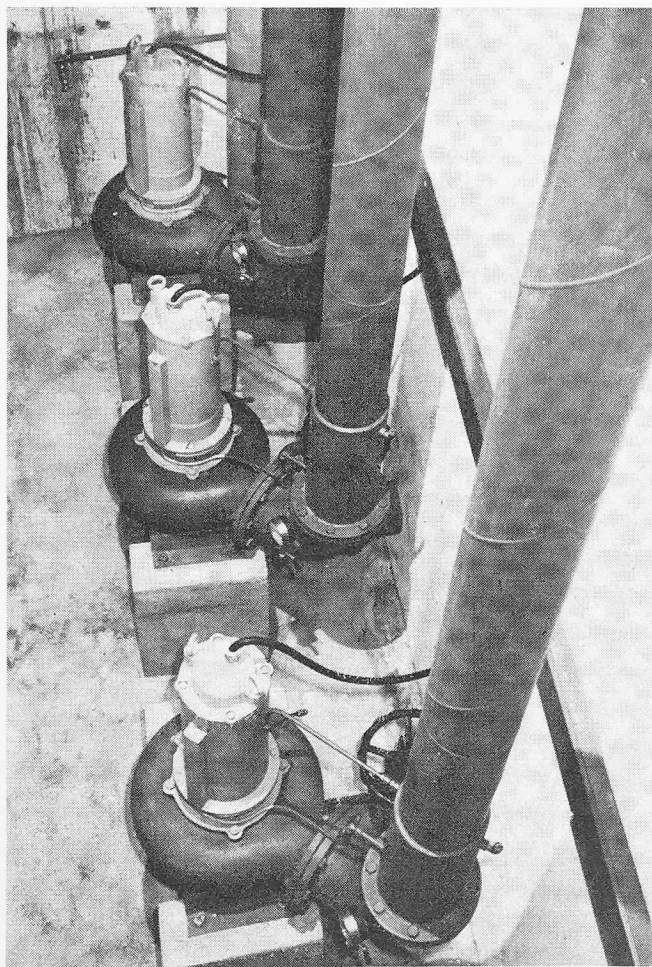


Bild 6. Abwasserpumpwerk mit überflutungssicheren Motoren in Kompaktbauweise. Installierte Leistung 40 kW, Baujahr 1970 (Werkbild Häny)

Durch Einschaltung des Ölkühlers erwärmt sich der Motor stationär lediglich auf 77 °C. Besonders interessant ist die Feststellung, dass bei einer Überlast von 30% die Temperatur nur um weitere 18 °C ansteigt. Das System reagiert also sehr elastisch. Eine Hochrechnung hat gezeigt, dass Motorleistungen bis 150 kW ohne besondere Probleme auf diese Art gekühlt werden können.

Für bestimmte Arten des intermittierenden Betriebes kann auf den Kühler verzichtet werden, nämlich dann, wenn auf kurze Betriebszeiten genügend lange Stillstandszeiten folgen, während denen sich der Motor abkühlen kann. Dies ist etwa der Fall, wenn in regelmässigen Abständen ein Behälter geleert werden soll. Im Zweifelsfall soll jedoch stets mit Kühler gearbeitet werden, da dieser meist billiger zu stehen kommt als eine sorgfältige Analyse der Betriebsweise.

### Beurteilung

Abwasserpumpen mit vollständig abgedichteten Motoren erlauben es, kompakte und betriebssichere Abwasserpumpwerke preisgünstig und rasch zu erstellen. Eine vollständig unterirdische Anordnung des ganzen Bauwerks ergibt ein Höchstmass an planerischer Freiheit.

Immer mehr wird heute auch anerkannt, dass Umweltschutz nicht nur eine Frage der technischen Möglichkeiten, sondern ebenso der Kosten ist. Die Beurteilung muss das Preis-Leistungs-Verhältnis mit berücksichtigen. Bereits eine erste Übersichtsrechnung zeigt, dass dieses beim beschriebenen Konzept wesentlich günstiger liegt als bei der herkömmlichen Anordnung, ohne dass Konzessionen bei Unterhalt und Betriebssicherheit gemacht werden müssen. Dies dürfte auch der Grund sein, weshalb innert kurzer Zeit mehr als ein Dutzend solcher Pumpwerke erstellt wurden.

### Literatur

- [1] Gröber, Erk, Grigull: Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1963, Springer Verlag.

Adresse des Verfassers: Dr. Hans Jaggi, dipl. Ing. ETH, SIA (Mitarbeiter H. Heimgartner und E. Brack), Häny & Cie, Bergstrasse 103, 8706 Meilen.

### Nekrologe

† **Konrad Jucker**, dipl. Architekt, von Zürich, geboren am 20. November 1899, ETH 1919 bis 1923, GEP, SIA, ist am 9. Mai gestorben. Nach Praxis in verschiedenen Architekturbüros wurde der Verstorbene 1930 Teilhaber der Firma Jucker & Itschner. Seit 1937 führte er ein eigenes Architekturbüro in Küsnacht ZH.

† **Ernst Meyer**, dipl. Maschineningenieur, von Zürich, geboren am 23. März 1900, ETH 1918 bis 1922, GEP, ist am 8. April gestorben. Seit 1935 bis zu seinem Rücktritt arbeitete der Verstorbene bei Sandoz AG, Basel.

† **Robert Meyer**, Dr., Ing. Chem., von Zürich, geboren am 24. März 1883, ETH 1901 bis 1905, GEP, ist am 24. April nach kurzer Krankheit gestorben. 1931 bis 1954 war der Verstorbene Direktor (Recherches Chimiques, Soc. Rhône-Poulenc), bis zu seinem Rücktritt 1963 Chimiste-Conseil.

† **Anton Rudolf Müller**, dipl. Maschineningenieur, von Zürich, geboren am 10. März 1905, ETH 1924 bis 1928, GEP, SIA, ist kürzlich gestorben. Nach einer Assistentenzeit an der ETH arbeitete der Verstorbene kurze Zeit bei Escher Wyss, Zürich. 1930 trat er in die Dienste der Schweiz. Sodafabrik, Zürich, wo er 1950 zum Direktor ernannt wurde. Zuletzt wohnte er in Rapperswil SG.