Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 101/102 (1933)
Heft: 14

Artikel: Flüssigkeitsgetriebe
Autor: Bauer, W.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-82977

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: 07.01.2026

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

Allgemeines über die praktische Anwendung. Mit dem Gelingen unserer Versuche ist nicht gesagt, dass nun die seismische Sondierung für jede Fundationstiefen-Ermittlung bei Kraftwerkbauten die einzig rationelle Methode darstelle. Man wird auch in Zukunft die geologische Feldaufnahme, Bohrungen und Sondierschächte nicht entbehren können, besonders wenn es sich darum handelt, die Gesteinsbeschaffenheit zu erforschen. In vielen Fällen dürfte sich eine Kombination von Bohrung und seismischer Sondierung empfehlen, wobei die Bohrungen so anzuordnen wären, dass sie eine Kontrolle der seismischen Aufnahme ermöglichen würden. Die seismische Methode hat grosse Vorteile. Einmal ist die Apparatur leicht transportabel, sie kann in Traglasten zerlegt ins Hochgebirge befördert werden. Die Aufnahme einer Staustelle im Längs- und Querprofil erfordert nur einige Tage Feldarbeit mit relativ wenigen Hilfskräften. Am besten eignen sich für die seismische Aufnahme Täler mit flachen Alluvialböden oder nicht allzusteilen Flanken, unter denen V- oder U-förmige Felsprofile verborgen liegen. Das Auffinden und die Tiefenbestimmung alter zugeschütteter Talläufe wird eine ihrer Hauptaufgaben sein. Das Feststellen schutterfüllter Felsspalten und schmaler Schluchten mit senkrechten Wänden dagegen wird grosse Schwierigkeiten bieten; in diesem Falle bleibt man auch fernerhin auf Bohrungen, Schächte oder Stollen angewiesen.

Als kleiner Nachteil der seismischen Methode kann die Notwendigkeit, Explosivstoff zu verwenden, bezeichnet werden. Bei Benutzung von Sicherheitssprengstoff und elektrischer Zündung lässt sich jedoch die Gefahr auf ein Minimum reduzieren. Hindernd bei der Aufnahme wirkt natürlich starke Ueberbauung des Geländes. In Luzern vorgenommene Aufnahmen, über die an anderer Stelle zu berichten sein wird, zeigten indessen, dass auch in solchen Fällen bei geeigneter Anordnung der Profile noch befriedigende Ergebnisse erzielt werden können.

Flüssigkeitsgetriebe.

Von Dipl. Ing. W. BAUER, München.

Während bei Dampfmaschinen das Anfahren unter Last und die allmähliche Geschwindigkeitsteigerung ohne Unterbrechung des Kraftschlusses möglich ist, besitzen Benzin- und Dieselmotoren diese Eigenschaft nicht. Die wärmewirtschaftliche Ueberlegenheit, ihre leichte Bedienbarkeit und nicht zuletzt die stete Bereitschaft haben diesen Motoren überall dort weiten Eingang verschafft, wo ihre Unterlegenheit gegenüber der Dampfmaschine in Kauf genommen werden kann. Beim Benzinmotor fällt das Drehmoment an der Motorwelle mit abnehmender Drehzahl zwar nicht linear, aber doch entscheidend, beim Dieselmotor dagegen bleibt dieses Drehmoment im ganzen Drehzahlbereich nahezu gleich; bei der Dampfmaschine fällt es mit steigender Drehzahl.

Zum direkten Antrieb sind daher beide Motorarten nicht geeignet; es muss zwischen Kraftquelle und Verbrauchstelle ein Zwischenglied eingeschaltet werden, das den Kraftschluss im gegebenen Zeitpunkt bei laufendem Motor einzuschalten gestattet. Durch Verwendung verschiedener, nach Bedarf einzuschaltender Uebersetzungen ist die Möglichkeit gegeben, Drehzahl und Drehmoment an der Verbrauchstelle in weitem Umfang den Bedürfnissen anzupassen, allerdings mit dem Nachteil, dass beim Umschalten der Uebersetzungen der Kraftschluss unterbrochen ist und dass eine verlustfreie Schaltung auch heute noch an die Geschicklichkeit des Fahrers besondere Anforderungen stellt.

Es ist daher nicht zu wundern, dass schon bald Versuche gemacht wurden, die Uebersetzung unter Aufrechterhaltung des Kraftschlusses ohne Geschwindigkeit- und damit auch Beschleunigungsprünge zu ändern. Die Friktionsgetriebe konnten nur für kleinere Leistungen in Frage kommen — erst in neuester Zeit sind auch solche für grössere Leistungen verwendbar —, man musste daher andere Wege gehen.

Schon 1897 tauchte in den deutschen Patentschriften ein Getriebe auf, das unter Ausschaltung der Zahnradübersetzungen Flüssigkeit zur Kraftübertragung verwendete und dementsprechend eine Pumpe und einen Motor vorsah, wobei zur Veränderung der Uebersetzung der Hub der Pumpe oder des Motors veränderlich war (DRP 115230 bezw. 151603). Dieses Flüssigkeitsgetriebe bildete den Ausgangspunkt für die einsetzende Entwicklung, erfuhr im Laufe der Zeit mancherlei Aenderungen und Ausführungsformen; die Zahl der Patente auf diesem Gebiete ist sehr gross und wir werden später sehen, dass trotz der verschiedensten Verbesserungen bei fast allen angemeldeten Getrieben immer wieder Vorschläge auftauchen und geschützt werden, die sich auf Verminderung der Verluste beziehen.

Die Ursache dieser Verluste zu untersuchen, soll der Zweck der vorliegenden Arbeit sein, um dabei einen Weg zu zeigen, wie es möglich ist, trotz aller entgegenstehenden Schwierigkeiten ein Flüssigkeitsgetriebe zu bauen, das bei grösserer Leistung namentlich für Fahrzeugzwecke geeignet ist.

Bevor ich darauf eingehe, möchte ich daran erinnern, dass bereits auf der ersten Automobilausstellung in Berlin ein Automobil gezeigt wurde, das mit Flüssigkeitsgetriebe ausgerüstet war (Rundlaufgetriebe von Pittler); dass ferner ungefähr um das Jahr 1909 ein Automobil mit Flüssigkeitsgetriebe nach Bauart Lentz (DRP 216241) auf der Strecke Karlsruhe-Baden Versuche anstellte; dass ferner 1928 ein Automobil mit Flüssigkeitsgetriebe nach Prof. Dr. Ing. H. Thoma (ähnlich DRP 440265, Abb. 1) mit eigener Kraft von München nach Berlin fuhr; dass nach Berichten im Commerc. Mot. 1932 in Amerika ein Automobil mit Flüssigkeitsgetriebe nach Vickers (DRP 464887) erfolgreich Probefahrten anstellte. — Flüssigkeitsgetriebe sind ferner zu finden bei den Ruder- und Ankerspillmaschinen ausländischer Schiffe, wo die gleichmässige stossfreie Kraftübertragung sehr geschätzt ist: Getriebe von Hele Shaw[1]) nach DRP 264075 (Abb. 2), das die Grundlage bildete für das unter dem Namen Lauf-Thoma-Getriebe bekannte Getriebe der Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik.[2])

Während das Lauf-Thoma-Getriebe nach langjähriger Entwicklung namentlich für Drehbankantrieb sich gut bewährt, findet zum Antrieb von Shapingmaschinen das als Zellengetriebe gebaute Sturm-Getriebe[2]) Verwendung.

Versuche, Flüssigkeitsgetriebe auch bei Hobelmaschinen grösserer Leistung zu verwenden, fanden ebenfalls statt, da hier die mit dieser Antriebsart erzielbaren Vorteile sehr gross erschienen, sind doch nach Versuchen von Prof. Schlesinger die durch die umlaufenden Massen der Zahnräder und Riemenscheiben hervorgerufenen Verluste bei jedem Hubwechsel rd. 95 % sämtlicher Verluste. Auf der Leipziger Messe 1930 wurde von Billeter und Klunz, Aschersleben, eine Hobelmaschine mit Lauf-Thoma-Getriebe, von H. A. Waldrich, Siegen, eine solche mit neuem Thoma-Getriebe (Abb. 3) gezeigt und vorgeführt.

Wegen der guten fahrtechnischen Eigenschaften sind Flüssigkeitsgetriebe auch bei Lokomotiven und Triebwagen versucht worden, so das Lentzgetriebe für 250 PS an einer Rangierlokomotive, nachdem schon vorher Lokomotiven kleinerer Leistung mit dem Lentzgetriebe ausgerüstet worden waren; ferner ist zu erinnern an die Lokomotive in Schweden, die mit dem Rosèn-Getriebe versehen war[3]), dann an das Flüssigkeitsgetriebe von Schneider[4]), das bei etwa 500 PS einen guten Wirkungsgrad besass.

In der VDI-Zeitschrift 1926 hat Prof. Meinecke geschrieben: „... Unter diesen Umständen sind die Aussichten der Oelgetriebe für Streckenlokomotiven sehr gering. Dagegen haben gedrungene, einfache Oelgetriebe mit stetig veränderlicher Uebersetzung auf Verschiebelokomotiven gute

[1]) Vergl. Bd. 82, S. 173* (6. Oktober 1923). Red.
[2]) Vergl. Bd. 92, S. 148 und 149 (22. Sept. 1928). Red.
[3]) VDI-Zeitschrift 1927, Bd. 71, Nr. 12.
[4]) „S. B. Z." Bd. 83, S. 100 (1. März 1924).

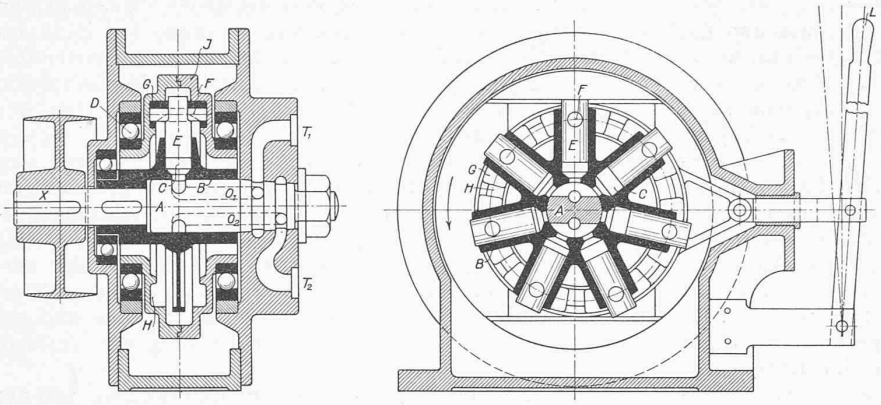


Abb. 2. Flüssigkeits-Getriebe nach Hele Shaw. Schnitte durch die Pumpe.

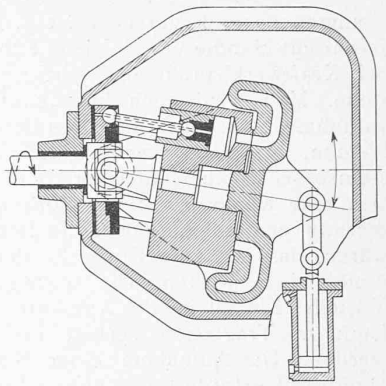


Abb. 3. Neues Thoma-Getriebe.

Aussichten, sobald ihr Wirkungsgrad mehr als 80 % beträgt. Bisher fehlt aber ein solches Getriebe."

Die Forderung stetig veränderlicher Uebersetzung schliesst von vorneherein die bisherige Bauart der Lentzgetriebe aus, da bisher nur stufenweises Schalten möglich ist. Die für kleinere Leistungen verwendbaren Oelgetriebe mit Zahnradzellen scheiden ebenfalls aus, ebenso leider auch das bei Turbinenantrieb der Schiffe als Ueber- bezw. Untersetzungsgetriebe bewährte, als Föttingertransformator[5]) bekannte Strömungsgetriebe, sodass im folgenden nur die mit Kolbenpumpen arbeitenden Getriebe betrachtet werden sollen.

Ausser Betracht soll ferner bleiben die Art der Uebersetzungsänderung mit mechanischen Mitteln, da hier immer durch geeignete Konstruktion die Höhe der Verluste begrenzt werden kann.

Ich will mich beschränken auf die Hauptverlustquellen, die auch in den deutschen Patentschriften der Anlass zu immer neuen Verbesserungen waren.

Ob dabei die Ausführung der Getriebe mit Innenzylindersteuerung wie in Abb. 2 oder mit Plansteuerung wie in den Abb. 1 und 3 erfolgt, ist belanglos; immer finden sich Schwierigkeiten in bezug auf die Abdichtung der Steuerflächen. Vorrichtungen zum Verhindern des Abklappens der Steuerflächen finden sich ebenso, wie Einrichtungen, um den Anpressdruck der Steuerflächen in Abhängigkeit vom jeweiligen Pumpendruck zu bringen (DRP 262264, 263514, 263515, 273989, 218599, 259848, 273574, 429070 u. a.).

Alle diese Einrichtungen konnten nicht verhindern, dass die Verluste hoch blieben, wenn sie auch verhüteten, dass metallische Berührung der gleitenden Flächen und damit Fressen und Zerstörung eintrat. Abb. 4 zeigt Deckel und Steuerplatten eines Getriebes nach Abb. 1.

Es soll nun auf die rechnerische Verfolgung der bei den Getrieben auftretenden Verluste eingangen werden. Verluste treten ein: a) infolge Oelreibung, b) infolge Leckö1, c) infolge Strömung.

Es ist klar, dass die Grösse der Verluste mit den Eigenschaften des verwendeten Oeles zusammenhängt; je zähflüssiger das Oel ist, desto geringer werden ohne Zweifel bei gleicher Spaltbreite bezw. gleichem Spiel zwischen den gleitenden Flächen die Leckölverluste, desto grösser aber die Verluste infolge Oelreibung und Strömung, und umgekehrt. Da Verluste unvermeidbar sind, wird im Dauerbetrieb unbedingt eine Erwärmung des Oeles eintreten; es ist daher bei der Wahl des Oeles darauf zu achten, dass die Zähflüssigkeit des Oeles mit zunehmender Erwärmung nicht allzusehr abnimmt. Die Zähflüssigkeit wird als Viskosität gemessen nach Englergraden derart, dass die dabei angegebene dimensionslose Zahl anzeigt, wie viel mal länger eine bestimmte Menge Oel (200 cm³) zum Ausfluss aus einer genau bestimmten Düse braucht, als die gleiche Menge Wasser.

[5]) Band 54, Seite 371 (25. Dezember 1909). Red.

Für die Rechnung braucht man aber das absolute Mass der Zähigkeit in kg sec/cm² oder noch besser die kinematische Zähigkeit ν in cm²/sec.

Der Zusammenhang zwischen absoluter Zähigkeit η, kinematischer Zähigkeit ν und Englergraden E ist gegeben durch die Beziehungen:

$$\nu^{\mathrm{cm^2/sec}} = \frac{\eta g}{\gamma};$$

wobei g = Schwerebeschleunigung, cm/sec²

γ = Gewicht, kg/cm³

und $\nu = 0{,}076\ E - 0{,}0631/E.$

Nach den gemachten Erfahrungen soll das für Flüssigkeitsgetriebe geeignete Oel bei absoluter Reinheit und Säurefreiheit bei einer Temperatur von 50° eine Viskosität besitzen von $E = 5$, womit sich die kinematische Zähigkeit rechnet zu

$$\nu = 0{,}373 \text{ cm}^2/\text{sec}$$

oder das absolute Mass der Zähigkeit

$$\eta = 0{,}333 \cdot 10^{-6} \text{ kg sec/cm}^2$$

a) *Verluste infolge Oelreibung.*

Oelreibung tritt überall da auf, wo zwei Körper mit zwischengeschaltetem Oelfilm sich gegeneinander bewegen. Die Kraft zum Verschieben der beiden Körper gegeneinander wird umso grösser sein, je grösser die Oelzähigkeit und je kleiner die Stärke des Oelfilms ist. Selbstverständlich spielt auch die Grösse der vom Oel berührten Flächen eine Rolle, und die Geschwindigkeit, mit der die Bewegung erfolgt. Derartige Flächen sind bei sämtlichen Getrieben vorhanden: die Kolben, die Steuerflächen, die Abstützflächen, die Kolbenstangen.

Bei den normalen Getrieben erfahren die Kolbenstangen gegen ihre Lagerung nur eine sehr geringe Bewegung mit verhältnismässig geringer Geschwindigkeit, sodass die hier in Reibung umgewandelte Leistung als minimal betrachtet werden kann.

Bezeichnet neben frühern Werten

h die Oelfilmstärke in cm,

F die bewegten Flächen in cm²,

v die Bewegungsgeschwindigkeit in cm/sec,

dann errechnet sich die zum Verschieben nötige Kraft in kg zu

$$P = \frac{\nu \gamma v}{g h} F$$

und die dabei verbrauchte Leistung zu

$$N = \frac{Pv}{7500} \text{ in PS.}$$

Die Stärke des Oelfilms ist annähernd gegeben durch das für Laufsitz nötige Spiel bei Feinpassung, also zu ungefähr 3 bis 4/100 mm. Tatsächlich ist die Filmstärke etwas grösser, da trotz feinster Bearbeitung absolut ebene Flächen nicht erreicht werden können und beim Messen nur die Erhöhungen erfasst werden. Doch soll im folgenden das gemessene Spiel als Oelfilmstärke angesehen werden.

Dass durch die Oelreibung schon ganz beträchtliche Leistungen verloren gehen, bezw. in Oelwärme umgewandelt

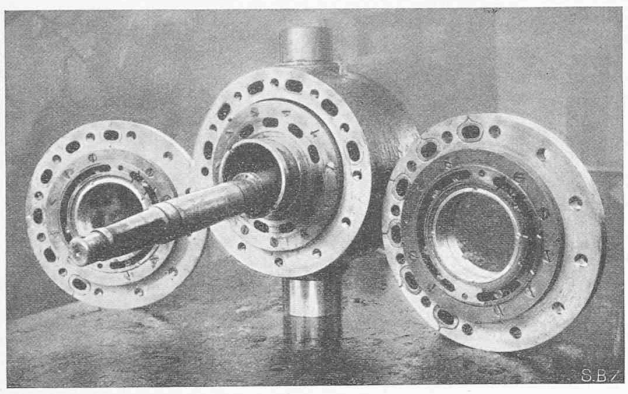


Abb. 4. Ansicht auf Schieberspiegel eines Getriebes nach Abb. 1.

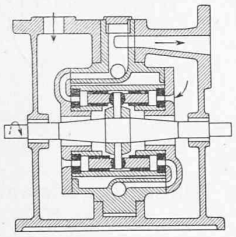


Abb. 1. Lauf-Thoma-Getriebe.

werden, kann man sofort erkennen, wenn man ein solches Getriebe von z. B. 100 PS nachrechnet.

Nimmt man als Grössthub der Kolben 6,0 cm an und soll der Oeldruck bei voller Leistung und grösstem Hub in Pumpe und Motor 25 kg/cm² nicht übersteigen, so erhält man bei $n = 1800$ eine sekundliche Fördermenge der Pumpe von 30 dm³. Dies ergibt bei neun Kolben einen Kolbendurchmesser von rd. 5 cm, eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von $v = 360$ cm/sec. Bei einer Kolbenlänge von 10 cm beträgt die Fläche der Kolben $F = 2845$ cm² für Pumpen und Motor.

Mit diesen Werten errechnet sich die durch Oelreibung der Kolben in Pumpe und Motor zusammen verzehrte Leistung zu

$N = 7{,}5$ PS, wenn $h = 0{,}002$ cm angenommen ist.

Nimmt man die Steuer- und Abstützflächen bei einem einfachwirkenden Getriebe nach Abb. 3 in Pumpe und Motor zu je 120 cm², die Geschwindigkeit zu $v = 1890$ cm/sec, die Filmstärke zu $h = 0{,}003$ cm an, so ergibt sich eine Verlustleistung von

$$N = 23{,}3 \text{ PS.}$$

b) *Verluste infolge Leckö l.*

Das zwischen den gleitenden Flächen befindliche Oel steht neben der Flächenbelastung, die durch die Oelzähigkeit aufgenommen wird, unter dem Oeldruck des Getriebes derart, dass auf der einen Seite des Spaltes der volle Oeldruck, auf der andern Seite dagegen der Atmosphärendruck herrscht. Dieses Druckgefälle ruft im Oel eine Strömung hervor, die umso grösser ist, je höher der Druck und je kürzer die Dichtfläche ist.

Der Einfachheit halber will ich annehmen, dass die in dem Oelfilm auftretende Strömung laminar ist, um mit den einfachen Formeln rechnen zu können; sollte turbulente Strömung tatsächlich vorliegen, so wirkt sich dies für die Leckölverluste nur günstig aus, da in diesem Falle die kinematische Zähigkeit erhöht erscheint, die Verluste also geringer werden als bei laminarer Strömung.

Leckölverluste treten auf: bei den Kolben, bei den Steuerflächen, bei durchbohrten Kolbenstangen durch die Bohrungen, bei den Entlastungsnuten in den Tragflächen, die aus dem Druckraum gespeist werden.

Bezeichnet neben den früheren Angaben

L die Länge der unter Druck stehenden Dichtfläche in cm,
B deren Breite in cm,
p den Oeldruck in kg/cm²,
q die sekundliche Verlustölmenge in cm³/sec,

dann ergibt sich diese Verlustölmenge in cm³/sec aus:

A) bei ebenen Begrenzungsflächen:

$$q = \frac{p\,L\,h^3\,g}{12\,B\,\nu\,\gamma}$$

B) bei zylindrischen Flächen:

$$q = \frac{p\,L\,h^3\,g}{8\,B\,\nu\,\gamma}$$

C) bei zylindrischen Bohrungen mit r in cm als Halbmesser:

$$q = \frac{0{,}393\,p\,r^4\,g}{B\,\nu\,\gamma}$$

Die Formeln für A) und B) unterscheiden sich nur durch den Zahlenfaktor im Nenner, der die durch die exzentrische Stellung des Kolbens in der Bohrung einseitig vergrösserte Filmstärke berücksichtigt.

Die Verlustleistung durch Leckö l ergibt sich für jede Stelle aus

$$N = \frac{q\,p}{7500} \text{ in PS.}$$

Um zu zeigen, welche Werte diese Verluste erreichen können, soll hier für das vorher gewählte Beispiel die Verlustleistung errechnet werden und zwar einmal für den vollen Kolbenhub, das andere Mal für $^1/_3$ Kolbenhub bei der Pumpe und in beiden Fällen gleichbleibendem vollem Hub des Motors und voller Antriebsleistung.

1. Von den Kolben stehen nicht gleichzeitig alle unter dem Oeldruck, sondern bei neun Kolben entweder vier oder fünf pro Pumpe und Motor, im Mittel also 4,5. Mit den für die Kolben gegebenen Werten ergibt sich:

pro Kolben $q = 0{,}128$ cm³/sec;
bei $2 \times 4{,}5$ Kolben also $q = 1{,}15$ cm³/sec
und die Verlustleistung der Kolben:
$N = 0{,}003$ PS bei $p = 25$ kg/cm²

im zweiten Falle, also bei $p = 75$ kg/cm² ergibt sich der Gesamtleckölverlust der Kolben zu $q = 3{,}45$ cm³/sec und die Gesamtverlustleistung zu: $N = 0{,}0345$ PS.

2. Die Leckölverluste der Steuerflächen mit den Abmessungen:

$L = 60$ cm; $B = 0{,}8$ cm; $h = 0{,}003$ cm

errechnen sich nach den Formeln unter A zu:

pro Steuerfläche: $q = 13{,}8$ cm³/sec;
bei zwei Steuerflächen also Verlustleistung
$N = 0{,}092$ PS bei $p = 25$ kg/cm²

im zweiten Falle, also bei $p = 75$ kg/cm² ergibt sich eine Gesamtverlustleistung von 0,828 PS.

3. Weiter werde angenommen, dass die 15 cm langen Kolbenstangen mit Bohrungen von 1,2 mm ∅ zur Schmierung der Tragflächen versehen sind. Die dabei auftretenden Leckölverluste ermitteln sich zu:

pro Bohrung $q = 28$ cm³/sec,
also bei $2 \times 4{,}5$ Bohrungen $q = 252$ cm³/sec, oder
Verlustleistung insgesamt $N = 0{,}84$ PS bei $p = 25$ kg/cm²
im zweiten Falle, also bei $p = 75$ kg/cm²
insgesamt $N = 7{,}56$ PS.

Dabei steigen die Leckölverluste bei gleichbleibender Antriebsleistung des Motors und stark verminderter Drehzahl der Verbrauchstelle sehr schnell an und können bei ungünstigen Oelverhältnissen schon bei etwa $^1/_8$ Pumpenhub die ganze Motorleistung verschlucken.

c) *Verluste infolge Strömung.*

Die pro Sekunde im Betriebe umgewälzte Oelmenge ist nach früherem bekannt. Es ist klar, dass die Verluste beim Uebergang von der Pumpe zum Motor — also die Strömungsverluste — umso grösser werden, je enger und länger die Kanäle sind und je mehr Richtungswechseln der Oelstrom unterworfen ist. Man wird daher darnach trachten müssen, durch möglichste Verminderung der umlaufenden Oelmenge, also durch Erhöhung des Druckes, durch kurze und weite Kanäle mit wenig Krümmungen die Verluste in engen Grenzen zu halten.

Eine rechnerische Verfolgung der Grösse der Strömungsverluste soll hier unterbleiben, man wird bei richtiger Bauart diese Verluste mit etwa 2 bis 3 % einsetzen können.

Wenn wir nun auf Grund der rechnerischen Betrachtung feststellen, an welchen Stellen die hauptsächlichen Verluste auftreten, so finden wir, dass sowohl die Oelreibungs- als auch die Leckölverluste in den Kolbenbahnen

in brauchbaren Grenzen bleiben; wir finden auch, dass die Leckölverluste der Steuerflächen noch gering sind gegenüber den Verlusten infolge Lecköl durch Kolbenstangenbohrungen oder Bohrungen für Entlastungsnuten und den Verlusten durch Oelreibung in den Steuer- und Tragflächen. Man könnte diese Verluste vermindern durch Verwendung von Michell-Lagern; ein solches ist übrigens beim Getriebe nach Vickers DRP 464 887 bereits vorgesehen. Aber dieses Lager mit dem Drucköl der Pumpe zu speisen, erscheint wegen der Verluste nicht angebracht.

Nicht unerwähnt darf bleiben, dass sowohl nach den Patentschriften als auch nach den Erfahrungen der Praxis die Getriebe mit Plansteuerung (Abb. 1, 3) sehr zum Abklappen der Zylindertrommel von der Steuerfläche neigen. Eine Erklärung dafür kann in den Entlastungsverhältnissen nicht gefunden werden, wohl aber erscheint es möglich, dass bei gewissen Drehzahlen die durch die Kolbenreibung bewirkte, auf der Saugseite abzügliche, auf der Druckseite zusätzliche schwankende Belastung des Oelfilmes in diesem Schwingungen erzeugt, die ein Zerreissen der Oelschicht und damit ein Abklappen zur Folge haben. Dieses Abklappen wird noch begünstigt durch etwa im Oel enthaltene Luft, die auf der Saugseite ausscheidet. Luft im Getriebe bewirkt ungleichmässigen Oeldruck und neue Schwingungen, sodass sie auf alle Fälle beseitigt werden muss.

Bei Getrieben mit Innenzylindersteuerung nach Abb. 1 kommt noch hinzu, dass bei höhern Drücken Formänderungen an den Dichtungskanten eintreten können, die die Verluste in unkontrollierbarer Weise erhöhen.

Während in den deutschen Patentschriften Flüssigkeitsgetriebe mit Kolbenschiebersteuerung mehrfach zu finden sind, fällt es auf, dass mit Ventilen, die sich doch im Motorenbau einwandfrei bewährt haben, niemals Getriebe ausgerüstet sind. Es mögen hier die Versuche von Prof. Stumpf und Riedler ausschlaggebend gewesen sein, die bei Ventilen im Flüssigkeitsstrom unangenehme Begleiterscheinungen, namentlich Beschleunigungsstösse feststellten. Es muss ohne weiteres zugegeben werden, dass Schwingungen in der Flüssigkeitssäule und Unterbrechungen der Säule namentlich im Saugraum zu Unzulänglichkeiten führen würden, besonders auch die durch Abnützung der Ventilbetätigungsorgane bewirkte Verzögerung im Arbeiten der Ventile sehr unerwünscht wäre; auch die Bedenken, dass im Flüssigkeitstrom der freie Ventilschluss sich infolge Wirbelbildung verzögern würde, können nicht ohne weiteres von der Hand gewiesen werden.

Ventile können meines Erachtens auch bei Flüssigkeitsgetrieben mit Erfolg verwendet werden, denn infolge der Vielzahl gleichzeitig offener Ventile ist die Gefahr von Wasserschlägen stark vermindert, bei geschlossenem Kreislauf sind auch die Kavitationserscheinungen ausgeschaltet, können ausserdem selbst bei offenem Kreislauf durch besondere Ausbildung der sich selbst steuernden Ventile stark vermindert, wenn nicht ganz vermieden werden.

Eine andere Frage ist die: Schliesst sich das nicht zwangläufig gesteuerte Ventil im Flüssigkeitstrom auch bei hoher Drehzahl?

Um diese Frage zu klären, habe ich mit schnelllaufenden Ventilen im Flüssigkeitstrom Versuche angestellt, deren Ergebnis unter Schilderung der Versuchseinrichtung im folgenden kurz gegeben sein soll.

Schwierigkeiten bereitete zunächst die genaue Feststellung des Schliessens des Ventiles, das durch Nocken gesteuert, bei der Schlussbewegung aber nur unter dem Einfluss der Ventilfeder stand. Die Verwendung einer hochempfindlichen Glimmlampe liess diese Schwierigkeit überwinden und führte zu der in Abb. 5 gezeigten Einrichtung.

Durch eine Unrundscheibe 1 wird über einen Kontakthebel 2 das besonders gestaltete Ventil 3 angehoben und durch die Ventilfeder 4 entsprechend der Unrundscheibe wieder zurückbewegt und zum Aufsitzen gebracht. Die Unrundscheibe ist der einfacheren Herstellung halber ein exzentrisch auf der Welle sitzender Zylinder, von dem nur etwa der halbe Umfang je nach der gewünschten Hubhöhe des Ventils für die Hubbewegung ausgenützt wird. Da diese Form für die Beschleunigung und Verzögerung ungünstig ist, können bei günstiger geformter Nocke noch günstigere Ergebnisse erwartet werden.

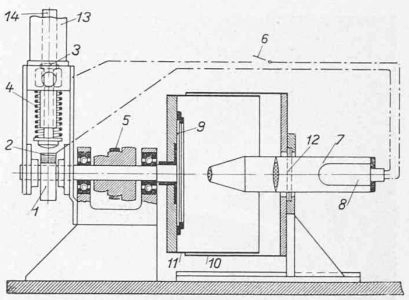


Abb. 5. Versuchseinrichtung zur Feststellung der Ventilerhebungen.

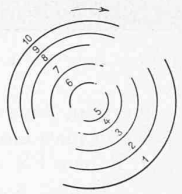


Abb. 6. Ventilbewegung in freier Luft.

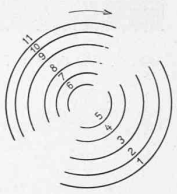


Abb. 7. Ventilbewegung im Oelstrom.

Während der Dauer des Ventilhubes, also während der Berührung des Kontakthebels 2 mit der Spindel des Ventils 3, wird ein Stromkreis geschlossen, der über einen von Hand betätigbaren Druckknopf 6 die im Rohr 7 untergebrachte Glimmlampe 8 mit einer Genauigkeit von 1/10 000 sec steuert. Diese Glimmlampe wirkt über eine geeignete Optik auf einen mit der Nocke umlaufenden hochempfindlichen Film 9 derart ein, dass auf diesen das Aufleuchten der Lampe bei Herstellung des Kontaktes festgehalten wird. Dieser Film sitzt dabei auf einer mit der Welle verbundenen Scheibe, die durch die in Drehrichtung feststehenden, aber in Längsrichtung verschiebbaren Hohlzylinder 10 und 11 vor direktem Licht geschützt ist.

Bei umlaufendem Nocken wird daher auf dem Film nach Niederdrücken des Druckknopfes ein konzentrischer Kreisabschnitt erscheinen, dessen Anfang und Ende abgesehen von der zu vernachlässigenden Trägheit der Glimmlampe genau mit Ventilöffnen und Ventilschluss übereinstimmt. Dadurch, dass die Lampe mit dem Rohr 7 mittels des Schiebers 12 gegenüber dem Mittelpunkt horizontal verschoben werden kann, können mehrere solcher Ventilerhebungen zur gegenseitigen Kontrolle bei gleicher oder verschiedener Drehzahl des Motors aufgenommen werden. Wird in den beiden Endstellungen des Schiebers 12 jeweils eine Belichtung des Filmes bei ganz geringer Drehzahl, etwa unter $n = 20$, vorgenommen, so können etwaige kleine Mittenfehler des Lichtstrahles für die Auswertung der Aufnahme unschädlich gemacht werden; der Hauptzweck aber ist, Ventilöffnen und Ventilschluss unter Ausschaltung etwaiger Strömungsfolgen festzulegen und die Beurteilung der bei höhern Drehzahlen erfolgten Aufnahmen zu erleichtern.

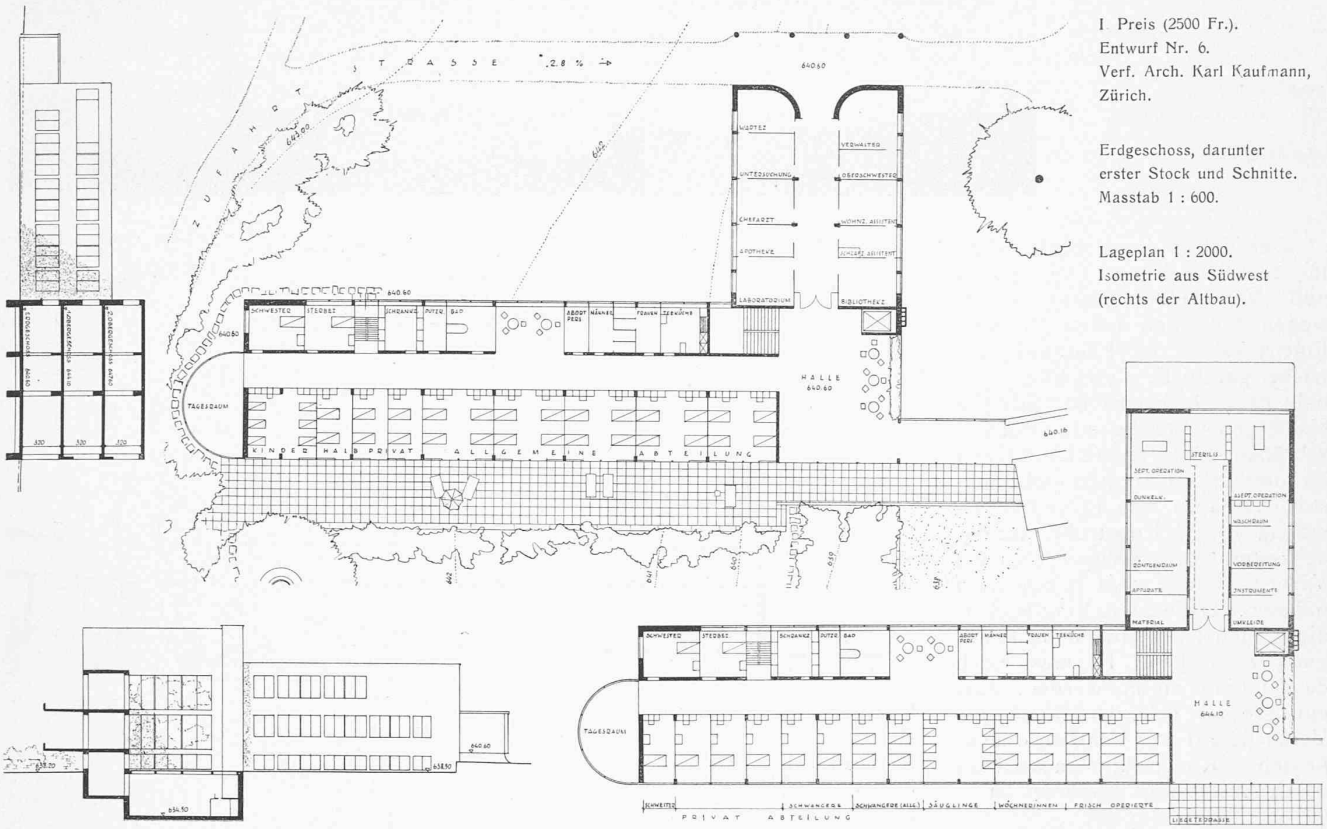
Ueber dem Ventil ist durch Anordnung zweier Glasrohre 13 und 14 die Herstellung von Oelständen möglich und damit die Erprobung unter beiderseitigem Oeldruck, oder unter durchfliessendem Oel oder in jeder beliebigen anderen Kombination.

Der Antrieb des Nockens 1 erfolgt vom Motor aus mittels des Riemens 5.

Infolge der hohen Genauigkeit der Glimmlampe ergibt sich bei z. B. 1800 Umdrehungen des Nockens eine Aenderung des Oeffnungs- oder Schliessungswinkels von nur 1^0 bereits eine messbare Längenänderung des Kreisbogens von $^3/_4$ bis $^1/_5$ mm je nach der Verschiebung des Schiebers 12. Die Kontrollkreise ergeben nach obigem den genauen Zeitpunkt des Oeffnens und Schliessens, so dass die mit der Einrichtung gefundenen Werte als einwandfrei betrachtet werden können.

Abb. 6 zeigt die Lichtkreise für das in freier Luft arbeitende Ventil, und zwar entsprechen die Kreisabschnitte 1, 5 und 10 der Nockendrehzahl unter 20. Der Kreisabschnitt 2 entspricht $n = 900$; 3: $n = 1200$; 4: $n = 1670$; 6: $n = 1670$; 7: $n = 1940$; 8: $n = 2410$; 9: $n = 1100$. Man erkennt aus den Kreisabschnitten sehr

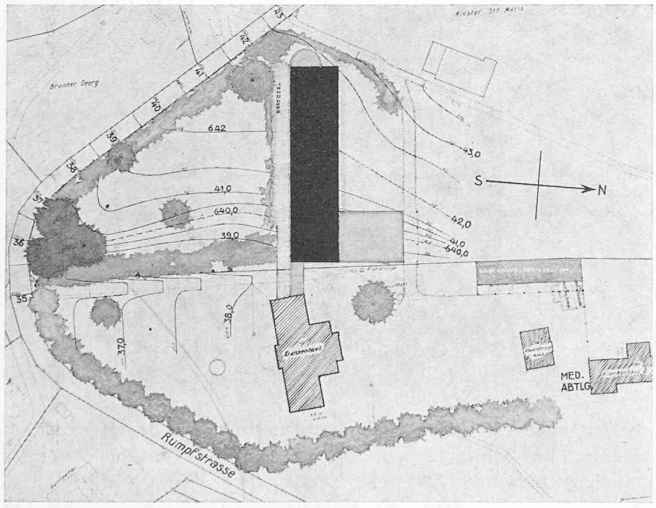
WETTBEWERB FÜR DIE ERWEITERUNG DES GEMEINDE-KRANKENHAUSES WATTWIL (TOGGENBURG).

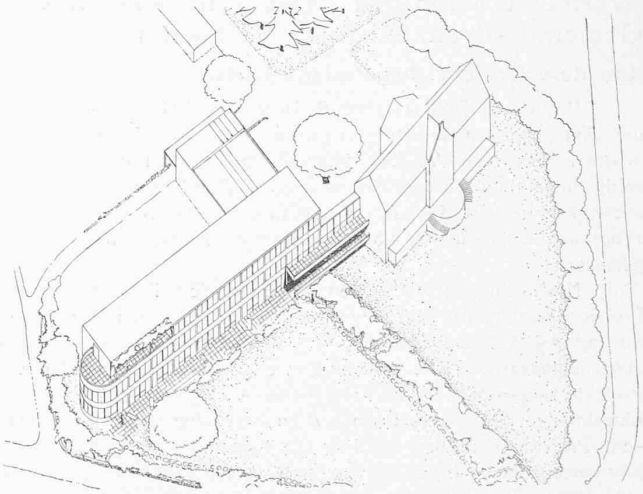


I. Preis (2500 Fr.).
Entwurf Nr. 6.
Verf. Arch. Karl Kaufmann, Zürich.

Erdgeschoss, darunter erster Stock und Schnitte. Masstab 1 : 600.

Lageplan 1 : 2000.
Isometrie aus Südwest (rechts der Altbau).





schön, dass bei der Drehzahl 2410 das Ventil beim Niedergang den Stromschluss unterbrochen hat, also infolge Flatterns nicht mehr nachgekommen ist, dass es dagegen beim Anheben infolge der nicht nach dem Grundsatz gleichmässiger Beschleunigung bemessenen Nockenform vom Kontakt abgeschleudert worden ist. Es war also die Ventilfeder etwas zu schwach; trotzdem ist sie auch für die weitern Versuche beibehalten worden, um den Vergleich zu erleichtern.

Die Abb. 7 zeigt in ähnlicher Weise gewonnene Kreisabschnitte; aber diesmal stand das Ventil unter Oelstrom, derart, dass im weiten Rohr 13 dauernd ein Oelstand von 30 cm Höhe aufrecht erhalten und das durchfliessende Oel nach Wegnahme des Rohres 14 an der Bohrung im Ventilgehäusekörper aufgefangen wurde. Interessant ist dabei, dass das Oel mit gleichmässigem Strahl bei offenstehendem Ventil austrat und die Durchflussmenge dem rechnerisch ermittelten Ventilquerschnitt und dem Gefälle annähernd entsprach, dass also nennenswerte Wirbelbildungen nicht auftraten. Es entsprechen hier die Kreisabschnitte 1, 5 und 11 der Drehzahl unter 20; 2: $n = 950$; 3: $n = 1180$; 4: $n = 1500$; 6: $n = 1030$; 7: $n = 1480$; 8: $n = 2060$; 9: $n = 1800$; 10: $n = 1500$.

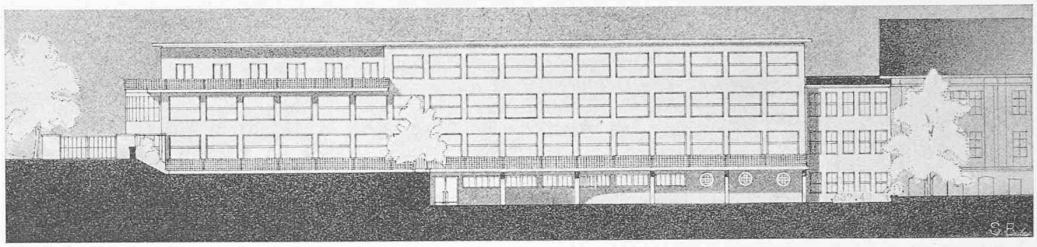
Auch hier erkennt man, dass eine nennenswerte Verschleppung des Ventilschlusses trotz der zu schwachen Feder nicht eingetreten ist, sodass also mit Bestimmtheit angenommen werden kann, dass die Ventile in der gewählten Ausführung nach Form und Werkstoff auch bei Flüssigkeitsgetrieben in den üblichen Drehzahlen einwandfrei arbeiten und so ein Getriebe ermöglichen, das allen Anforderungen genügt, da ja hier dann ausser den Kolben sämtliche gleitenden Flächen vermieden und Verlustquellen ausgeschaltet sind, die in den bekannten Bauarten Erwärmung des Oeles und damit weitere Verluste verursachen.

II. Preis (2100 Fr.), Entwurf Nr. 8.

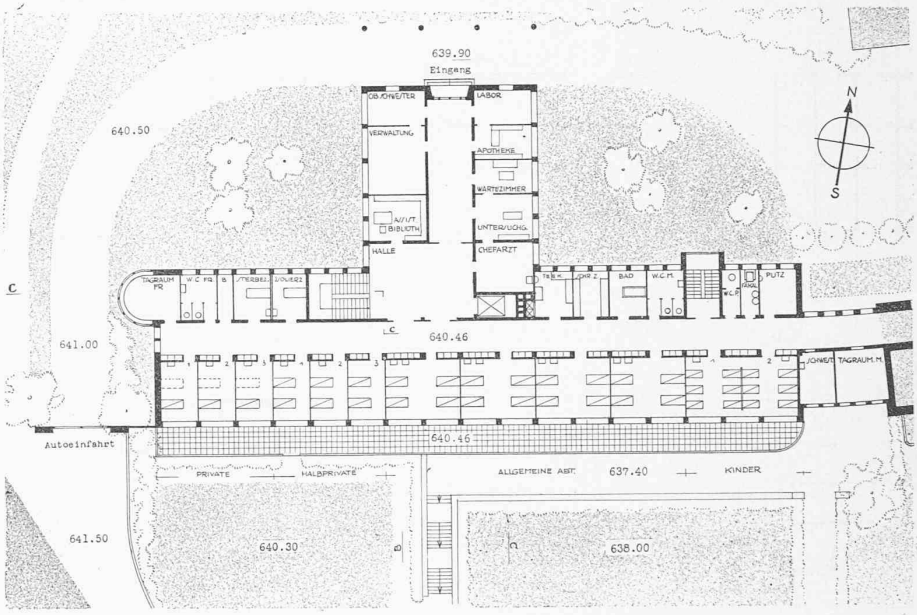
Verfasser Arch. J. M. Bühler, Winterthur.

Südfront, Erdgeschoss, Untergeschoss und Schnitte.

Masstab 1 : 600.



Der Nutzen derartiger Getriebe für den Betrieb von Omnibussen und Verschiebelokomotiven ist wegen der guten fahrtechnischen Eigenschaften der Flüssigkeitsgetriebe gar nicht abzusehen, weshalb es zu bedauern ist, dass die bisherigen Getriebe mit ihrer Beschränkung auf kleine Leistungen im Interesse einfachsten und billigsten Aufbaues sich in verhältnismässig engen Konstruktionsmöglichkeiten bewegten und lieber die Verlustleistungen mit in den Kauf nahmen, als die durch Ventile allerdings mehrteilige Bauart in Erwägung zu ziehen. Es muss noch darauf hingewiesen werden, dass ein grosser Teil der durch die Versuche mit den Ventilen ermöglichten Konstruktionsaussichten durch Anmeldung geschützt ist.



Wettbewerb für den Erweiterungsbau des Gemeinde-Krankenhauses Wattwil.[1])

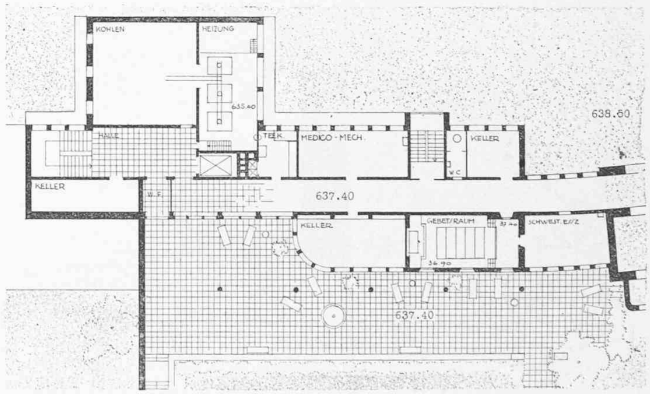
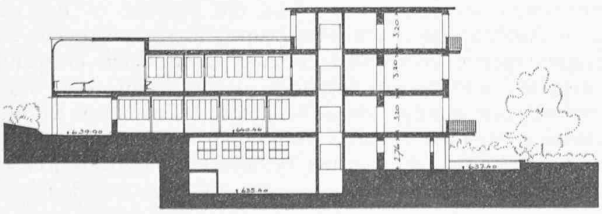
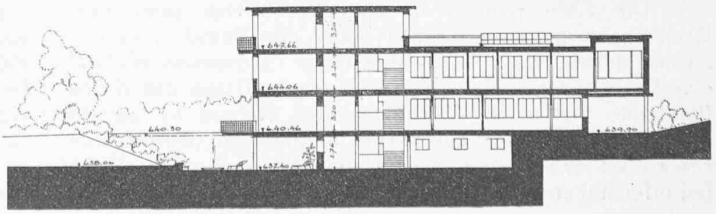
Aus dem Bericht des Preisgerichts.

Das Preisgericht trat am 9. Dezember 1932 zur Beurteilung der eingegangenen Arbeiten im grossen Saale des Volkshauses in Wattwil zusammen. Auf den Eingabetermin sind 21 Projekte rechtzeitig eingereicht worden. Sie wurden in einer Vorprüfung auf ihre Richtigkeit betreffs Kubikinhalt wie auch inbezug auf Erfüllung der Programmbestimmungen kontrolliert und alle zur Beurteilung zugelassen.

Nach einer gemeinsamen orientierenden Besichtigung der Projekte erfolgte der *erste Rundgang,* in dem wegen ungenügender Lösung der Aufgabe zwei Projekte von einer weitern Beurteilung ausgeschlossen wurden. In einem *zweiten Rundgang* wurden vier Projekte ausgeschieden, die bei gewissen Qualitäten doch erhebliche Einzelmängel aufweisen. Beim *dritten Rundgang* mussten nochmals acht Projekte eliminiert werden, die wegen ungünstiger Situation, betriebstechnischen, ärztlichen oder wirtschaftlichen Mängeln oder unklarem Aufbau für eine Prämierung nicht in Betracht kommen konnten.

Es verbleiben somit für die engere Wahl nach eingehender Prüfung und Besprechung noch sieben Projekte [von denen vier prämiiert wurden, deren Beurteilung hier folgt]:

Entwurf Nr. 6. Der Entwurf zeigt einen einfachen Baukörper, der mit seiner Bettenfront in richtige Südlage gebracht ist. Die Erdgeschossquote liegt um einen halben Meter über dem Parterre des Altbaues, was richtig erscheint, auch wenn damit gewisse Erdbewegungen verbunden sind. Der Quertrakt mit den Behandlungsräumen im Schwergewicht der Anlage stellt eine günstige Verbindung zwischen Alt- und Neubau her. Die Anfahrt von der Rumpfstrasse aus gegen die Nordseite ist wohl überlegt. Sie führt in ihrer Verlängerung zum Wirtschaftshof des Altbaues. Der Zugang durch die Aufnahmeabteilung zu der etwas übergrossen, aber sonnig gelegenen und gut disponierten Eingangshalle ist richtig. Die Belichtung und Belüftung der Korridore in den Krankengeschossen ist knapp, aber noch ausreichend. Die Operationsabteilung ist zweckmässig, dagegen würde der Röntgenraum besser ausserhalb der Operationsabteilung liegen. In der allgemeinen Abteilung ist der Bezeichnung nach ein Vier-Bettenzimmer zu viel und ein Kinderzimmer zu sechs Betten zu wenig vorgesehen. Es sind ver-



[1]) Siehe Band 100, Seiten 84, 321 und 348.