

# Versuchsergebnisse an einem Turbogebläse Bauart Escher Wyss & Cie.

Autor(en): **Ostertag, P.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **81/82 (1923)**

Heft 15

PDF erstellt am: **29.06.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-38894>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

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

durch den Produktionsprozess in Bewegung gesetzt, einzelne Elemente los und wandern teils direkt, teils auf Umwegen zu den verschiedenen Kostenträgern.

Wir haben den Vorgang der industriellen Produktion grundsätzlich in Herstellung und Absatz geschieden. Hier wie dort können wir uns gleichnamige, sekundäre Kostenträger vorstellen, deren Summe dann den endgültigen Kostenträger ausmacht. In beiden Teilen haben wir dann

Querschnitt ( $f = 0,0519 \text{ m}^2$ ) ist derart bemessen, dass die Schallgeschwindigkeit nicht erreicht wird. Durch die Expansion in der Düse vermindert sich der Wärmeinhalt auf 1 kg Luft um den Betrag  $G_s \cdot \Delta t$ , der in Strömungs-Energie umgesetzt wird, daher ist

$$427 \cdot c_p \Delta t = \frac{w^2}{2g}$$

Mit  $c_p = 0,238$  erhält man für die Ausflussgeschwindigkeit

$$w = 44,7 \sqrt{\Delta t}$$

Zwischen Anfangs- und Endtemperatur  $T_3$  und  $T_d$  bestehen die Beziehungen

$$\frac{T_3}{T_d} = \left(\frac{p_3}{p_0}\right)^{(k-1):k}$$

und

$$\begin{aligned} \Delta t &= T_3 - T_d = T_d \left(\frac{T_3}{T_d} - 1\right) \\ &= T_3 \frac{(p_3/p_0)^{(k-1):k} - 1}{(p_3/p_0)^{(k-1):k}} \\ &= c T_3. \end{aligned}$$

Der Temperaturabfall ist demnach leicht bestimmbar, wenn man den Bruch  $c$  in Funktion von  $p_3/p_0$  durch eine Kurve darstellt. Setzt man adiabatische Expansion voraus, so ist als Exponent  $k = 1,405$  zu nehmen; die Reibung in der Düse wird dann mit einer Vorfaktor (0,98 bis 0,99) berücksichtigt. Statt dessen kann man die polytropische Expansion mit  $k = 1,39$  voraussetzen, um den Einfluss der Reibung

zur Geltung zu bringen. Mit der Temperatur  $T_d = T_3 - \Delta t$  in der Mündung und dem Aussendruck  $p_0$  aus der Zustandsgleichung ist das spezifische Volumen  $v_d$  an jener Stelle bestimmt  $p_0 v_d = R T_d$  und damit das Ausflussgewicht  $G = \frac{f \cdot w}{v_d}$ . Rechnen wir z. B. nach beiden Methoden mit  $p_0 = 10000 \text{ kg/m}^2$ ,  $p_3:p_0 = 1,5$ ,  $t_3 = 100^\circ \text{C}$ ,  $R = 29,3$   $f = 100 \text{ cm}^2$  so ergeben sich untenstehende Gewichte.

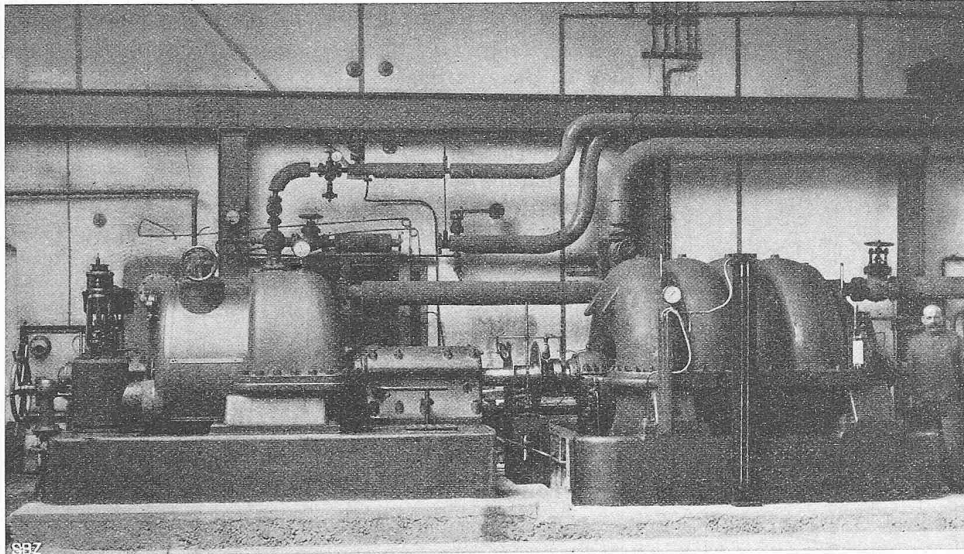


Abb. 12. Das Hochofen-Turbogebälde auf dem Versuchstand von Escher Wyss & Cie. in Zürich.

den Zustand der Bereitschaft vom eigentlichen Vorgang der Herstellung oder des Absatzes getrennt. Es ergab sich als logische Konsequenz unserer Definition, dass in der Bereitschaft nur Gemeinkosten entstehen können, Einzelkosten und Gemeinkosten aber bei der Herstellung und beim Absatz zu erwarten sind. Die Kostenelemente können also als Einzelkosten direkt zum Kostenträger eilen, oder sie sammeln sich in den Bassins der Gemeinkosten, verbinden sich dort zu Gruppen und verteilen sich wieder nach bestimmten Gesetzen auf die Kostenträger.

Die gleichnamigen sekundären Kostenträger der Herstellung und des Absatzes vereinigen sich zum Schluss zum primären Kostenträger der Selbstkosten. (Forts. folgt.)

### Versuchsergebnisse an einem Turbogebälde Bauart Escher Wyss & Cie.

Von Prof. P. Ostertag, Winterthur.

(Schluss von Seite 168.)

#### Versuchseinrichtungen.

Das beschriebene Gebläse ist auf dem Versuchstand der Firma Escher Wyss & Cie. in Zürich aufgestellt und mit einer Dampfturbine angetrieben worden (Abb. 11 und 12). Als Kupplung diente ein Torsions-Dynamometer der Firma Amsler & Cie. Schaffhausen, dessen ablesbare Winkelverdringung das eingeleitete Drehmoment ergibt. Am Schluss der Versuche wurde der Zusammenhang zwischen diesen beiden Grössen durch Eichung mit Gewichten festgestellt und in der Eichkurve niedergelegt. Für die Bestimmung der Drehzahl konnte die Regulatorwelle benützt werden, die mit der Turbinenwelle im Verhältnis von 6:43 läuft. Aus Drehmoment und Umlaufzahl ergibt sich die eingeleitete Leistung, ohne dass es nötig ist, die Leistung und den Wirkungsgrad der Antriebsmaschine zu kennen.

Zur Messung der Fördermenge wurde ein stehender Messkessel an das Ende der Druckleitung hinter den Drosselschieber gesetzt; die obere Stirnfläche enthielt zwei gut abgerundete Ausfluss-Düsen (220 und 133 mm Durchmesser, nach Normen des V. D. I. ausgedreht). Der Düsen-

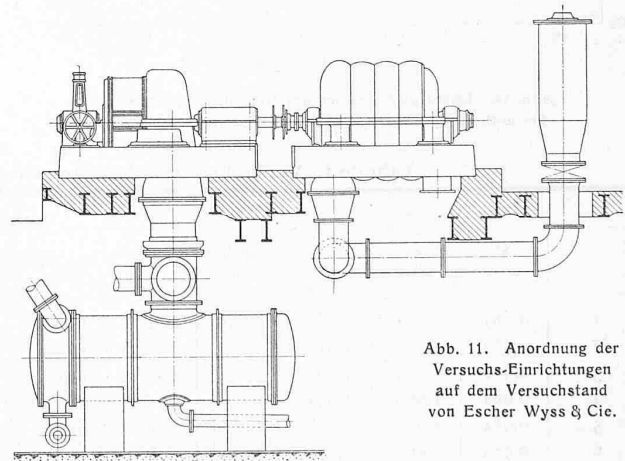


Abb. 11. Anordnung der Versuchseinrichtungen auf dem Versuchstand von Escher Wyss & Cie.

Der Unterschied beträgt 0,032 kg/sek oder 1,1%; demnach entspricht der Berechnung nach der Polytrope eine Ausflussziffer von 0,989 gegenüber der Berechnung nach der Adiabate mit  $k = 1,40$ .

$k$	$t$ °C	$w$ m/sek	$T$ °C	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$G$ kg/sek
1,39	40,06	282,93	332,94	0,9755	2,90
1,40	40,76	285,40	332,24	0,9734	2,932

Für die Ableseung des Enddruckes  $p_2$  im Druckstutzen des Gebläses wurde eine offene Quecksilbersäule benützt, ebenso für den Ueberdruck  $p_3$  im Messkessel vor der Düse; ein U-förmig gebogenes Glasrohr mit Wasserfüllung diente zur Bestimmung des Ueberdruckes  $p_1$  im Saugstutzen.

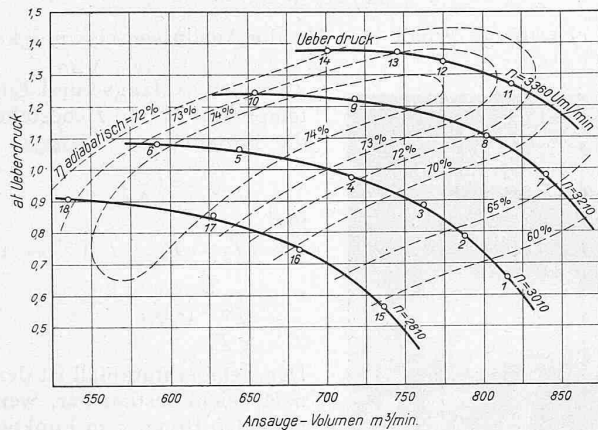


Abb. 13. Ueberdruck und Kurven gleichen adiabatischen Wirkungsgrades nach Versuchen am 8. Mai 1922.

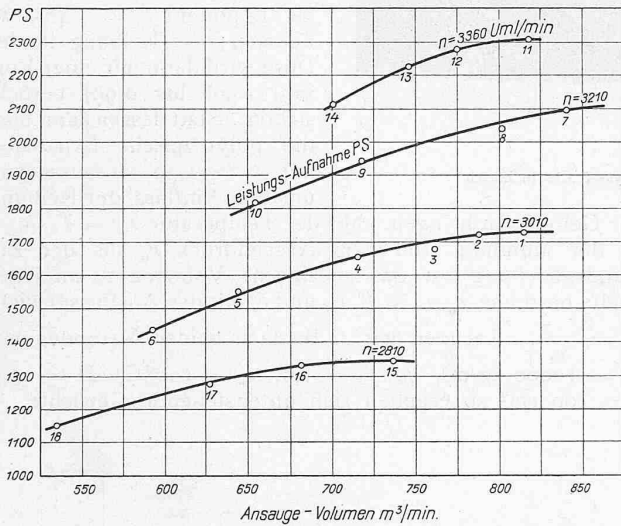


Abb. 14. Leistungsaufnahme des Hochofen-Turbogebälases bei mittlern  $p_1 = 0,983$  at abs. und mittlern  $t_1 = 17,9^\circ\text{C}$ .

Versuchsergebnisse.

Die Messungen erfolgten am 8. November 1922 in Gegenwart des Berichterstatters; die Firma E. W. C. war vertreten durch ihren Oberingenieur Herrn B. Graemiger, sowie die Herren Dipl. Ing. Stoffel und Lüthy. Entsprechend vier verschiedenen Drehzahl-Einstellungen lassen sich vier Versuchsgruppen unterscheiden, deren Ergebnisse in Tabelle I zusammengestellt sind. Um die Bedeutung der verwendeten Zeichen zu erklären und die Art der Berechnung zu zeigen, sei Versuch Nr. 9 herausgenommen. Die Ablesungen haben dort ergeben:

- Barometerstand  $(727,1 \text{ mm Hg}) p_0 = 0,988 \text{ at. abs.}$
- Druck im Saugstutzen  $(-3,865 \text{ mm Hg}) p_1 = 0,983 \text{ ''}$
- Enddruck des Gebläses  $(+902 \text{ mm Hg}) p_2 = 2,212 \text{ ''}$
- Druckverhältnis  $p_2 : p_1 = 2,253$
- Druck vor Düse  $p_3 = 316 \text{ mm Hg}$
- Druckverhältnis  $p_3 : p_0 = 1,435$
- Temperatur vor Düse  $t_3 = 109,1^\circ\text{C}$
- Temper.-Abfall in Düse  $(k = 1,39) \Delta t = c T_3 = 36,75^\circ\text{C}$
- Ausflussgeschwindigkeit  $w = 44,7 \sqrt{\Delta t} = 271 \text{ m/sek}$
- Temperatur in der Mündung  $T_d = 273 + 109,1 - 36,75 = 345,35^\circ\text{C}$
- Spez. Volumen in der Mündung  $v_d = \frac{29,4 \cdot 345,35}{9880} = 1,029 \text{ m}^3/\text{kg}$

- Ausflussgewicht  $G = \frac{271 \cdot 0,0519}{1,029} = 13,7 \text{ kg/sek}$
- Spez. Volumen Saugseite  $(t_1 = 19,1^\circ) v_1 = 0,8745 \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ansaugvolumen  $V = 60 \cdot G \cdot v_1 = 718 \text{ m}^3/\text{min}$
- Energie bei isotherm. Kompr.  $N_{is} = \frac{V p_1}{60 \cdot 75} \ln \frac{p_2}{p_1} = 1271,5 \text{ PS}$
- Energie bei adiab. Kompr.  $N_{ad} = \frac{V p_1}{60 \cdot 75} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1) \cdot k} - 1 \right] = 1440 \text{ PS}$
- Drehmoment am Dynamometer  $M_t = 432 \text{ m/kg}$
- Umlaufzahl pro Minute  $n = 3220$

- Leistungsaufnahme  $N = \frac{3,14 n M_t}{30 \cdot 75} = 1942 \text{ PS}$
- Wirkungsgrad isothermisch  $\eta_{is} = N_{is} / N = 65,5\%$
- Wirkungsgrad adiabatisch  $\eta_{ad} = N_{ad} / N = 74,1\%$

Eine angenäherte Kontrolle der Leistungsmessung bietet die Bestimmung der Leistungsaufnahme durch die entstandene Wärme. Da das Gebläse keine Wasserkühlung besitzt, geht der Hauptteil der Energie als Wärme in die Luft, deren Aussentemperatur  $t_0$  auf diejenige  $t_2$  im Druckstutzen steigt. Diese Wärme entspricht einer Leistung von

$$N_t = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_0) \cdot 427}{75} \text{ PS}$$

Tabelle I. Versuchsergebnisse am Hochofen-Gebläse Bauart Escher Wyss & Cie.

Nr.	$p_1$	$p_2$	$p_2 : p_1$	$p_3$	$t_3$	$G$	$V$	$N_{is}$	$N_{ad}$	$M_t$	$n$	$N$	$\eta_{is}$	$\eta_{ad}$
	at abs.	at abs.		mm Hg Ueberdr.	$^\circ\text{C}$	kg/sek	$\text{m}^3/\text{min}$	PS	PS	m/kg		PS	%	%
1	0,981	1,634	1,667	392,5	84,75	15,68	815	906	978	411	3010	1728	52,4	56,6
2	0,982	1,7665	1,81	365,5	87,50	15,12	788	1020	1108	410	3008	1722	59,2	64,25
3	0,982	1,865	1,901	346,2	90,35	14,68	762	1068	1173	400	3010	1681	63,5	69,8
4	0,984	1,969	1,992	308,5	92,90	13,79	716	1080	1192	394,5	3012	1658	65,2	72,0
5	0,984	2,053	2,088	248,5	96,40	12,38	643,5	1035	1152	367,5	3024	1551	66,75	74,3
6	0,984	2,066	2,101	208,5	98,10	11,37	592	960	1068	343,0	3008	1440	66,70	74,2
7	0,981	1,960	2,00	429,5	102,15	16,02	840	1267	1400	467	3210	2092	66,5	66,95
8	0,9815	2,0835	2,125	392,5	105,55	15,28	802	1314	1465	456	3205	2040	64,45	71,80
9	0,983	2,212	2,253	316,0	109,10	13,70	718	1271	1440	432	3220	1942	65,5	74,1
10	0,984	2,232	2,269	263,5	111,9	12,48	654	1170	1322	405	3220	1820	64,3	72,7
11	0,982	2,251	2,294	420,0	115,0	15,58	818	1478	1678	492	3358	2307	64,0	72,6
12	0,9825	2,3275	2,370	380,5	118,4	14,75	775	1457	1660	485	3362	2278	64,0	73,0
13	0,9825	2,3605	2,402	349,5	120,0	14,18	746	1421	1628	473	3363	2223	63,9	73,1
14	0,9835	2,3635	2,405	311,0	121,0	13,34	701	1342	1531	453	3360	2130	63,2	71,9
15	0,982	1,543	1,571	311,5	81,7	14,08	736,5	725	781	342,5	2805	1342	54,0	58,1
16	0,984	1,740	1,769	267,5	84,0	13,06	682	846	922	338	2808	1328	63,75	69,5
17	0,9845	1,8395	1,869	225,5	86,1	12,02	627,5	859	937	325	2815	1278	67,0	73,5
18	0,985	1,894	1,923	167,5	88,65	10,32	535	768	874	294	2810	1152	66,70	73,0

Addiert man hierzu den besonders ermittelten Lagerverlust (in PS), so ist die Summe mit einem Restverlust zu ergänzen, um die Leistung am Dynamometer zu erhalten. In Tabelle II ist diese Rechnung für alle Versuchspunkte durchgeführt. Die ermittelten Restverluste sind immer noch

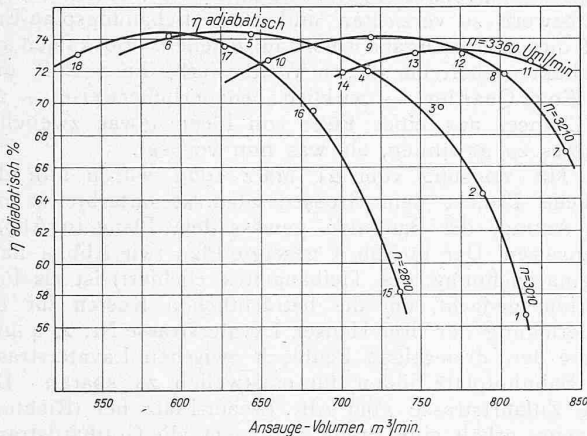


Abb. 15. Adiabatischer Wirkungsgrad des Turbogebläses bei verschiedenen Drehzahlen nach Versuchen am 8. Mai 1922.

etwas hoch und nur zum Teil durch die Wärmestrahlung bedingt. Man darf hieraus den Schluss ziehen, dass das gemessene Luftgewicht etwas kleiner ist als die wirkliche Ausflussmenge; offenbar hat sich die grosse Geschwindigkeit im Druckrohr bis zur Mündung der Düse fühlbar gemacht. Aus dieser Ueberlegung folgt, dass die tatsächlichen Wirkungsgrade sogar noch etwas höher zu stehen kommen, als die berechneten. Die Zusammenstellung zeigt, dass allerdings die Unterschiede nur unbedeutend sein können und dass die Genauigkeit der Messung im ganzen eine befriedigende ist.

Für jede der vier Versuchsgruppen kann eine Kennlinie gezeichnet werden (Abb. 13), Punkte gleichen (adiabatischen) Wirkungsgrades sind durch Linien miteinander verbunden. In Abb. 14 ist die Leistungsaufnahme dargestellt und Abb. 15 enthält die Wirkungsgradkurven bei den verschiedenen Drehzahlen. Aus der letzten Abbildung ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad bei Drehzahl-Regelung nur wenig verschieden ist, während sich die Ansaugmenge in weiten Grenzen ändert. Das Gebläse arbeitet also bei sehr verschiedenen Verhältnissen mit hohem Wirkungsgrad.

II. Berechnung der Leistungsaufnahme aus der Wärme.

No.	t <sub>2</sub> °C	t <sub>0</sub> °C	Luftwärme N <sub>t</sub> PS	Lager- verlust PS	Rest- verlust PS	Leistung N am Dyna- mometer PS	Rest- verlust % v. N
1	92,3	15,6	1630	14	84	1728	4,86
2	95,2	16,0	1622	14	84	1722	4,88
3	97,6	16,0	1621	14	67	1702	3,94
4	100,6	16,45	1572	14	69	1655	4,17
5	104,4	16,9	1468	14	68	1540	4,42
6	106,55	17,1	1377	14	59	1440	4,10
7	110,25	18,05	2001	14	75	2090	3,59
8	113,25	18,25	1968	14	72	2054	3,51
9	117,65	19,1	1831	14	88	1933	4,55
10	121,0	19,3	1719	14	77	1810	4,25
11	123,5	19,65	2192	15	102	2309	4,42
12	126,45	19,65	2136	15	121	2272	5,33
13	128,25	19,85	2082	15	126	2223	5,67
14	130,1	19,65	2000	15	98	2113	4,64
15	87,25	18,75	1307	13	25	1345	1,86
16	90,35	18,1	1278	13	37	1328	2,79
17	93,1	18,0	1223	13	46	1282	3,59
18	96,0	16,55	1111	13	28	1152	2,43

Zum Bebauungsplan am Bahnhof Enge der linksufrigen Zürichseebahn.

Gegenwärtig liegt beim Grossen Stadtrat Zürich ein Bebauungsplan-Projekt für die Umgebung des neuen Bahnhofs Enge in Beratung, das in der „N. Z. Z.“ vom 24. März d. J. (Nr. 401) in Wort und Bild auch der Öffentlichkeit unterbreitet worden ist. So wird es auch für uns nicht zu früh sein, der Technikerschaft zu berichten, was in Sachen „Linksufrige“ gegangen ist, seit der Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein (Z. I. A.) das letzte Mal, im Jahre 1914, sich eingehend mit dieser wichtigen Baufrage befasst hatte.

Man erinnert sich, dass 1911 Stadt und S. B. B. — entgegen dem Antrag der Eisenbahnkommission des Z. I. A. auf Tieflegung der Bahn auf dem bestehenden Tracé, also Beibehaltung der Lage des Bahnhofs Enge am Alfr. Escher-Platz — sich auf das unglückliche „Bederstrassen-Projekt“ geeinigt hatten<sup>1)</sup>. Der Präsident der Eisenbahnkommission des Z. I. A., Arch. O. Pfeleghard, arbeitete in der Folge, unterstützt durch Ingenieure der Eisenbahn-Kommission, jenes Tiefbahnprojekt I näher aus, um damit namentlich auch zu zeigen, welche Vorzüge aus der Beibehaltung des Tracé für den Bebauungsplan erwachsen wären<sup>2)</sup>. Zudem waren die Vorzüge des Anschlusses der Sihltalbahn in Wiedikon statt in Enge veranschaulicht und erläutert, im Zusammenhang mit einer wesentlichen Verbesserung des Bahnhofs Wiedikon, dessen Aufnahmegebäude Pfeleghard an die Birmensdorferstrasse rückte und zwar über die Geleise gestellt. *Eventuell*, d. h. für den Fall, dass das Projekt I trotz allem nicht Gnade finden sollte, empfahl die Z. I. A.-Kommission eine Tiefbahn mit Bahnhof an der Grütlistrasse, natürlich ebenfalls *ohne* Sihltalbahn.

Der weitere Verlauf der Dinge brachte dann das „Vertragsprojekt vom 22. Dezember 1913“, mit Bahnhof an der Grütlistrasse, etwas östlich gegen die Seestrasse vorgeschoben (Abb. 1, S. 185), aber *mit* Sihltalbahn. Wieder musste Arch. Pfeleghard die Z. I. A.-Kommission in den Kampf führen, denn wenn auch Vieles von ihren Vorschlägen erreicht worden war, blieb immer noch die Sihltalbahn aus dem Bahnhof Enge fernzuhalten. Die Z. I. A.-Kommission wies durch umfangreiche Arbeiten und Rechnungen die Unwirtschaftlichkeit jener, ohne Zutun der Sihltalbahn selbst, erzwungenen Einführung nach, der Gesamtverein stellte sich hinter seine Kommission — umsonst: das „Vertragsprojekt 1913“ wurde vom Grossen Stadtrat und darauf von der Bevölkerung mit Hurrah und erdrückendem Mehr am 15. November 1914 gutgeheissen.<sup>3)</sup>

Nun hat die *Zeit* der Einsicht zum Durchbruch verholfen, dass der Z. I. A., seine Eisenbahnkommission und besonders ihr unermüdlicher Präsident *doch* Recht hatten: Mit Beschluss des Stadtrates vom 4. Mai 1922 wurde beantragt — und seither auch vom Grossen Stadtrat beschlossen — jenen Gemeindebeschluss vom 15. Nov. 1914 aufzuheben, und die Sihltalbahn *nicht* in Enge, sondern an die Station Wiedikon anzuschliessen. Die stadträtliche Weisung erklärt selbst: „Das vorgeschlagene Projekt entspricht in seiner Gesamtanlage dem Projekt des Z. I. A. vom Jahre 1914“, und weiterhin: „Angesichts der Tatsache, dass die vorgeschlagene Lösung heute rd. 2 Mill. Fr. weniger kostet als die Einführung (der „Sihltalbahn“) in die Enge<sup>4)</sup> und dass die Bedenken gegen die Einführung des Personen-

<sup>1)</sup> Ausführlich in „S. B. Z.“ vom 25. Febr., 18. März u. 6. Mai 1911.

<sup>2)</sup> Bericht mit zahlreichen Plänen in „S. B. Z.“ vom 14. Dez. 1912.

<sup>3)</sup> Kommissions-Bericht siehe «S. B. Z.» vom 25. Juli 1914, Aufruf des Z. I. A. in «S. B. Z.» vom 14. November, Vereins-Erklärung und vergleichende Zahlen-Zusammenstellung in «S. B. Z.» vom 28. November 1914 (insbesondere Seite 244 von Band 64).

<sup>4)</sup> Ein vom Präsidenten der «Sihltalbahn» eingeholtes Experten-Gutachten von S. B. B.-Oberbetriebschef E. Matter und Ing. Prof. C. Andrae (vom 18. Februar 1920) berechnete für das «Vertragsprojekt 1913» die Baukosten zu 5 327 600 Fr. (gegenüber den vom Tiefbauamt s. Z. berechneten 2 200 000 Fr.) und den Ueberschuss der jährlichen Mehrausgaben für die Sihltalbahn in Enge zu 99 538 Fr., gegenüber — 2290 Fr. bei deren Anschluss in Wiedikon.