Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 21/22 (1893)
Heft: 21

Artikel: Zweistufige Dampfmaschinen für möglichst gleichförmigen Gang
Autor: Fliegner, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-18206

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: 03.07.2025

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

INHALT: Zweistufige Dampfmaschinen für möglichst gleichförmigen Gang. — Chicago's grosser Entwässerungskanal. — Miscellanea: Kantonale Gewerbeausstellung in Zürich. — Litteratur: Anleitung zur Erhaltung von Baudenkmälern und zu ihrer Wiederherstellung. — Preisausschreiben: Untersuchung der schwefelsauren Thonerde des Handels. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender. Stellenvermittelung.

Zweistufige Dampfmaschinen für möglichst gleichförmigen Gang.

Von Prof. *A. Fliegner.*

Um bei zweistufigen Dampfmaschinen einen möglichst gleichförmigen Gang zu erhalten, begnügt man sich gewöhnlich damit, die Kurbeln unter 90° zu verstellen und die ganze Arbeit zu möglichst gleichen Teilen auf die beiden Cylinder zu verteilen. Auf diesem Wege würde man das gewünschte Ziel aber nur dann wirklich erreichen, wenn sich die Arbeiten in beiden Cylindern auch gleichartig über den *Kolbenhub* verteilen würden. Das ist jedoch durchaus nicht der Fall. *Grashof* berechnet daher in seiner theoretischen Maschinenlehre, Bd. III, S. 641, für einen Kurbelwinkel von 90° das Cylinderverhältnis unter der Bedingung, „dass die indizierten Arbeiten bei allen Viertelumdrehungen der Kurbelwelle zwischen aufeinander folgenden Hubwechseln des Hochdruckkolbens und des Niederdruckkolbens gleich gross sein sollen.“ Er erklärt aber diese Art der Bestimmung auch nur als eine die Untersuchung vereinfachende Annäherung. In der That ändert sich auch unter seiner Voraussetzung der Druck im kleinen Cylinder verhältnismässig stärker, als im grossen.

Will man die Frage nach den Bedingungen beantworten, unter denen sich ein möglichst gleichförmiger Gang der Maschine ergiebt, so bleibt nichts anderes übrig, als auf dem weitläufigeren graphischen Wege eine Anzahl passend ausgewählter Fälle durchzukonstruieren. Infolge der Verschiedenheit der Indikatordiagramme und daher auch der Tangentialkraftkurven beider Cylinder erscheint es dabei von vornherein zweckmässig, nicht nur das Cylinderverhältnis zu ändern, sondern auch *verschiedene, von 90° abweichende Winkel* zwischen den beiden Kurbeln zu untersuchen, da möglicherweise ein anderer Winkel günstiger sein könnte.

Um nun ohne übermässige Arbeit einen Einblick in die Abhängigkeit der verschiedenen Grössen zu gewinnen, habe ich eine Anzahl von verschiedenen Fällen unter folgenden Annahmen untersucht. Der Admissionsdruck im kleinen Cylinder betrug stets 7,5 Atm. abs., der Gegendruck im grossen 0,25 Atm., der Enddruck der Kompression im kleinen Cylinder 6 Atm. Das ganze Expansionsverhältnis, d. h. der Quotient aus dem Admissionsvolumen im kleinen Cylinder durch das ganze Volumen des grossen Cylinders, beide ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume, war in allen Fällen 8 %. Die Füllung des kleinen Cylinders änderte sich natürlich mit seiner Grösse, ebenso die des grossen Cylinders. Den Zwischenbehälter nahm ich gleich dem grossen Cylinder an und die schädlichen Räume beider Cylinder zu je 4 %. Das Voröffnen blieb zur Vereinfachung sowohl beim Ein- als auch beim Ausströmen unberücksichtigt.

Die Kurbelstangen habe ich unendlich lang vorausgesetzt, so dass die Indikatordiagramme auf beiden Seiten jedes Cylinders je gleich ausfielen. Dann wiederholen sich auch die Tangentialkraftkurven nach jeder halben Umdrehung kongruent, sie brauchen also auch nur für diesen Drehwinkel gezeichnet zu werden.

Die Indikatordiagramme wurden in bekannter Art unter der Bedingung *vollkommenen Ganges* der Maschine konstruiert, so dass bei Herstellung der Verbindung irgend eines der beiden Cylinder mit dem Zwischenbehälter keinerlei Spannungssprung auftritt. Wenn die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel um mehr als 90° nacheilt, so kann der grosse Cylinder schliesslich bei einer Füllung nacheinander von *beiden* Seiten des kleinen Cylinders Dampf erhalten. Der vollkommene Gang geht dabei aber doch zu erreichen, wenn auch die Konstruktion etwas umständlicher ausfällt.

Unter diesen Bedingungen habe ich folgende verschiedene Fälle untersucht. Das Verhältnis des kleinen Cylinders gegenüber dem grossen betrug:

$$\varkappa = 0{,}30 \quad 0{,}35 \quad 0{,}40 \quad 0{,}45 \quad 0{,}50.$$

Als Winkel α, um welchen *die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel nacheilt*, habe ich angenommen:

$$\begin{array}{lcccccc} & a & b & c & d & e & f \\ \alpha = & 45^0 & 60^0 & 75^0 & 90^0 & 105^0 & 120^0. \end{array}$$

Der Winkel $\alpha = 120^0$ ist aber nur bei $\varkappa = 0{,}3$ berücksichtigt. Eine Wiedergabe der erhaltenen Diagramme unterlasse ich hier als zu umständlich und weil sie nichts Bemerkenswertes bieten.

Aus den Indikatordiagrammen konnte ich dann in bekannter Weise die Kurve der Tangentialkräfte an den Kurbelwarzen konstruieren. Dabei habe ich aber *den Einfluss der hin- und hergehenden Massen nicht berücksichtigt*, da er sich von Fall zu Fall zu stark ändert, um mit irgend einem Mittelwerte hinreichend zuverlässig eingeführt werden zu können.

Die Zeichnungen lassen ohne weiteres erkennen, dass der Verlauf der Tangentialkraftkurven der einzelnen Cylinder namentlich vom Cylinderverhältnis $\varkappa$ abhängt, dagegen in weit geringerem Grade vom Kurbelwinkel α. Umgekehrt übt α auf den Verlauf der resultierenden Tangentialkraft einen bedeutend grösseren Einfluss aus als $\varkappa$. Um die Abhängigkeit der Tangentialkräfte vom Kurbelwinkel α anschaulicher machen zu können, habe ich in Fig. 1 (S. 143) die für $\varkappa = 0{,}40$ gefundenen Kurven dargestellt, und zwar in Funktion des Drehwinkels der Hochdruckkurbel. Dabei geben die gestrichelten Linien die Tangentialkraftkurven des Hochdruckcylinders; sie fallen am Anfang und Ende für alle Werte von α zusammen und trennen sich nur in der Mitte infolge des verschiedenen Einströmens in den Niederdruckcylinder. Die Tangentialkraftkurven des Niederdruckcylinders sind strich-punktiert; sie sind auf ihrer ganzen Länge unter sich verschieden, wenn auch nicht gerade stark. Die resultierenden Tangentialkraftkurven endlich sind voll ausgezogen. Wo in den Indikatordiagrammen durch die Steuerung veranlasste Ecken auftreten, zeigen auch die Tangentialkraftkurven Unstetigkeiten. Alle diese Punkte sind durch kleine Kreischen hervorgehoben. An einigen Stellen fielen zwei, einmal sogar drei solcher Punkte so nahe zusammen, dass sie nicht mehr deutlich und doch richtig darstellbar waren. Ich habe daher zwei solcher Punkte etwas weiter auseinander gezeichnet, die drei dagegen in einen zusammengezogen. Das durfte ich, weil derartige Figuren, die durch Druck wiedergegeben sind, doch keine genaueren Messungen mehr gestatten, sondern nur den Zweck haben, den wesentlichen Verlauf der veränderlichen Grössen anschaulich zu machen.

Den Widerstand an der Kurbelwarze habe ich, wie es bei solchen Untersuchungen gebräuchlich ist, konstant vorausgesetzt. Er ändert sich mit α, aber nur so wenig, dass ich mich darauf beschränken musste, einen einzigen, für alle Fälle geltenden mittleren Wert einzuzeichnen, die obere Horizontale.

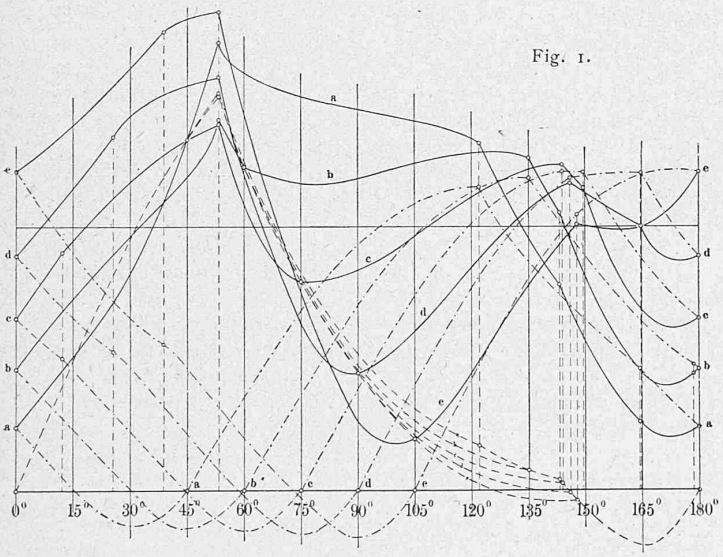
Die Figur zeigt sofort die übrigens selbstverständliche, starke Veränderlichkeit der resultierenden Tangentialkraftkurve mit dem Kurbelwinkel α. Sie lässt aber auch ohne genauere Messung erkennen, dass sich diese Kurve bei $\alpha = 75^0$, Fall *c*, besser an den konstanten Widerstand anschliesst, als bei $\alpha = 90^0$ im Fall *d*. Es ist das eine Folge der verschiedenen Gestalt der Tangentialkraftkurven für die einzelnen Cylinder, und diese hat ihren Grund na-

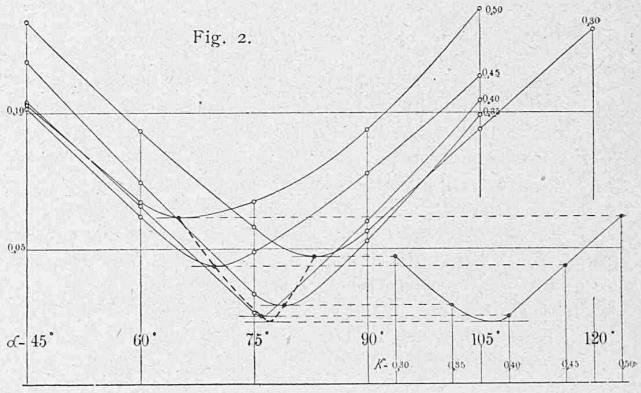
mentlich in der Verschiedenheit der Füllungen und der Aenderung der Dampfüberdrücke.

Für $\varkappa > 0{,}4$ wird die Spitze der Tangentialkraftkurve des Hochdruckcylinders höher, und sie rückt weiter nach links, während die höchste Stelle der Kurve des Niederdruckcylinders sinkt und weiter nach rechts rückt. Für $\varkappa < 0{,}4$ tritt das Umgekehrte ein. Es wäre zu umständlich, alle diese Kurven hier wiederzugeben.

Um aus einer Tangentialkraftkurve einen Schluss auf die *Gleichförmigkeit des Ganges* der Maschine ziehen zu können, muss man bekanntlich zunächst die Flächenabschnitte zwischen den Kurven der Kraft und des Widerstandes ausmessen. Aus dem Verlauf dieser Flächenabschnitte kann man dann die Lage der Grenzgeschwindigkeiten der Kurbelwarze bestimmen. Endlich muss man die algebraische Summe der Flächenabschnitte zwischen den Grenzgeschwindigkeiten bilden und diese durch die ganze Fläche der Tangentialkraft- oder Widerstandskurve für eine Umdrehung dividieren. Der so erhaltene Quotient, der weiterhin als „Flächenverhältnis" bezeichnet werden soll, ist proportional mit dem *Ungleichförmigkeitsgrad* der Maschine, d. h. mit dem Quotienten aus der Differenz der Grenzgeschwindigkeiten durch die mittlere konstante Geschwindigkeit.

gehörenden Punkte durch Kurven verbinden, so muss man auf folgendes achten: Alle Kurven besitzen je einen tiefsten Punkt an der Stelle des ausgefüllten Kreischens. Da alle in Frage kommenden Grössen stetig veränderlich sind, so müssen diese tiefsten Punkte selbst auch in einer stetig verlaufenden Kurve liegen, welche dann den kleinsten Wert des Flächenverhältnisses in Funktion des Kurbelwinkels α darstellen würde, wenn man $\varkappa$ immer im richtigen Betrage mitgeändert denkt. Diese Kurve ist in der Figur kräftiger gestrichelt eingezeichnet. Man kann aber auch noch eine zweite Hülfskurve herleiten, indem man die kleinsten Werte des Flächenverhältnisses in Funktion des Cylinderverhältnisses $\varkappa$ darstellt, wie es in der Figur rechts unten geschehen ist. Dabei hat man sich α entsprechend mitgeändert zu denken. Auch diese Kurve muss stetig verlaufen. Ausserdem müssen die beiden Hülfskurven eine gemeinschaftliche horizontale tiefste Tangente besitzen. Wie die Figur zeigt, ist es in der That möglich, unter Einhaltung der genannten Bedingungen alle Kurven als stetige Linienzüge einzuzeichnen, ohne ihnen wesentlichen Zwang anthun zu müssen. Und das beweist rückwärts auch die genügende Genauigkeit der ganzen Konstruktion.





Ich habe nun für die verschiedenen untersuchten Fälle dieses Flächenverhältnis mit Hülfe des Planimeters bestimmt. Die gefundenen Werte sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt. Diese Tabellenwerte sind natürlich, als das Ergebnis einer längeren Konstruktion, nicht fehlerfrei. Die entscheidende Grösse, das Flächenverhältnis, ändert sich aber so stark, dass man doch aus der ganzen Untersuchung sichere Schlüsse ziehen kann. Um diese zu erleichtern erscheint es zweckmässig, die Flächenverhältnisse in Funktion des Kurbelwinkels α graphisch aufzutragen, wie es in Fig. 2 geschehen ist. Darin sind die Punkte, die die Tabellenwerte darstellen, durch kleine Kreischen bezeichnet. Will man nun die gleichem $\varkappa$ an-

Tabelle.

$\varkappa$	Werte des Flächenverhältnisses für einen Kurbelwinkel α =						Verhältnis der Arbeiten	
	45^0 *a*	60^0 *b*	75^0 *c*	90^0 *d*	105^0 *e*	120^0 *f*	$\frac{L_k}{L}$	$\frac{L_k}{L_g}$
0,30	0,1335	0,0933	0,0576	0,0525	0,0940	0,1308	0,3832	0,6214
0,35	0,1190	0,0743	0,0328	0,0562	0,0991	—	0,4246	0,7378
0,40	0,1042	0,0655	0,0261	0,0599	0,1045	—	0,4414	0,7904
0,45	0,1016	0,0616	0,0483	0,0775	0,1135	—	0,4726	0,8961
0,50	0,1033	0,0671	0,0671	0,0937	0,1381	—	0,5451	1,1184

Aus den beiden Hülfskurven folgt nun, dass man, um unter den anfangs angegebenen Bedingungen einen möglichst ruhigen Gang der Maschine zu erhalten, den kleinen Cylinder zu $\varkappa = 0{,}386$ des grossen nehmen und die Niederdruckkurbel der Hochdruckkurbel um $\alpha = 77^0$ oder $180^0 + 77^0$ nacheilen lassen muss. Dadurch sinkt das Flächenverhältnis auf 0,0235.

Bei ausgeführten Maschinen mit 90^0 Kurbelwinkel liegt $\varkappa$ häufig zwischen 0,4 bis 0,45, mit Werten des Flächenverhältnisses von 0,0599 bis 0,0775. Verglichen mit dem eben gefundenen günstigsten Wert von 0,0235 zeigt es sich, dass solche Maschinen *2,5 bis 3,3 mal so ungleichförmig* arbeiten, als es nötig wäre.

In die Tabelle sind auch die gegenseitigen Verhältnisse der Arbeiten des kleinen Cylinders, L_k, des grossen, L_g, und der gesamten Arbeit beider Cylinder, L, aufgenommen. Diese Verhältnisse ändern sich allerdings bei gleichem $\varkappa$ mit α, aber nicht gerade stark, so dass es für den vorliegenden Zweck genügt, Mittelwerte dafür anzugeben. Durch eine graphische Interpolation findet man für den gleichförmigsten Gang rund $L_k/L \infty 0{,}43$, $L_k/L_g \infty 0{,}76$. Der kleine Cylinder darf also nur reichlich $^3/_4$ so viel Arbeit verrichten, als der grosse.

Für mehrstufige Maschinen wird statt der Bedingung möglichst gleicher Arbeiten in den einzelnen Cylindern häufig die Bedingung *gleichen Temperaturgefälles* gestellt, jedenfalls in der Meinung, dass dann die Konden-

sation beim Einströmen überall möglichst günstig ausfällt. Könnte übrigens der Dampf in unseren Maschinen einen genauen *Carnot*'schen Kreisprozess ausführen und wären die Zwischenbehälter unendlich gross, so würden die beiden Bedingungen gleicher Arbeit und gleichen Temperaturgefälles in eine zusammenfallen.

Der Forderung gleichen Temperaturgefälles wird man von vornherein zustimmen können bei Maschinen ohne Dampfmantel oder bei solchen mit Mänteln, die durch Dampf von der Temperatur des einströmenden Dampfes geheizt werden. Heizt man dagegen beide Mäntel mit Kesseldampf, wie das bei stationären Maschinen gewöhnlich geschieht, so werden die Wandungen des grossen Cylinders gegenüber dem in ihm arbeitenden Dampf verhältnismässig stärker erwärmt, als im kleinen, man wird in ihm daher auch unbedenklich ein grösseres Temperaturgefälle zulassen dürfen, als in jenem. Um wie viel grösser, ginge aber nur durch besondere vergleichende Versuche festzustellen.

Bei den Verhältnissen, die vorhin als die für einen ruhigen Gang günstigsten gefunden worden sind, würden sich folgende Temperaturen nach *Celsius* ergeben:

Einströmen in den kleinen Cylinder bei 7,5 Atm. . . . . 166,82°
Ende der Expansion im kleinen Cylinder bei 1,78 Atm., gleichzeitig angenähert Einströmen in den grossen Cylinder . 115,94°
Ausströmen aus dem grossen Cylinder bei 0,25 Atm. . . . . 64,63°

Hieraus folgen die Temperaturgefälle
im kleinen Cylinder zu 40,88°,
im grossen Cylinder zu 51,31°.

Das wäre eine Verteilung des Temperaturgefälles, wie sie für mit Kesseldampf geheizte Cylinder als nicht unangemessen erscheint.

Die für die günstigsten Verhältnisse gefundenen Zahlenwerte gehen natürlich nicht unmittelbar und allgemein auf jede neu zu konstruierende Maschine anzuwenden, weil ihre Herleitung von mehreren vereinfachenden Annahmen ausgeht. Soweit in dieser Richtung die Abweichung der wirklichen Diagramme von den ideellen in Frage kommt, dürften sich die Zahlenwerte allerdings kaum erheblich ändern. Anders steht es dagegen mit den Annahmen über die Grössen des Zwischenbehälters und der schädlichen Räume und über die Höhe der zu wählenden Pressungen. Aenderungen in diesen Annahmen ändern die Gestalt der Indikatordiagramme und den Verlauf der Tangentialkraftkurven wesentlicher. Namentlich aber würde eine Berücksichtigung der hin- und hergehenden Massen die günstigsten Verhältnisse verschieben, am stärksten bei den rasch laufenden Maschinen.

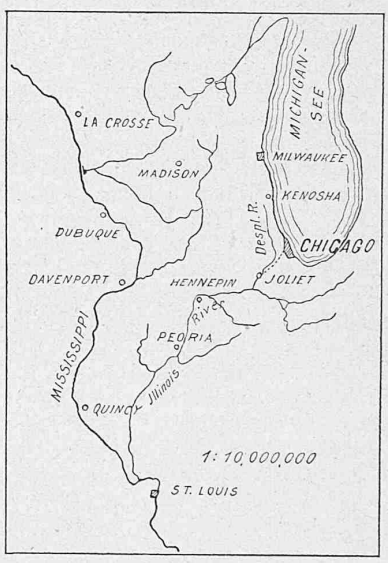
Einige dieser Einflüsse ändern sich von Fall zu Fall zwischen so weiten Grenzen, dass es zwecklos wäre, allgemein mit Mittelwerten dafür zu rechnen. Es bleibt nichts anderes übrig, als die Untersuchung für jeden Fall besonders durchzuführen. Hier konnte es nur meine Aufgabe sein, darauf hinzuweisen, dass durch richtige Wahl des Cylinderverhältnisses und des Kurbelwinkels der Gang der Maschine gegenüber den gebräuchlichen Anordnungen gelegentlich bedeutend gleichförmiger gemacht werden kann, ohne dass dadurch andere Grössen ungünstig beeinflusst werden.

Zürich, Oktober 1893.

Chicago's grosser Entwässerungskanal.

Vor einiger Zeit ist von Chicago aus ein Werk in Angriff genommen worden, dessen Gelingen oder Nichtgelingen für die Stadt von weittragender Bedeutung sein wird. Die meisten Abzugskanäle der gegen 1 1/2 Millionen Einwohner zählenden Stadt entleeren sich in den Chicago-River, einen Fluss, dessen Quellgebiet nicht viel weiter reicht, als die Stadt selbst und dessen Gefäll nahezu null ist.[1]) Die Breite des Flusses erreicht auch in der Nähe seiner Mündung in den Michigan-See kaum 60 *m*. Es ist klar, dass diese träge und verhältnismässig geringe Wassermasse nicht im stande ist, den Unrat fortzuschaffen. Um dem Uebelstande abzuhelfen, wurde schon vor einigen Jahrzehnten (1848—50) ein Kanal von Chicago aus in südwestlicher Richtung bis zum Illinois-River gebaut und das schmutzige Wasser des Chicago-River durch Pumpen in diesen Kanal geschafft. Die Richtung des Wasserlaufes sollte hierdurch zwischen See und Pumpstation umgekehrt und das Flussbett rein erhalten werden. Der Kanal ist aber viel zu klein angelegt, das Pumpwerk viel zu schwach, als dass sie erfolgreich wirken könnten. Thatsächlich herrscht im Chicago-River fast gar keine Strömung; fast sämtlicher Unrat bleibt darin liegen und sein Wasser wird einige Kilometer vom See entfernt zu einer schwarzen, blasentreibenden und übelriechenden Brühe.

Die mit diesem Zustande verbundenen gesundheitlichen Gefahren werden dadurch noch vergrössert, dass die Stadt ihr Trinkwasser aus dem See bezieht. Zwar liegt die eine der Fassungsstellen etwa 3 *km*, die andere (neuere) gar 6 *km* vom Ufer entfernt. Allein man hat beobachtet, dass bei südwestlichen Winden Flusswasser in den See hinausströmt und ihn viele Kilometer weit zu trüben im stande ist.



Man wundert sich, dass unter solchen Umständen die Sterblichkeit in Chicago nur 20°/00 beträgt. Diese niedrige Ziffer erklärt sich dadurch, dass die mit der Entwässerung verknüpften Uebelstände durch die zahlreichen, noch unbebauten Grundstücke und durch die grossen Boulevards und Parkanlagen einigermassen kompensiert werden. Dazu kommt freilich noch der andere Umstand, dass die Bevölkerung sich hauptsächlich durch Zuzug von aussen vermehrt und der Stadt auf diese Weise beständig frisches, gesundes Blut zugeführt wird.

Um den bestehenden Uebelständen abzuhelfen, soll nun ein grossartig angelegter Kanal gebaut werden, der mit *natürlichem* Gefälle alles Schmutzwasser dem Illinois-River und durch diesen dem Mississippi zuführen soll. (S. obiges Kärtchen.)

Der projektierte Kanal folgt in der Hauptsache dem alten bestehenden. Er schliesst inmitten der Stadt, da wo die Pumpstation steht, an den Chicago-River an, durchschneidet die nur wenige Meter hohe Wasserscheide zwischen dem Flussgebiet des Michigan-Sees und dem des Illinois-River und geht hierauf in südwestlicher Richtung bis unterhalb Joliet, wo er in einen kleinen See mündet. Von da fliesst das Wasser dem nahen Illinois-River zu.

Auf dem grössten Teil seiner Länge folgt der Kanal dem von Kenosha herkommenden Desplaines-River. Das Kanalwasser diesem Flusse zuzuführen, ist nicht zulässig, weil bei Hochwasser ein Rückstau nach Chicago zu eintreten würde. Um beide Wasserläufe unabhängig von einander zu machen, wird der Desplaines-River auf der ganzen Strecke korrigiert; sein Bett wird vielfach verlegt, Krümmungen werden abgeschnitten und schliesslich werden Kanal und Fluss nahezu parallel zu einander in zwei beinahe geraden Linien laufen, ganz wie die berühmten Kanäle auf dem Planeten Mars.

Die Gesamtlänge des Kanals beträgt etwa 55 *km*, seine

[1]) Bd. XX Nr. 20 S. 133.