

Д. В. СПЕЦЦИ.

**ЭТЮДЫ ПО РАСЧЕТУ
и КОНСТРУИРОВАНИЮ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ**

=====

Томск
1928

„Этюды по расчету и конструированию центробежных вентиляторов“.

Этюд 1-й. Определение основных размеров вентилятора в том случае, если заданы потребное разрежение перед вентилятором и объемная производительность в единицу времени, но нет типовой характеристики.

Под центробежным вентилятором мы будем понимать прибор назначение коего перемещать известный объем газа, преодолевая некоторое сопротивление. Если преодолеваемое сопротивление находится, до вентилятора, то вентилятор называется всасывающим, если после вентилятора, то нагнетательным. Наконец, если вентилятор и всасывает и нагнетает, то он является смешанным.

В самом общем случае установка вентилятора (фиг. 1) имеет всасывающий (А) и нагнетательный (В) каналы; собственно вентилятор:— ротор (С) (рабочее колесо с лопатками и статор (Д)—спиральный кожух, подшипник вала ротора (Е) и шкив или соединительную муфту (на фиг. нет).

Газ или воздух, всасываемый и нагнетаемый вентилятором, проходит через вентилятор в направлении, указанном стрелками на фиг. 1. Если обозначим статическую потерю давления перед вентилятором через:

$$p_1' - p_1 = \Delta p_s' \text{ мм. вод. столба ;}$$

динамическое давление перед вентилятором:—

$$\frac{V_1^2}{2g} \gamma = \Delta p_d' \text{ мм. вод. столба ;}$$

Соответственно за вентилятором:

$$p_2 - p_2' = \Delta p_s'' \text{ мм. в. ст. и}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} \gamma = \Delta p_d'' \text{ мм. в ст. , то}$$

общее давление, которое нужно преодолеть вентилятору, будет равно:

$$\Delta p_s' + \Delta p_s'' + \Delta p_d'' - \Delta p_d' = \Delta p \text{ мм. вод. ст.} \quad (1)$$

Газ, поступающий через входное окно вентилятора в середину ротора, захватывается лопатками последнего у внутреннего кольца и отбрасывается к наружному кольцу (фиг. 1).

Если обозначить через c_1 абсолютную скорость газа (при входе в каналы, образуемые лопатками, а через c_2 абсолютную скорость газа при выходе из каналов на наружном кольце, то живая сила, сообщаемая ротором газу, будет равна:

$$\frac{V \cdot \gamma \cdot c_2^2}{2g} - \frac{V \cdot \gamma \cdot c_1^2}{2g} \text{ кгр. метр.}$$

При чем через V будем обозначать объем перемещаемого газа не зависимо от времени. Изменение объема вследствие сжатия газа ввиду

незначительности степени сжатия в вентиляторах низкого давления, а также связанные с этим сжатием потери, в последующем к учету принимать не будем.

Движущийся по каналам, образуемым лопатками, газ должен преодолевать встречное давление, равное:

$$p_2 - p_1 = \Delta p_s' + \Delta p_s'' = \Delta p_s$$

Это статическое давление преодолевается развивающимся в каналах лопаток ротора центробежным давлением газа.

Очевидно, что встречное давление должно уравниваться центробежным давлением газа, т. е. должно осуществляться равенство работ:

$$\frac{V}{f} (p_2 - p_1) f = \frac{V}{f} \int_{r_1}^{r_2} \frac{f \cdot dr \cdot \gamma \cdot w^2 r}{g} \text{ кгр. мтр.}$$

В первой части этого равенства стоит работа встречного давления при перемещении V куб. м. газа, а во второй части—преодолевающее это сопротивление центробежное давление газа.

При составлении этого выражения предполагалось, что относительная скорость газа у входа в каналы лопаток и относительная скорость газа у выхода из каналов, образуемых лопатками, одинаковы.

Это выражение можно переписать так:

$$\frac{V}{f} (p_2 - p_1) f = \frac{V}{f} \cdot f \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \text{ кгр. мтр.}$$

Здесь обозначения следующие:

p — давление, в кгр./м.²;

f — площадь канала перпендикулярно оси потока, в кв. метрах;

γ — удельный вес газа; в кг/м.³;

u — окружная скорость, в м/сек.

Значек 1 относится к входу газа, значек 2 к выходу.

Таким образом работа, затрачиваемая ротором, будет равна:

$$\vartheta = \frac{V \cdot \gamma \cdot c_2^2}{2g} - \frac{V \cdot \gamma \cdot c_1^2}{2g} + \frac{V \cdot \gamma \cdot (u_2^2 - u_1^2)}{2g} \text{ кгр. мтр.}$$

В том случае, когда относительная скорость газа (на фиг. 1 и след. обозначена через W) в начале канала и в конце не одинаковы, очевидно что такое изменение относительной скорости точно также должно происходить за счет центробежного давления. В этом случае предыдущие равенства следует переписать в таком виде:

$$\frac{V}{f} (p_2 - p_1) f + \frac{V}{f} \left(\frac{w_2^2}{2g} \gamma - \frac{w_1^2}{2g} \gamma \right) f = \frac{V}{f} \int_{r_1}^{r_2} \frac{f \cdot dr \cdot \gamma \cdot w^2 r}{g} \text{ кгр. мтр.}$$

Отсюда:

$$V (p_2 - p_1) + V \left(\frac{w_2^2}{2g} \gamma - \frac{w_1^2}{2g} \gamma \right) = V \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr \cdot \gamma \cdot w^2 r}{g}$$

$$V (p_2 - p_1) = \frac{V \cdot \gamma}{2g} (u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2).$$

Общее выражение полной работы, затрачиваемой ротором, следовательно будет:

$$\vartheta_n = \frac{\gamma \cdot V \cdot (c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2)}{2g} \text{ кгр. мтр.} \quad (2)$$

Величина

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = H \text{ метр. столба газа} \quad (3)$$

в теории турбомашин именуется теоретическим напором (работа, отнесенная к 1 кгр. жидкости—уравнение Понселе).

Затрачиваемая мощность в лошадиных силах будет равна:

$$N_{\text{теор}} = \frac{V_m \cdot \gamma \cdot H}{75 \cdot 60}$$

(при чем V_m выражено в куб. метр./мин.)

Вследствие аэродинамических потерь действительно осуществляемый напор будет несколько меньше теоретического:

$$h < H$$

Отношение действительно осуществляемого напора— h и теоретического— H принято называть манометрическим к. п. д.

$$\frac{h}{H} = \eta. \quad (4)$$

Кроме аэродинамических потерь у вентиляторов имеются потери механические, которые принято учитывать некоторым коэффициентом.

η_m .

Таким образом общая затрачиваемая на вентилятор мощность определится окончательно из следующего выражения:

$$N_{\text{ef}} = \frac{V_{\text{мин.}} \cdot H \cdot \gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta_m}, \text{ или,} \quad (5)$$

$$N_{\text{ef}} = \frac{V_{\text{мин.}} \cdot h \cdot \gamma}{75 \cdot 60 \cdot \eta \cdot \eta_m}, \text{ а также}$$

$$N_{\text{ef}} = \frac{V_{\text{мин.}} \cdot h_{\text{мм. вод. ст.}}}{75 \cdot 60 \cdot \eta \cdot \eta_m}. \quad (6)$$

Исходя из треугольников скоростей (фиг. фиг. 2-я и 3-я), выражение для

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2 + c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{2g} \text{ метр. газ. ст.}$$

можно преобразовать, подставляя:

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 + 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2,$$

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2 + 2 u_1 w_1 \cos \alpha_1.$$

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2 + u_2^2 + w_2^2 + 2 u_2 w_2 \cos \alpha_2 - u_1^2 - w_1^2 - 2 u_1 w_1 \cos \alpha_1 + w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \alpha_2 - u_1 w_1 \cos \alpha_1}{g} \text{ метр. газ. ст.} \quad (7)$$

Из треугольников скоростей фиг. 3 также вытекает, что:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos(c_2, u_2),$$

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos(c_1, u_1), \text{ а}$$

при радиальном направлении c_1 :

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2.$$

Подставляя эти значения в выражение (3) для H , получим:

$$H = \frac{c_2 \cdot u_2 \cos(c_2, u_2) - c_1 \cdot u_1 \cos(c_1, u_1)}{g}, \quad (8)$$

при чем, если угол $c_1, u_1 = 90^\circ$, $\cos(c_1, u_1) = 0$, то

$$H = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos(c_2, u_2)}{g}$$

Уравнение (8) (Комба—Эйлера) после соответствующего преобразования дает выражение, связывающее между собой размеры вентилятора и его работу и на нем основано полное исследование работы вентилятора. *)

Сравнивая между собой идеальный вентилятор (без потерь) и действительный, мы должны отметить целый ряд потерь, имеющих место в последнем.

Потери эти двух родов:

1) Потери, оказывающие влияние на величины скоростей протекания газа,—т. н. аэродинамические потери.

К таким потерям должны быть отнесены:

а) Удары при изменении скоростей газов и направлений этих скоростей при входе и выходе в каналы лопаток.

в) Потери на трение, возмущения и вследствие изменения скоростей при прохождении газа по каналам ротора.

г) Потери на утечки через зазор.

2) Потери механические, к которым следует отнести потери на трение ротора о газ и потери на трение в подшипниках и сальниках.

Потери первого рода в дальнейшем будем учитывать манометрическим к. п. д.: η

Потери второго рода—механическим к. п. д. η_m , общий к. п. д. будем обозначать:

$$\eta_e = \eta \cdot \eta_m$$

Простой подсчет по ф-л $h_{mp} = \frac{k \cdot L \cdot P \cdot Q^2}{S^3} \delta$ показывает,

что потери на трение того рода, с которым мы встречаемся при рассмотрении движения газов по трубопроводам, в данном случае очень незначительны.

Таким образом, оставляя пока в стороне потери механические мы видим, что основными причинами потерь являются удары и возмущения вследствие изменения скоростей и их направлений при входе и выходе.

*) См. стр. 277 и сл. L Crussard. Ventilateurs et Compresseurs. Paris 26 г.

Очевидно, что в устранении этих потерь большое значение имеет правильный выбор величин и направлений скоростей.

Скорость втекания газа во всасывающем окне вентилятора V , (фиг. 1) по Пельцеру*) должна подбираться по следующей формуле:

$$V_1 = \frac{2,597}{1,94} L.$$

Wiesmann указывает на более ограниченные пределы скоростей входа; он предлагает следующие значения для V_1 :

для вентиляторов низкого давления	$V_1 = 10-12$ м/сек.,
” ” среднего ”	$V_1 = 12-16$ м/сек.,
” ” высокого ”	$V_1 = 12-18$ м/сек.

Цифра 12 м/с. фигурирует во всех трех случаях в этой табличке, при чем выполненные конструкции вентиляторов в большинстве имеют именно эту скорость втекания.

Выбор скорости V_1 определяет собой выбор одного из основных размеров вентилятора, а именно:

$$D_0$$

Если принять, как правило, что скорость втекания газа во всасывающем окне равна 12 метр/сек. при удельном весе газа $\gamma = 1,2$ кг/м.³, то диаметр всасывающего окна вентилятора определится, как:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{сек.}}}{\pi \cdot V_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{сек.}}}{3,14 \cdot 12}} = 0,325 \sqrt{V_{\text{сек.}}} \quad (9)$$

Такой же диаметр может быть принят и для цилиндрической поверхности входных кромок лопаток ротора. Если эта поверхность имеет коническую форму, то этот диаметр будет наибольшим диаметром поверхности входных кромок. Следовательно,

$$D_{\text{вн}} = D_1 = 0,325 \sqrt{V_{\text{сек.}}} \quad (9')$$

Для быстрого ориентирования в выборе этих диаметров на фиг. 4 построен график (на основе ф-лы (9').)

Если этим графиком (фиг. 4) пользоваться для газов иной плотности, чем $\gamma = 1,2$ кг/м.³, то вместо заданного секундного объема следует подставить приведенный секундный объем газа.

Окружная скорость u_1 на поверхности входных кромок лопаток в выполненных и работающих удовлетворительно вентиляторах колеблется в значительных пределах:

$$u_1 = 15 - 25 - 40 \text{ метр/сек.}$$

Для вентиляторов низкого давления этот предел несколько уже, а именно: $u_1 = 15 - 25$ м/сек.

Исходя из выражения для $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ и графика (фиг. 4), можно связать между собой $u_1 n$ и $V_{\text{сек.}}$, что и сделано на графике (фиг. 5).

Графики фиг. 4 и 5 можно использовать для быстрого подбора u_1 , n и D_1 по заданному $V_{\text{сек.}}$ и γ .

*) См. Г. Корг. Центробежные вентиляторы.

Абсолютную скорость газа c_1 при вступлении его в каналы лопаток мы во всех случаях будем принимать равной скорости во всасывающем окне — V_1 , чтобы этим избежать потерь от изменения скорости.

Направление скорости c_1 принимаем радиальным (см. ф. ф. 1, 2 и 3), что в связи с выбором величин u_1 и c_1 и направления последней, дает нам по правилу параллелограмма скоростей направление и размер относительной скорости w_1 протекания газа в начале канала. Направление скорости w_1 определяет угол наклона лопатки α_1 (фиг. 3) при вступлении газа в каналы ротора.

Таким образом выбор скорости V_1 вступления газа во всасывающее окно вентилятора позволил нам определить все размеры относящиеся к всасывающей части вентилятора.

Обращаясь к выражению для теоретического напора:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + \frac{u_2 w_2 \cos \alpha_2 - u_1 w_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (8)$$

Мы его можем переписать в таком виде:

$$H = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} + x^1 \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} = (1 + x^1) \frac{u_2^2 - u_1^2}{g},$$

или, если $1 + x^1 = x$,

$$H = x \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} \quad (9)$$

Величина x^1 в зависимости от типа вентилятора м. б. положительной, отрицательной, а также равной нулю, например, когда $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$ т. е., когда лопатки вентилятора радиальны.

Очевидно, что отрицательное значение x^1 находится в пределах $0 > x^1 > -1$ т. к. в противном случае не было бы напора. Очевидно также, что этот коэффициент (x^1) тем меньше, чем длиннее лопатки, т. е., чем $u_2 > u_1$.

В выполненных конструкциях вентиляторов коэффициент x колеблется в пределах:

$$x = 0,65 \text{ до } 10,$$

при чем по типам вентиляторов он имеет примерно следующее числовое значение:

- | | |
|---|--------------|
| 1) вентиляторы низкого давления барабанного типа с загнутыми вперед лопатками | $x = 5 - 6,$ |
| 2) тоже для небольших давлений | $x = 10,$ |
| 3) вентиляторы низкого давления с загнутыми назад лопатками | $x = 0,9,$ |
| 4) тоже среднего давления | $x = 0,9,$ |
| 5) вентилятор высокого давления с загнутыми назад лопатками | $x = 0,65.$ |

Выбор типа вентилятора определяет размер коэффициента x и, тем самым, наружный диаметр D_2 ротора и окружную скорость u_2 на его внешней поверхности.

Числовой пример подсчета размеров барабанного вентилятора.

Даны: секундный расход газа $V_{\text{сек}} = 20,4 \text{ м}^3/\text{сек};$

удельный вес газа $\gamma = 0,91 \text{ кг/м}^3;$

Сопротивление перед вентилятором (в данном случае дымососом) $\Delta p_s' = 34,5 \text{ мм. вод. ст.}$

Скорость газа во всасывающем окне $V_1 = 12$ м/сек. (для $\gamma = 1,2$), следовательно $V_1 = 15,8$ м/сек. (для $\gamma = 0,91$).

Скорость газа в выкидном отверстии кожуха вентилятора по Wiesmann'у:

Для вентиляторов низкого давления $V_2 = 12 - 16$ м/сек.

„ „ среднего „ $V_2 = 15 - 20$ „

„ „ высокого „ $V_2 = 20 - 30$ „

Принимаем $V_2 = 16$ м/сек. (для $\gamma = 1,2$), что дает

$V_2 = 21$ м/сек. (для $\gamma = 0,91$).

Таким образом:

$$\Delta p'_d = \frac{V_1^2}{2g} \gamma = \frac{15,8^2}{2g} \cdot 0,91 = 11,6 \text{ мм. в. ст.};$$

$$\Delta p''_d = \frac{V_2^2}{2g} \gamma = \frac{21^2}{2g} \cdot 0,91 = 20,6 \text{ мм. в. ст.}$$

$$\Delta p_s'' = 0.$$

Необходимый напор в мм. вод. столба будет:

$$h = \Delta p = \Delta p'_s - \Delta p'_d + \Delta p''_s + \Delta p_d = 34,5 - 11,6 + 0 + 20,6 = 43,5 \text{ мм. вод. ст.}$$

Принимаем механический к. п. д. вентилятора:

$$\eta_m = 0,95 \text{ и}$$

манометрический к. п. д.

$$\eta = 0,60.$$

Wiesmann значения общего коэффициента полезного действия $\eta_e = \eta \cdot \eta_m$ дает в следующих пределах:

вентиляторы низкого давления $\eta_e = 0,5 - 0,6$

„ среднего „ $\eta_e = 0,5 - 0,7$

„ высокого „ $\eta_e = 0,7 - 0,8$

С помощью принятых к. п. д. определяем полную потребляемую вентилятором мощность:

$$N_{ef} = \frac{V_{сек} \cdot h}{75 \cdot \eta \cdot \eta_m} = \frac{V_{сек} \cdot h}{75 \cdot \eta_e} = \frac{20,4 \cdot 43,5}{75 \cdot 0,60 \cdot 0,95} = 20,8 \text{ л. с.}$$

По графику (фиг. 4) интерполированием между кривыми $\gamma = 0,8$ и $\gamma = 1$ находим, что внутренний диаметр $D_1 = D_0 = 1,26$ м.

Если же данный вентилятор сконструировать с двойным всасыванием $\left(V_{сек} = \frac{20,4 \text{ м}^3/\text{с}}{2} \right)$, то тогда $D_1 = D_0 = 0,9$ м.

Принимаем двойное всасывание, тогда по графику (фиг. 5) число оборотов определяется:

$$\text{для } u_1 = 25 \text{ м/сек. } n = 530$$

$$\text{„ } u_1 = 15 \text{ м/сек. } n = 320$$

При определении числа оборотов для газов плотности иной, чем $1,2 \text{ кг/м}^3$, можно пользоваться специальными шкалами, нанесенными на фиг. 5, или же кривой $\gamma = 1,2$ из фиг. 4, если оба графика (фиг. 4 и 5) расположены один над другим и имеют один масштаб абсцисс. Теоретический напор в метрах газового столба

$$H = \frac{h}{\eta \cdot \gamma} = \frac{43,5}{0,60 \cdot 0,91} = 79,5 \text{ м.}$$

Определяем окружную скорость u_2 на внешней поверхности ротора из выражения:

$$H = x \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}, \text{ при чем принимаем } x = 5,5.$$

$$79,5 = 5,5 \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}, \text{ откуда}$$

$$u_2 = \sqrt{142 + u_1^2}$$

Разберем оба случая:

$$1) \quad u_1 = 25 \text{ м/с}, \quad u_2 = \sqrt{142 + 625} = 27,7 \text{ м/сек}$$

$$2) \quad u_1 = 15 \text{ м/с}, \quad u_2 = \sqrt{142 + 225} = 19,2 \text{ м/сек}$$

Наружный диаметр ротора:

$$u_1 = 25 \text{ м/с}, \quad D_2 = \frac{D_1 u_2}{u_1} = \frac{0,9 \cdot 27,7}{25} = 0,98 \approx 1 \text{ метр}$$

$$u_1 = 15 \text{ м/с}, \quad D_2 = \frac{D_1 u_2}{u_1} = \frac{0,9 \cdot 19,2}{15} = 1,15 \text{ м.}$$

Радиальная высота лопатки:

$$1 \text{ случай} \quad k = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{1 - 0,9}{2} = 0,05 \text{ м.} = 50 \text{ мм}$$

$$2 \text{ случай} \quad k = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{1,15 - 0,9}{2} = 0,125 \text{ м} = 125 \text{ мм}$$

Расстояние между лопатками (шаг) по середине их радиальной высоты для вентилятора любого типа и давления можно принять в пределах $t = (0,75 - 0,9) k$, тогда:

$$\text{для 1-го случая} \quad t = 0,75 \cdot k = 0,75 \cdot 0,05 = 37,5 \text{ мм} = 0,0375 \text{ м,}$$

$$\text{» 2-го »} \quad t = 0,75 \cdot 0,125 = 94 \text{ мм} = 0,094 \text{ м.}$$

Число лопаток:

$$1 \text{ сл.} \quad n = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2 \cdot t} = \frac{3,14 (0,9 + 1,0)}{2 \cdot 0,0375} \approx 80 \text{ лопаток}$$

$$2 \text{ сл.} \quad n = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2 \cdot t} = \frac{3,14 (0,9 + 1,15)}{2 \cdot 0,094} \approx 34 \text{ лопатки}$$

Относительная скорость w_1 при входе (см. фиг. 2 и 3):

$$1 \text{ сл.} \quad w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{15,8^2 + 25^2} = \sqrt{875} = 29,6 \text{ м./сек.},$$

$$2 \text{ сл.} \quad w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{15,8^2 + 225} = \sqrt{475} = 21,8 \text{ м./сек.}$$

Угол наклона лопаток при входе α_1

$$\text{определится: для 1-го сл. } \operatorname{tg} (180 - \alpha_1) = \frac{c_1}{u_1} = \frac{15,8}{25} = 0,63$$

$$\text{„ 2-го „ } \operatorname{tg} (180 - \alpha_1) = \frac{15,8}{15} = 1,05.$$

$$1 \text{ сл.} \quad 180 - \alpha_1 = 32^\circ 10' \quad , \quad \alpha_1 = 147^\circ 50',$$

$$1 \text{ „} \quad 180 - \alpha_1 = 46^\circ 20' \quad , \quad \alpha_1 = 133^\circ 40'.$$

Осевая ширина ротора (осевая полезная длина лопатки) b_1 при входе и b^2 при выходе определяется из следующих соображений.

Поверхность входных кромок лопаток ротора, точно также, как и поверхность выходных кромок, в том случае, когда обе эти поверхности цилиндрические, представляют собой прямоугольники, загроможденные лопатками.

В отношении каждой из этих поверхностей можно написать на основании сплошности движения (см. фиг. 6):

$$\pi D_1 \operatorname{Sn} (180 - \alpha_1) w_1 \cdot b_1 = \pi D_2 \operatorname{Sn} \alpha_2 \cdot w_2 \cdot b_2$$

В общем случае $b_1 \neq b_2$, но для барабанных вентиляторов равенство $b_1 = b_2$ очень упрощает конструкцию всего ротора.

Принимая во внимание, с одной стороны, загромождение каналов между лопатками толщиной последних, а, с другой стороны, не заполнение прямоугольных каналов между лопатками потоком газа (Wie ssmann это не заполнение учитывает коэффициентом $\mu = 0,7 - 0,85$, при чем тем меньше, чем больше лопаток), можем написать.

$$V_{\text{сек.}} = \frac{20,4}{2} \text{ м.}^3/\text{сек.} = [\pi D_1 \operatorname{Sn} (180 - \alpha_1) - n \cdot s] w_1 \cdot b_1 \cdot \mu$$

$$\text{Для 1-го сл.} \quad 10,2 \text{ м.}^3/\text{сек.} = [\pi \cdot 0,9 \operatorname{Sn} 32^\circ 10' - 80 \cdot 0,003] \cdot 29,6 \cdot 0,7 \cdot b_1$$

$$b_1 = \frac{10,2}{0,7 \cdot 29,6 (1,5 - 0,24)} = \frac{10,2}{26} \approx 0,4 \text{ м.}$$

$$\text{Для 2-го сл.} \quad 10,2 = [\pi \cdot 0,9 \operatorname{Sn} 46^\circ 20' - 34 \cdot 0,003] \cdot 21,8 \cdot 0,75 \cdot b_1$$

$$b_1 = \frac{10,2}{0,75 \cdot 21,8 (2,04 - 0,104)} = \frac{10,2}{31,6} = 0,325 \text{ м.}$$

При определении b_1 для первого случая принято $\mu = 0,7$, а для второго $\mu = 0,75$.

Толщина лопатки для каждого случая принята $S = 3$ мм.

Для выходных поверхностей будем иметь:

$$(\pi D_2 \operatorname{Sn} \alpha_2 - n \cdot s) w_2 \cdot b_2 \cdot \mu = V_{\text{сек.}},$$

откуда:

$$\pi D_2 \operatorname{Sn} \alpha_2 \cdot w_2 \cdot b_2 \cdot \mu - n \cdot s \cdot w_2 b_2 \cdot \mu =$$

$$\pi D_1 \cdot \operatorname{Sn} (180 - \alpha_1) w_1 \cdot b_1 \cdot \mu - n \cdot s \cdot w_1 b_1 \cdot \mu$$

пренебрегая величинами $n \cdot s \cdot w_2 \cdot b_2 \cdot \mu$ и $n \cdot s \cdot w_1 \cdot b_1 \cdot \mu$, т. к. они почти равны между собой и малы по сравнению с остальными двумя членами получаем:

$$w_2 \operatorname{Sn} \alpha_2 = \frac{D_1 \operatorname{Sn} (180 - \alpha_1) w_1 b_1}{D_2 \cdot b_2}.$$

Для разбираемого нами примера, если принять что $b_1 = b_2$:

$$1 \text{ сл.} \quad w_2 \cdot \operatorname{Sn} \alpha_2 = \frac{0,9 \cdot 0,532 \cdot 29,6}{1} = 14,18,$$

$$2 \text{ сл.} \quad w_2 \cdot \operatorname{Sn} \alpha_2 = \frac{0,9 \cdot 0,723 \cdot 21,8}{1,15} = 12,34.$$

Из уравнения теоретического напора (8)

$$w_2 \operatorname{cs} \alpha_2 = \frac{\operatorname{Hg} - u_2^2 + u_1^2 + u_1 w_1 \operatorname{cs} \alpha_1}{u_2}.$$

Подставляя в это выражение найденные нами уже ранее величины, получаем:

$$1 \text{ сл.} \quad w_2 \operatorname{cs} \alpha_2 = \frac{79,5 \cdot 9,81 - 27,7^2 + 25^2 - 25 \cdot 29,6 \cdot 0,846}{27,7} = 0,47$$

$$2 \text{ сл.} \quad w_2 \operatorname{cs} \alpha_2 = \frac{79,5 \cdot 9,81 - 19,2^2 + 15^2 - 25 \cdot 21,8 \cdot 0,69}{19,2} = 18,3$$

$$1 \text{ сл.} \quad \frac{w_2 \operatorname{sn} \alpha_2}{w_2 \operatorname{cs} \alpha_2} = \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{14,18}{0,47} = 30, \alpha_2 = 88^\circ \text{ и}$$

$$w_2 = \frac{14,18}{\operatorname{sn} \alpha_2} = \frac{14,18}{0,999} = 14,2 \text{ м/сек.}$$

$$2 \text{ сл.} \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{12,34}{18,3} = 0,674, \alpha_2 = 34^\circ$$

$$w_2 = \frac{12,34}{\operatorname{sn} \alpha_2} = \frac{12,34}{0,559} = 22,1 \text{ м/сек.}$$

На этом мы закончили определение всех размеров ротора и углов наклона его лопаток. В отношении двух рассмотренных нами случаев нужно указать, что второй случай для нас более выгоден, т. к. в нем мы имеем $w_2 \cong w_1$ чем избегается известная потеря от изменения относительной скорости. В отношении w_1 и w_2 следует отметить, что почти во всех примерах, разобранных у Wiesmann'a $w_1 > w_2$.

Карг рекомендует брать $w_2 \geq w_1$, что более рационально в виду указанных выше соображений, но не обязательно для конструктора, если имеется возможность добиться хорошего к. п. д. и при переменной w .

На фиг. 6 вычерчена лопатка, размеры и углы наклона которой мы определили для 2-го случая.

На фиг. 7 дан способ построения спирального кожуха из четырех центров—углов конструкторского квадрата.

Для определения стороны конструкторского квадрата определяем размеры выходного сечения кожуха при принятой нами скорости

$V_2 = 21$ м/сек. Коэффициент не заполнения прямоугольного выходного отверстия принимаем $\mu = 0,9$ Ширину кожуха для одной половины примем $b = 1,7 b_2 = 1,7 \cdot b_1 = 1,7 \cdot 0,325 \cong 0,550$ (полная ширина $2 \cdot 0,55 = 1,1$ м.)

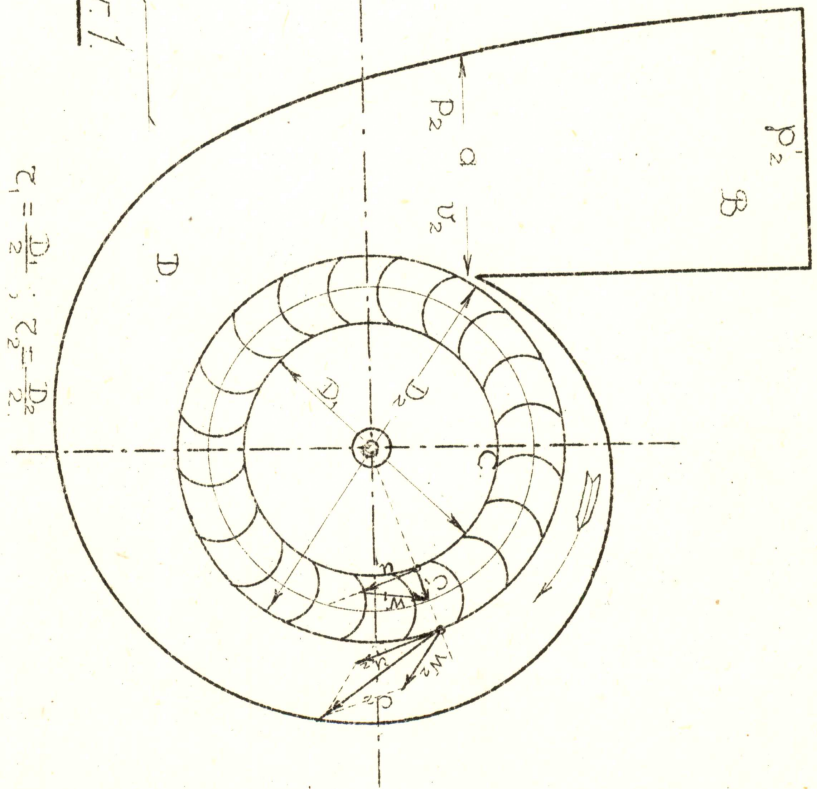
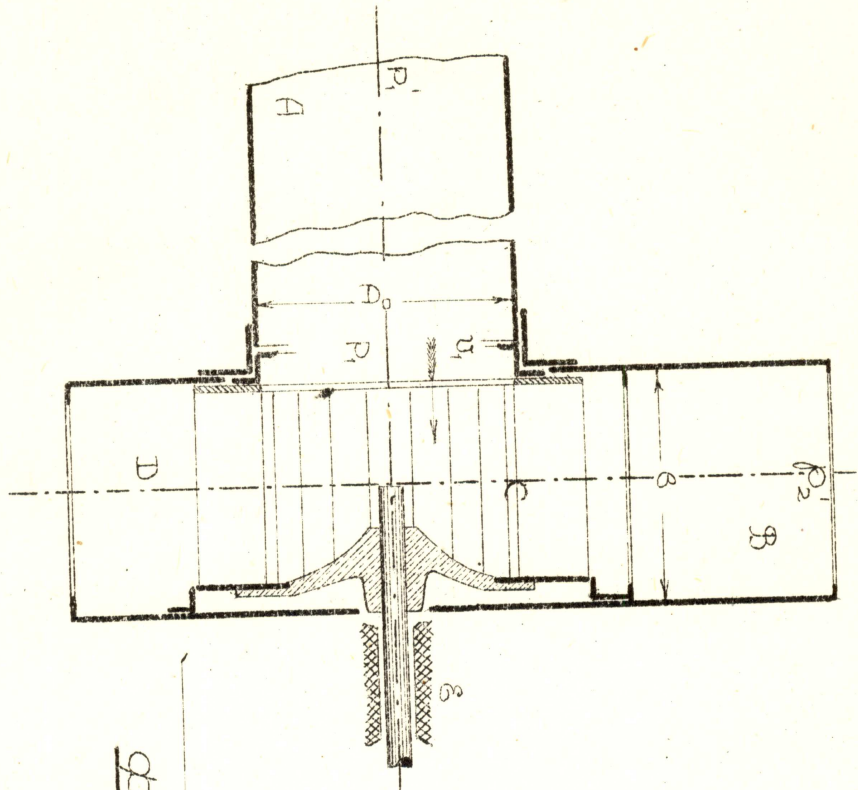
$a \cdot b \cdot V_2 \cdot 0,9 = 10,2$ м³/сек., откуда:

$$a = \frac{10,2}{0,55 \cdot 21 \cdot 0,9} = 0,98 \text{ м.}$$

Сторона конструкторского квадрата для нашего случая:

$$o = \frac{d - k}{4} = \frac{0,98 - 0,125}{4} = \frac{0,855}{4} = 0,216 \text{ м.}$$

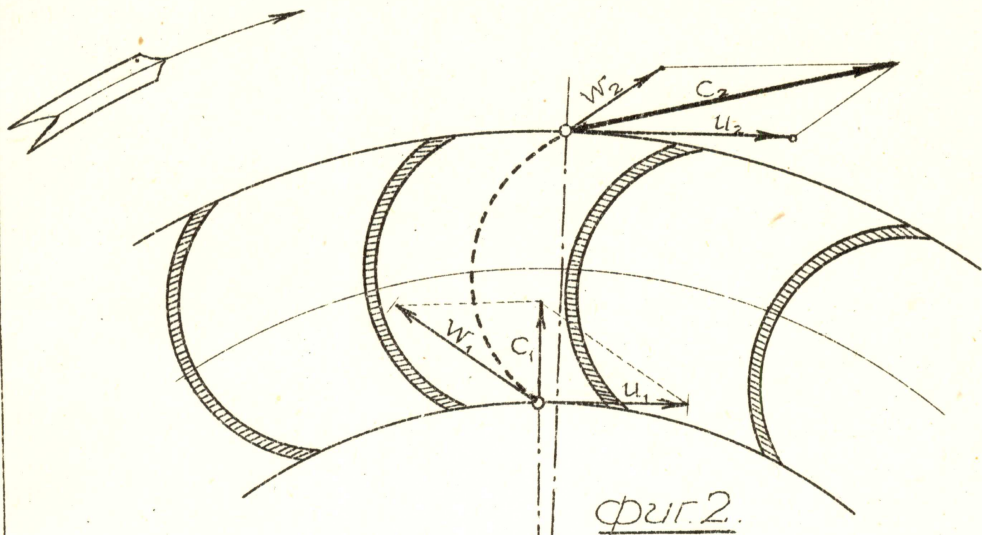
(Учитывая k , нужно несколько увеличить b , чтобы не изменилась принятая скорость V_2).



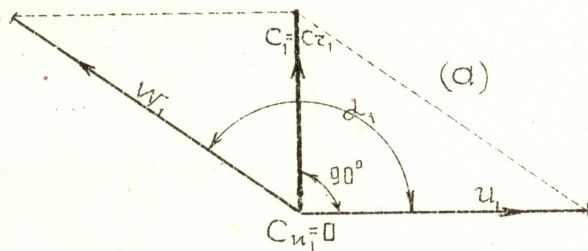
$$c_1 = \frac{D_1}{2} \omega ; c_2 = \frac{D_2}{2} \omega$$

part 1

Треугольники скоростей
в лопатках.



Треугольники скоростей при входе (а)
и при выходе (б).



фиг. 3.

